

**VYSOKÁ ŠKOLA BÁŇSKÁ - TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA**

---

**FAKULTA STROJNÍ**

---

# **TECHNICKÁ DIAGNOSTIKA A SPOLEHLIVOST**

## **II.**

### **VIBRODIAGNOSTIKA**

František Helebrant

Jiří Ziegler

---

**Obsah**

<b>1. ÚVOD</b>	<b>5</b>
1.1. Základní definice a terminologie	5
1.2. Historický vývoj	6
1.3. Technický, technologický a ekonomický význam	7
<b>2. MECHANICKÉ KMITÁNÍ STROJNÍHO ZAŘÍZENÍ</b>	<b>9</b>
2.1. Charakteristika základní parametry mechanického kmitání	9
2.1.1. Periodické kmitání	9
2.1.2. Stacionární náhodné kmitání	11
2.1.3. Nestacionární náhodné kmitání	12
2.2. Mechanické kmitání	12
2.2.1. Lineární soustava s jedním stupněm volnosti	12
2.2.2. Lineární soustavy s více stupni volnosti	14
2.2.3. Základní vlastnosti nelineárních soustav	15
2.2.4. Odezva mechanické soustavy na stacionární náhodné buzení	18
2.2.5. Kmitání lineárního kontinua	18
<b>3. MĚŘENÍ A VYHODNOCENÍ VIBRACÍ</b>	<b>19</b>
3.1. Snímače vibrací	20
3.2. Klasifikace signálů	23
3.2.1. Algoritmus FFT a jeho vlastnosti	24
3.2.2. Měření a vyhodnocování spektra signálů	25
3.3. Cíle měření a zhodnocení vibrací, zásady volby měřících míst	29
3.4. Základní metody vibrační diagnostiky	31
3.4.1. Frekvenční analýza pomocí FFT	31
3.4.2. Celková mohutnost kmitání (trendování vibrací)	35
3.4.3. Kepstrální analýza	37
3.4.4. Alternativní metody k měření technického stavu valivých ložisek	38
3.4.5. Orbitální analýza	42
3.4.6. Modální analýza	43
3.4.7. Metoda zviditelnění provozních tvarů kmitů	45
3.4.8. Multiparametrická diagnostika	47
3.4.9. Měření fáze	48
3.5. Nevývaha a nesouosost	49
3.6. Obecný návrh vibrodiagnostického systému	53
<b>4. ZÁKLADY DIAGNOSTIKY ZÁVAD</b>	<b>53</b>
4.1. Statická, dynamická a momentová nevyváženost	53
4.2. Letmo uložený rotor, úhlová a osová nesouosost	55
4.3. Ohnutý hřídel, excentrický rotor, mechanické uvolnění	57
4.4. Ozubené a řemenové převody	58
4.5. Valivá a kluzná ložiska	60
4.6. Čerpadla a kompresory	73
4.7. Elektromotory	84
4.8. Rezonance	100

<b>5. PROVOZNÍ VIBRODIAGNOSTIKA</b>	<b>102</b>
5.1. Provozní vyvažování rotujících objektů	102
5.1.1. Příprava objektu	102
5.1.2. Metody vyvažování	104
5.1.3. Shrnutí praktického provozního postupu vyvažování	107
5.1.4. Typické přídatné funkce vyvažovacích programů	108
5.2. Provozní ustavování pohonných systémů	110
5.2.1. Přínos ustavení hřídelí do osy	110
5.2.2. Základy teorie ustavování hřídelí	111
5.2.3. Metody ustavování	114
5.3. Vibrodiagnostika valivých ložisek	117
5.4. Vibrodiagnostika elektromotorů	125
5.5. Vibrodiagnostika převodovek	139
5.6. Vibrodiagnostika strojních systémů	144
<b>LITERATURA</b>	<b>153</b>
<b>VYBRANÁ ZÁKLADNÍ TERMINOLOGIE</b>	<b>155</b>
<b>DIAGNOSTICKÉ TABULKY - VYBRANÉ PROBLÉMY</b>	<b>164</b>
<b>NORMY, PŘEDPISY A DOPOR. PRO POTŘEBY VIBRODIAGNOSTIKY</b>	<b>171</b>

## Předmluva

Předkládaná skripta jsou dalšími skripty řady „Technická diagnostika a spolehlivost“, navazují tedy na skripta I. Tribodiagnostika. Naším cílem je vytvořit ucelenou řadu, která by měla být základním studijním materiálem především pro obor „Technická diagnostika, opravy a udržování“, a samozřejmě také je využitelná v dalších studijních oborech. Autorsky se mimo uvedených autorů na skriptech podíleli

- ❑ Kap. 2                                    prof. Ing. Jan Ondrouch, CSc. z VŠB-TU Ostrava, FS
- ❑ Kap. 4.5, 5.1, 5.3                    Ing. Tadeáš Lipus z SKF Ložiska, a.s.
- ❑ Kap. 4.7, 5.4                            Ing. Mečislav Hudeczek, Ph.D. z Hudeczek Service, s.r.o.
- ❑ Kap. 5.2                                    Ing. Radim Falc z SKF Ložiska, a.s.
- ❑ Kap. 3.4                                    Ing. Jiří Pech z SKF Ložiska, a.s. - spoluautor některých částí dané kapitoly

a konzultačně prof. Ing. Jiří Tůma, CSc. (VŠB-TU Ostrava, FS - kap. 5.5), Ing. Ivo Komorous (Transgas, a.s. - kap. 3.4.5, 4.6), Dr. Ing. Jan Biloš (odborný konzultant - kap. 5.6 a základní terminologie).



## 1. ÚVOD

Většina dnešních výrobních společností pracuje s minimálními zisky, což samozřejmě vede k nutnosti snižování výrobních nákladů a právě proto se v moderním podnikání stává mocným nástrojem i řešení dříve opomíjených problémů. K těmto mocným nástrojům patří také řešení údržby, včetně její zajištěnosti za podmínek systémového procesního chápání dané problematiky.

K nejdůležitějším prostředkům zajištěnosti údržby patří metody technické diagnostiky, tzn. i vibrodiagnostiky, které v celé své šíři působnosti nejvýrazněji ovlivňují obsah údržby v celé své komplexnosti. V praxi tzn., že technická diagnostika je hlavním nástrojem kontrolně inspekční a revizní činnosti (zjišťování technického stavu a opotřebení), rozhoduje o nutnosti a rozsahu prováděných oprav (odstraňování následků opotřebení), patří k nástrojům a prostředkům autonomní údržby (snižování rychlosti opotřebení), kde ohodnocuje dodržování zásad správného provozu.

Technická diagnostika je tedy základním atributem ovlivňujícím rozhodujícím způsobem bezpečnost provozu, tzn. je také prostředkem ke snižování rizika v obecném smyslu.

### 1.1. Základní definice a terminologie

Základním cílem sledování vibrací rotujících strojů je poskytnutí informací o provozním a technickém stavu za účelem zabezpečení strategického plánování a řízení údržby. Nedílnou součástí uvedeného procesu se tak stává i hodnocení stavu a průběhu vibrací za dobu dosavadního provozu.

Je nutno si uvědomit, že vibrace u rotujících strojů jsou úzce vázány na dynamické namáhání stroje, souvisí se stavem ložisek, převodovek, nevývahou, nesouosostí, trhlinami v důležitých komponentech, opotřebením apod., takže jejich monitorování a vyhodnocení patří k základním a rozhodujícím metodám technické diagnostiky.

Vzhledem k tomu, že v dalších kapitolách (2 a 3) jsou uvedeny základní termíny týkající se kmitání, vibrací a vyhodnocování vibrací, tak zde se soustředíme pouze na objasnění nejzákladnějších pojmů technické diagnostiky.

- **DIAGNÓZA** - analýza okamžitého technického stavu objektu resp. vyhodnocení provozuschopnosti objektu za daných provozních podmínek. Základní úkoly diagnózy jsou
  - **Detekce** - odhalení existence vznikající poruchy
  - **Lokalizace** - určení místa, vadné části nebo uzlu vznikající poruchy
  - **Specifikace** - stanovení příčiny vznikající poruchy vyhodnocením diagnostického signálu tzn. okamžitým stanovením a geneze po dobu provozu
  - **Predikace** - určení prognózy zbytkové životnosti (času do nutné opravy) za účelem strategického plánování a řízení údržby.

- ❑ **DIAGNOSTICKÝ SYSTÉM** - vyhodnocuje technický stav objektu a je tvořen
  - **Diagnostickými prostředky** - soubor technických zařízení, postupů, metod pro analýzu a vyhodnocení technického stavu objektu
  - **Diagnostickým objektem a obsluhou**

Diagnostické systémy pro sledování technického stavu jsou trvale instalovány - ON LINE měření nebo jsou tzv. přenosné měřicí systémy - OFF LINE měření. Další variantou je kombinace, tzn. snímače jsou instalovány trvale a měření dat je prováděno cyklicky (periodicky) - semitrvale.

- ❑ **TECHNICKÝ STAV** - diagnostikovaného objektu je dán odpovídající velikostí a vývojem diagnostické veličiny a množinou vybraných vlastností, včetně technických parametrů
- ❑ **DIAGNOSTICKÁ VELIČINA** - je nositelem informace o technickém stavu objektu (fyzikální, funkční)
- ❑ **PROVOZUSCHOPNOST** - stav, ve kterém je objekt schopen vykonávat stanovené funkce za daných podmínek
- ❑ **PORUCHA** - jev ukončující provozuschopnost objektu

## 1.2. Historický vývoj

Vlastní vývoj vibrodiagnostiky ve své podstatě kopíruje vývoj metod technické diagnostiky, tzn. od pocitových a vizuálních vjemů, přes jednoduché snahy o zesílení vibračního, resp. hlukového signálu se dostáváme až k použití nejmodernější měřicí techniky s maximalizací vypovídající schopností o technickém stavu sledovaného objektu.

Za zlom je nutno považovat nasazení informačních technologií (výpočetní techniky), které přineslo převratné změny do celé řady oblastí tzn. i do údržby a vibrodiagnostiky. Umožnilo nejen měření vibračního signálu, ale především možnost jeho vyhodnocení v reálném čase.

Daný vývoj pak následně kopírují i jednotlivé vývojové stupně systémů provozní údržby (Po poruše PPO, DIPP, Diagnostická, Prognostická, Automatizovaná, TPM-viz [8]), čímž plně zajistíme naplnění základních cílů nutných k zajištění správného provozu objektu (bezporuchovost, zajištěnost údržby, udržovatelnost). Z pohledu technické diagnostiky pak mluvíme o

- **DIAGNOSTIKOVATELNOSTI** - vlastnost objektu vyjadřující způsobilost k použití diagnostických prostředků

a nepřímo také o

- **OPRAVITELNOSTI** - zajištění možnosti výměny, resp. opravy (totální havárie si vynucuje nákup nového stroje)

### 1.3. Technický, technologický a ekonomický význam

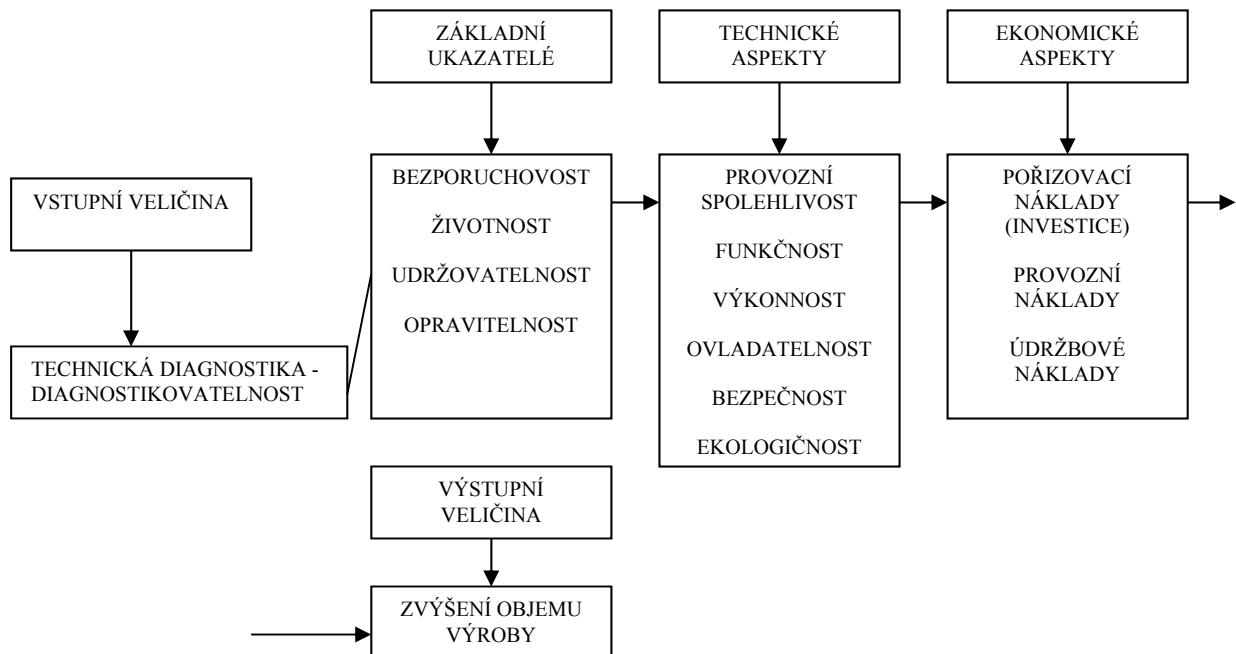
Výrazné změny ve všech oborech lidské činnosti zákonitě přináší i změny ve výrobní sféře a na tyto změny musí reagovat i údržba. Vytváří se nové údržbářské technologie, údržbářské metody, ale také strategie a přístupy k řešení a hodnocení údržby, které vychází ze základní myšlenky, chápání údržby jako nedílné součásti výrobního procesu.

Vycházíme-li při hodnocení jakéhokoliv významu ze zajištěnosti provozní spolehlivosti, tak si musíme plně uvědomit, že je určována bezporuchovostí, udržovatelností a zajištěností údržby, přičemž tyto dílčí znaky formují pohotovost, životnost, funkčnost, bezpečnost, způsobilost a efektivnost provozu - obr. 1. Vlastní technický význam přínosu technické diagnostiky asi nejlépe lze vyjádřit tak, jak je na obr. 2. Z daného obrázku by mělo jednoznačně vyplynout, že technická diagnostika je základem pro strategické plánování a řízení údržby, která je relativně uzavřeným systémem, tzn. kompatibilním subsystémem systému řízení výroby každé výrobní společnosti, a právě technická diagnostika nám přináší požadovanou jistotu rozhodnutí.

Nejen literatura, ale v dnešní době už celá řada provozních zkušeností uvádí, že nasazení správného systému údržby, resp. užívání správného systému údržby přináší:

- Snížení prokazatelných nákladů na údržbu cca o 30%
- Ztráty z titulů snížení využití strojů se výrazně sníží v období dvou let (optimistické odhady uvádějí až na 10% původních prostojů, praxe se přiklání k číslu 40-50%)
- První přínosy po zavedení se projeví zhruba po 8-12 měsících
- Přípravované období realizace po zpracování trvá minimálně 6 měsíců

tak je nám určitě zřejmé, kde hledat ekonomický význam, resp. přínos. Technologický význam nám určitě vyplyne po prostudování posledního odstavce této kapitoly.

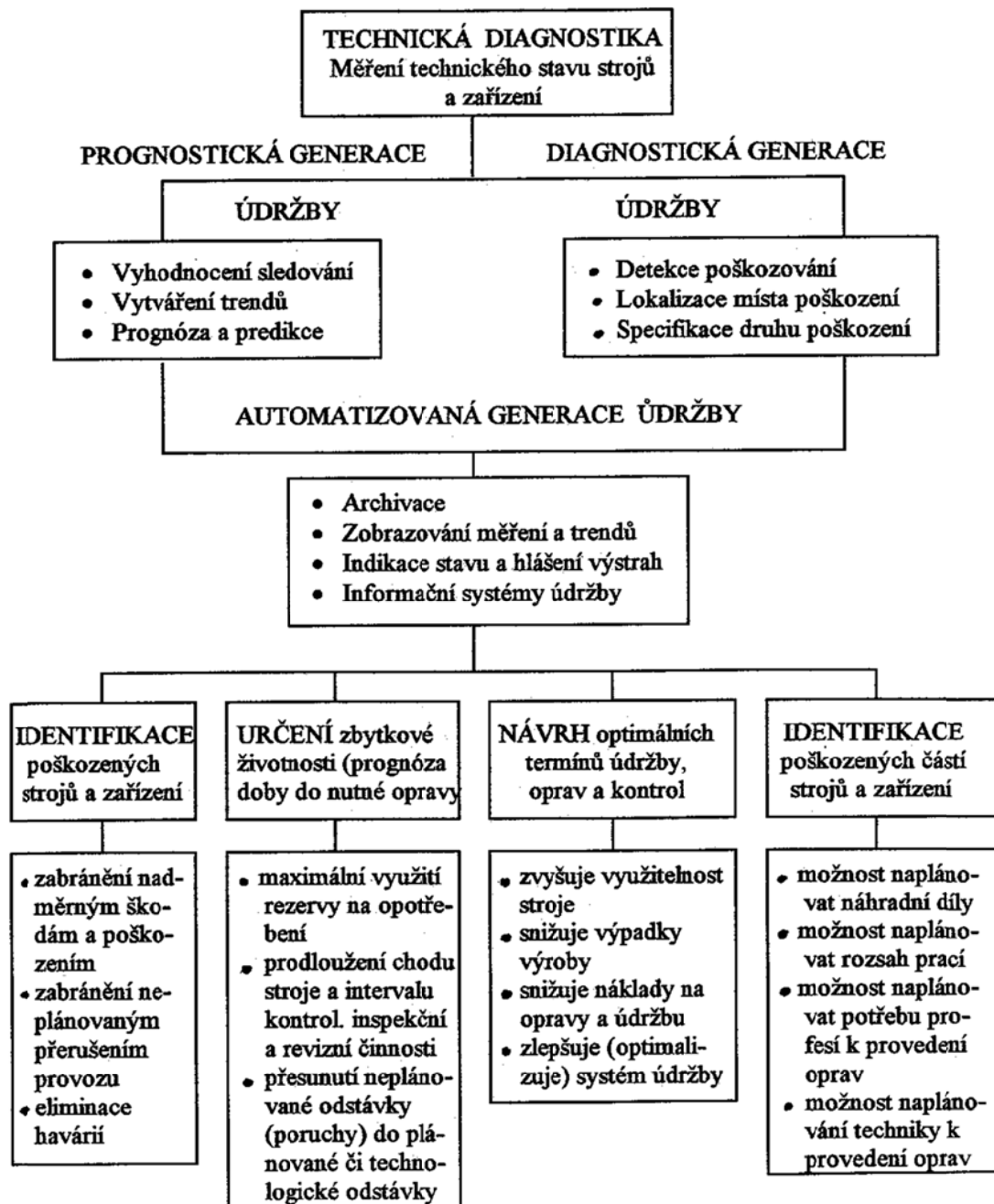


Obr. 1 Řetězec vlivu technické diagnostiky na objekt [9]

Technická diagnostika je tedy nejen základem k určení objektivního technického stavu stroje (objektu), ale také začátkem řetězce.

**TECHNICKÁ DIAGNOSTIKA** → **PROVOZNÍ SPOLEHLIVOST** →  
 → **JAKOST** → **SYSTÉM ÚDRŽBY**

tzn. nedílná součást už konstrukčního procesu, neboť nám kvantifikuje (vyčísluje) a objektivizuje hodnotící výpověď s požadovanou jistotou k zabezpečení výrobního procesu.(Provozu stroje.)



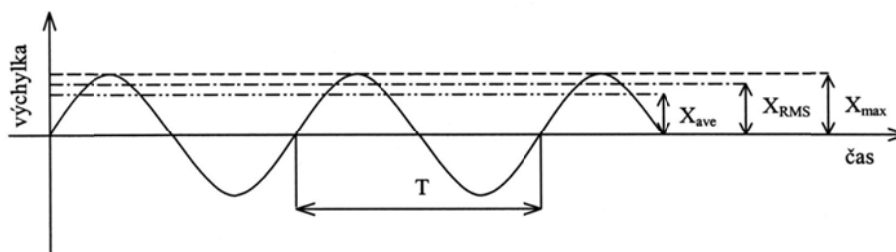
Obr. 2 Úlohy a přínos technické diagnostiky [9]

## 2. MECHANICKÉ KMITÁNÍ STROJNÍHO ZAŘÍZENÍ

### 2.1 Charakteristika a základní parametry mechanického kmitání

#### 2.1.1 Periodické kmitání

U periodického kmitání se po stejné době, periodě, pravidelně opakuje stejný časový průběh. Nejjednodušším periodickým kmitáním je harmonické kmitání, obr 3.



Obr. 3 Příklad harmonického kmitání s vyznačením maximální amplitudy, střední kvadratické a absolutní hodnoty.

**Frekvence kmitání:**

$$f = \frac{1}{T} \quad (2.1)$$

Pro posuvné kmitání je okamžitá **výchylka**:

$$x = X_{\max} \cdot \sin\left(2\pi \frac{t}{T}\right) = X_{\max} \cdot \sin(2\pi \cdot f \cdot t) = X_{\max} \cdot \sin(\omega t) \quad (2.2)$$

kde je  $\omega = 2\pi \cdot f$  ...kruhová frekvence

$X_{\max}$  ...maximální výchylka - amplituda výchylky

**Rychlost:**

$$v = \frac{dx}{dt} = \omega \cdot X_{\max} \cdot \cos(\omega t) = V_{\max} \cdot \cos(\omega t) = V_{\max} \cdot \sin\left(\omega t + \frac{\pi}{2}\right) \quad (2.3)$$

**Zrychlení:**

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{d^2x}{dt^2} = -\omega^2 \cdot X_{\max} \cdot \sin(\omega t) = -A_{\max} \cdot \sin(\omega t) = A_{\max} \cdot \sin(\omega t + \pi) \quad (2.4)$$

kde je  $A_{\max}$  ...maximální zrychlení - amplituda zrychlení

$V_{\max}$  ...maximální rychlost - amplituda rychlosti

$t$  ...čas

Další veličiny jsou:

$$\text{Střední absolutní hodnota: } X_{\text{ave}} = \frac{1}{T} \cdot \int_0^T |x| \cdot dt$$

$$\text{Střední kvadratická hodnota: } X_{\text{RMS}} = \sqrt{\frac{1}{T} \cdot \int_0^T x^2 \cdot dt} \quad (2.5)$$

RMS hodnota je významná tím, že obsahuje informaci o výkonu kmitání.

Pro **harmonický pohyb** platí:

$$X_{\text{RMS}} = \frac{\pi}{2 \cdot \sqrt{2}} \cdot X_{\text{ave}} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot X_{\max}$$

Obecněji lze závislosti vyjádřit:

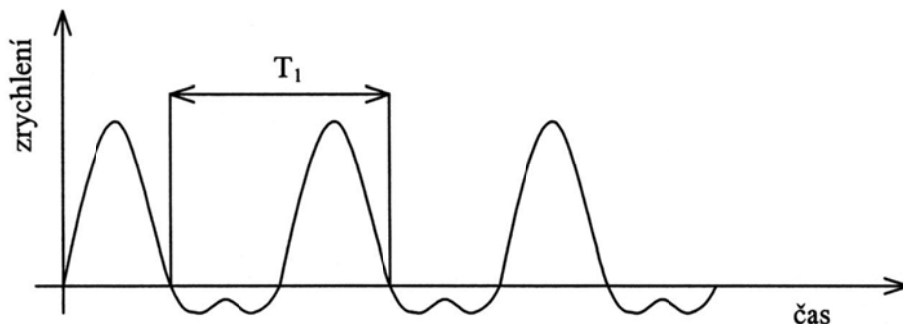
$$X_{\text{RMS}} = F_f \cdot X_{\text{ave}} = \frac{1}{F_C} \cdot X_{\text{max}}$$

kde je  $F_f = \frac{X_{\text{RMS}}}{X_{\text{ave}}}$ ;  $F_C = \frac{X_{\text{max}}}{X_{\text{RMS}}}$  (2.6)

Faktor  $F_f = \frac{\pi}{2\sqrt{2}} \doteq 1,11 (\approx 1\text{dB})$  ... faktor tvaru

a  $F_C = \sqrt{2} \doteq 1,414 (= 3\text{dB})$  ... faktor vrcholu

Většina kmitání není čistě harmonickým pohybem. Příklad neharmonického periodického pohybu je uveden na obr. 4.



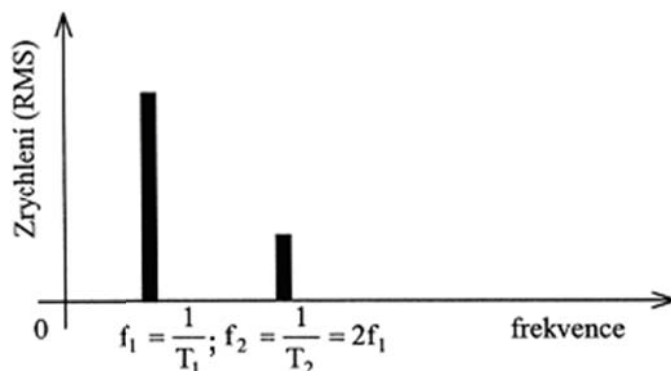
Obr. 4 Příklad neharmonického periodického pohybu

Určením hodnot max., ave, RMS a faktoru tvaru a faktoru vrcholu získáme informace, na jejichž základě můžeme určit, že se nejedná o harmonický pohyb. Pro praktickou potřebu je nutno tyto informace doplnit.

Velmi účelnou metodou pro popis kmitání je **frekvenční analýza**. Tato metoda je založena na matematickém teorému formulovanému **Fourierem**: Jakoukoliv periodickou funkci lze vyjádřit jako kombinaci harmonických funkcí a celistvými násobky základní frekvence.

$$f(t) = X_0 + X_1 \cdot \sin(\omega \cdot t + \varphi_1) + X_2 \cdot \sin(2\omega \cdot t + \varphi_2) + X_3 \cdot \sin(3\omega \cdot t + \varphi_3) + \dots + X_n \cdot \sin(n\omega \cdot t + \varphi_n) \quad (2.7)$$

Jednotlivé harmonické složky tvoří **frekvenční spektrum**. Frekvenční spektrum periodického pohybu, jehož časový průběh je zakreslen na obr. 4. je uvedeno na obr. 5.



Obr. 5 Příklad periodického signálu ve frekvenční oblasti

Charakteristickým rysem frekvenčního spektra periodického pohybu je, že se jedná o diskrétní čárové spektrum.

## 2.1.2. Stacionární náhodné kmitání

Náhodné kmitání je charakteristické tím, že se jeho průběh nikdy přesně neopakuje - viz obr. 6. Zatímco u deterministických dějů lze předvídat průběh sledované veličiny jako výchylky, rychlosti nebo zrychlení v každém časovém okamžiku, u náhodných procesů tomu tak není. Při vyšetřování náhodně kmitajících soustav se využívá poznatků ze statistiky ve spojení s **harmonickou analýzou**.



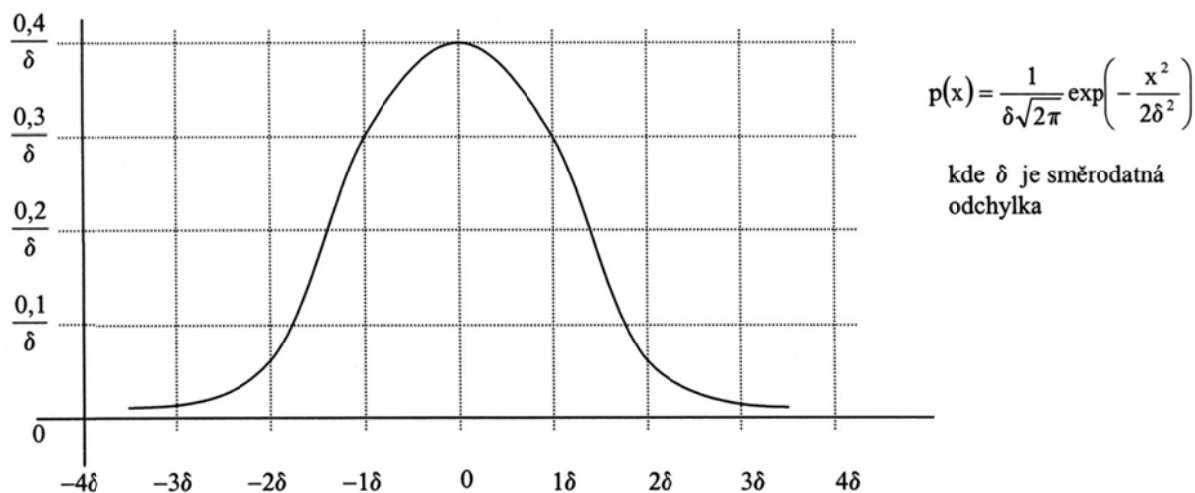
Obr. 6 Příklad signálu náhodného kmitání

K popisu stacionárního náhodného kmitání se nejčastěji používá **hustota pravděpodobnosti**.

$$p(x) = \lim_{\Delta x \rightarrow 0} \frac{P(x) - P(x + \Delta x)}{\Delta x} \quad (2.8)$$

kde  $P(x)$  je pravděpodobnost, že hodnota výchylky bude vyšší než  $x$  a  $P(x + \Delta x)$  že hodnota výchylky bude vyšší než  $(x + \Delta x)$ .

Nejznámější rozdělení hustoty pravděpodobnosti je Gaussova křivka, obr.7.



Obr. 7 Normalizovaná Gaussova křivka hustoty pravděpodobnosti

Základní informaci o charakteru časového průběhu lze získat pomocí **autokolerační funkce**. Tato funkce vyjadřuje, jak hodnota výchylky závisí na hodnotě předcházející výchylky.

$$\Psi(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \cdot \int_{-\frac{T}{2}}^{\frac{T}{2}} f(t) \cdot f(t + \tau) \cdot dt \quad (2.9)$$

Velmi důležitou informaci o náhodném kmitání poskytuje **výkonová spektrální hustota** daná vztahem přímé Fourierovy transformace autokolerační funkce.

$$S(f) = \int_{-\infty}^{\infty} \psi(\tau) \cdot e^{-j2\pi \cdot f \cdot \tau} \cdot d\tau \quad (2.10)$$

### 2.1.3. Nestacionární náhodné kmitání

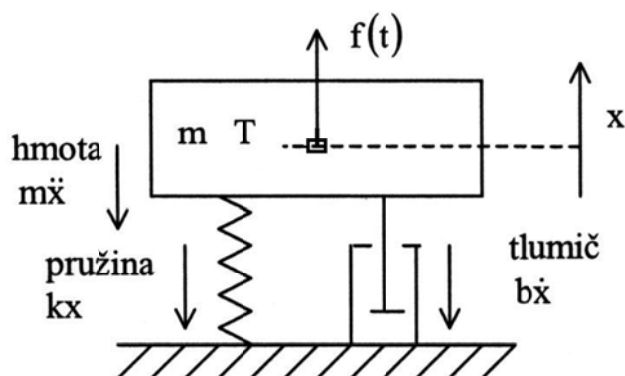
Nestacionární náhodné kmitání lze definovat jako náhodné kmitání, jehož statistické vlastnosti se s časem mění.

Teoreticky všechny druhy náhodného kmitání vyskytující se v praxi jsou nestacionární, neboť jejich statistické vlastnosti se s časem mění. Z inženýrského hlediska mohou být změny statistických vlastností tak pomalé, nebo mít takový charakter, že kmitání v mnoha případech můžeme považovat za stacionární. Pro analýzu silně nestacionárního kmitání je nutno používat speciální metody, jejichž podstatou je průměrování.

## 2.2. Mechanické kmitání

### 2.2.1. Lineární soustava s jedním stupněm volnosti

Příklad mechanického modelu lineární soustavy s jedním stupněm volnosti je zakreslen na obr. 8.



Obr. 8 Model lineární soustavy s jedním stupněm volnosti

Nepůsobí-li budící síla  $f(t)$  bude pohybová rovnice **volného kmitání**.

$$m\ddot{x} + b\dot{x} + kx = 0 \quad (2.11)$$

kde  $\dot{x} = \frac{dx}{dt} = v$  je rychlost a  $\ddot{x} = \frac{dv}{dt} = a$  je zrychlení.

Po úpravě:

$$\ddot{x} + 2\delta\dot{x} + \Omega_0^2 x = 0 \quad (2.12)$$

kde  $\delta = \frac{b}{2m}$  je konstanta dozínávání a  $\Omega_0^2 = \sqrt{\frac{k}{m}}$  je vlastní kruhová frekvence netlumené

soustavy.

Řešení této homogenní lineární rovnice 2. řádu s konstantními koeficienty je pro podkritické tlumení  $\delta < \Omega_0$  možno vyjádřit ve tvaru:

$$x = e^{-\delta t} \cdot C \cdot \sin(\Omega t + \varphi) \quad (2.13)$$



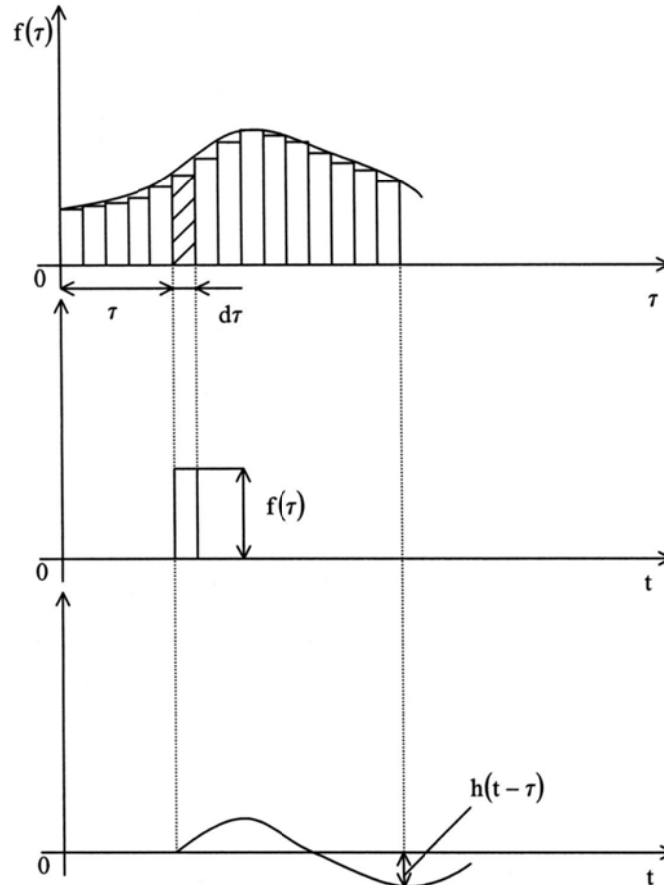
kde  $\Omega = \sqrt{\Omega_0^2 - \delta^2}$  je vlastní kruhová frekvence tlumené soustavy,  $C$  a  $\varphi$  jsou integrační konstanty a  $t$  je čas.

Působí-li budící síla  $f(t)$  bude pohybová rovnice:

$$m\ddot{x} + b\dot{x} + kx = f(t) \quad (2.14)$$

Pro libovolný průběh budící síly  $f(t)$  lze řešení získat na základě platnosti **principu superpozice**.

Časový průběh budící síly si představíme jako složený z nekonečného počtu impulsů o šířce  $d\tau$  a výšce  $f(\tau)$  a výslednou odezvu vyjádříme jako superpozici odezev na jednotlivé impulsy, viz obr. 9.



Obr. 9 Znárodnění principu superpozice v časové oblasti

Matematicky aplikaci principu superpozice v časové oblasti vyjadřuje rovnice:

$$x(t) = \int_{-\infty}^t f(\tau) \cdot h(t - \tau) \cdot d\tau \quad (2.15)$$

kde  $h(t - \tau)$  je odezva soustavy v čase  $t$  na jednotkový impuls působící v čase  $\tau$ ,

$$h(t - \tau) = \frac{1}{m \cdot \Omega} \cdot e^{-\delta(t-\tau)} \cdot \sin \Omega \cdot (t - \tau) \quad (2.16)$$

Aplikací Fourierovy transformace získáme rovnici:

$$X(f) = H(f) \cdot F(f) \quad (2.17)$$

kde  $X(f)$  je Fourierova transformace výchylky kmitání,  $H(f)$  je transformace funkce odezvy na jednotkový impuls  $h(t - \tau)$  na frekvenční odezovou funkci a  $F(f)$  je Fourierova

transformace budící síly  $f(t)$ . Komplexní frekvenční odezovou funkci lze získat řešením pohybové rovnice 2.14 pro komplexní budící sílu  $F_0 \cdot e^{j2\pi \cdot f \cdot t}$  ve tvaru:

$$H\left(\frac{f}{f_0}\right) = \frac{\frac{1}{K}}{1 - \left(\frac{f}{f_0}\right)^2 + j2b_p \left(\frac{f}{f_0}\right)} \quad (2.18)$$

kde  $f_0 = \frac{\Omega_0}{2\pi}$  a poměrný útlum  $b_p = \frac{\delta}{\Omega_0}$

Pak modul (absolutní hodnota) odezvy je dána rovnicí

$$\left|H\left(\frac{f}{f_0}\right)\right| = \frac{\frac{1}{K}}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{f}{f_0}\right)^2\right]^2 + \left[2b_p \cdot \left(\frac{f}{f_0}\right)\right]^2}} \quad (2.19)$$

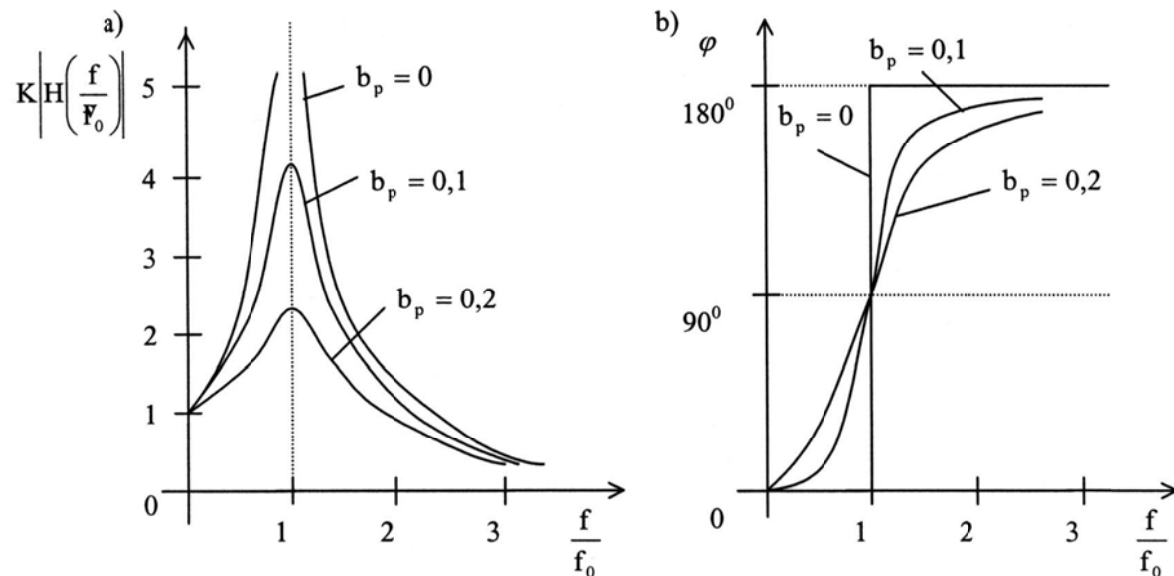
a fáze mezi odezvou a buzením rovnicí

$$\varphi = \text{arctg} \frac{2b_p}{\frac{f}{f_0} - \frac{f_0}{f}} \quad (2.20)$$

Příklad znázornění komplexní odezové funkce pomocí modulu a fáze je uveden na obr. 10.

Graf k násobku modulu komplexní odezové funkce  $\left|H\left(\frac{f}{f_0}\right)\right|$ , obr. 10a. představuje tzv.

**amplitudovou frekvenční charakteristiku.**



Obr. 10 Příklad znázornění komplexní odezové funkce a) amplitudová charakteristika  
b) fázová charakteristika

### 2.2.2. Lineární soustavy s více stupni volnosti

Systémy u kterých se hmotnosti pohybují ve více směrech, nebo systémy složené z několika navzájem pružně spojených hmot se nazývají **soustavy s více stupni volnosti**, nebo také **soustavy se soustředěnými parametry**.

Lineární soustavy s více stupni volnosti jsou popsány pohybovými rovnicemi, které tvoří soustavu navzájem vázaných lineárních diferenciálních rovnic druhého řádu.

V maticovém vyjádření:

$$M\ddot{x} + B\dot{x} + Kx = f(t) \quad (2.21)$$

kde  $M$  je matice hmotnosti,  $B$  je matice tlumení,  $K$  je matice tuhosti,  $f(t)$  je sloupcová matice (vektor) buzení a  $x$  je sloupcová matice (vektor) výchylek kmitání.

Za předpokladu, že matice  $M$  a  $K$  jsou symetrické a pozitivně definitní a proporcionálního tlumení

$$B = \alpha M + \beta K \quad (2.22)$$

kde  $\alpha$  a  $\beta$  jsou konstanty, se soustava (2.21) užitím rovnice modální transformace

$$x = V \cdot q \quad (2.23)$$

kde  $V$  je modální matice netlumené soustavy a  $q$  je vektor tzv. hlavních souřadnic se rozpadne na vzájemně nezávislé rovnice:

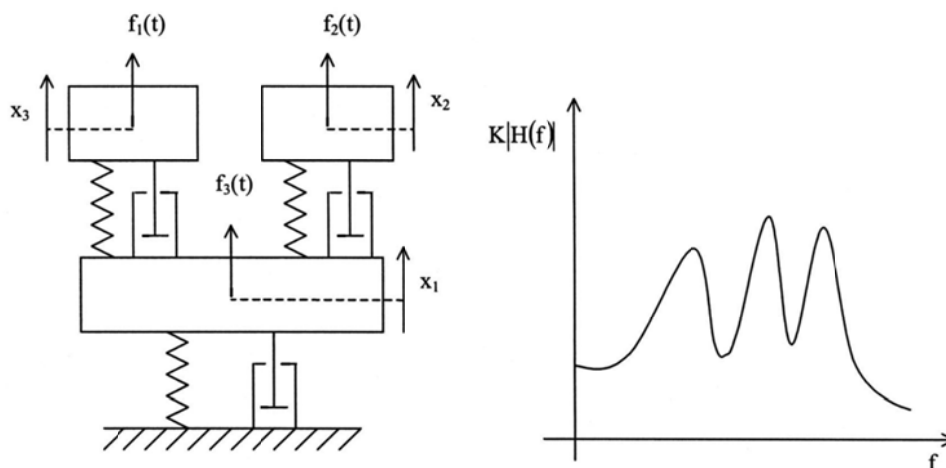
$$q_i + 2\delta_i q_i + \Omega_{0i}^2 q_i = f_i(t) \quad (i=1, \dots, n) \quad (2.24)$$

kde  $n$  je počet stupňů volnosti.

Tyto rovnice vyřešíme jako u soustav s jedním stupněm volnosti v hlavních souřadnicích a k fyzikálním souřadnicím přejdeme modální transformací (2.23).

Z uvedeného je patrné, že za výše uvedených předpokladů má soustava s  $n$  stupni volnosti  $n$  vlastních frekvencí  $f_i$  a amplitudová charakteristika  $n$  rezonančních vrcholů.

Příklad soustavy se třemi stupni volnosti a její amplitudová charakteristika jsou uvedeny na obr. 11.



Obr. 11 Příklad soustavy s více stupni volnosti a modul její odezvové funkce

### 2.2.3. Základní vlastnosti nelineárních soustav

Na rozdíl od lineární soustav, kde  $m$ ,  $b$  a  $k$  v pohybové rovnici (2.11) byly konstanty, může být pohybová rovnice nelineární soustavy napsána ve tvaru:

$$m\ddot{x} + \beta(\dot{x}) + F(x) = f(t) \quad (2.25)$$

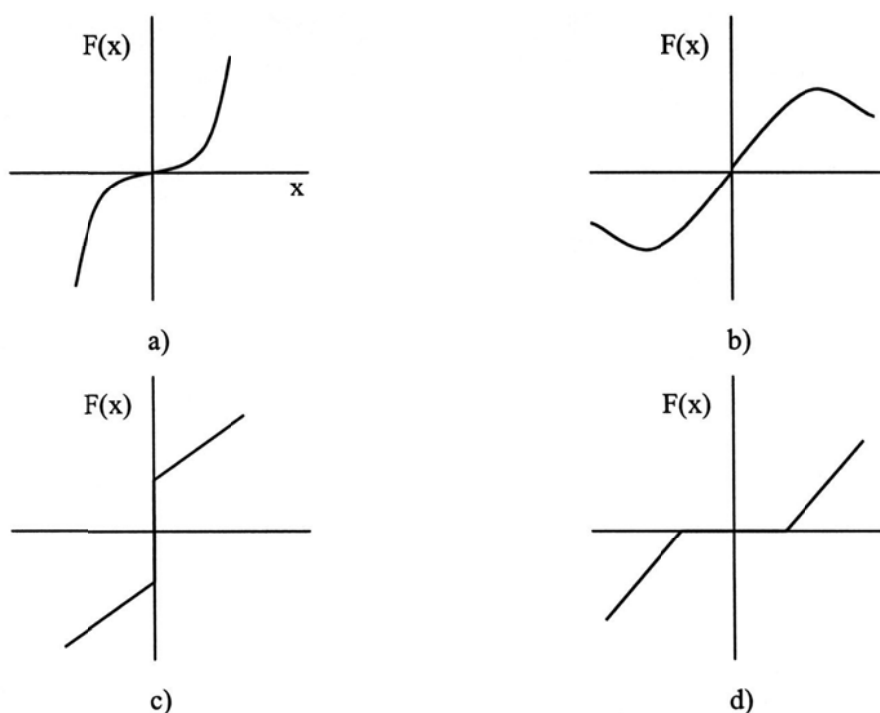
kde  $m$  je hmota,  $\beta(\dot{x})$  tlumící síla závislá na rychlosti,  $F(x)$  síla v pružině závislá na výchylce a  $f(t)$  síla budící.

Protože tato diferenciální rovnice není lineární, nelze pro její řešení použít princip superpozice.

Předpokládejme v dalším, že pouze síla v pružině je nelineární. Pak pohybová rovnice bude ve tvaru:

$$m\ddot{x} + b\dot{x} + F(x) = f(t) \quad (2.26)$$

Několik příkladů symetrické funkce  $F(x)$  je uvedeno na obr. 12.



Obr. 12 Závislosti síly v pružině na výchylce a) kubická b) sinová (kyvadlo) c) pružina s předpětím d) pružina s vůlí

Pružinám se závislostmi a) a d) se říká pružiny s **tvrdnoucí charakteristikou**, pružinám se závislostmi podle b) a c) se říká pružiny s **měknoucí charakteristikou**.

Volné netlumené kmitání má pohybovou rovnici

$$m\ddot{x} + F(x) = 0 \quad (2.27)$$

Periodu kmitání můžeme určit integrací rovnice (2.27)

Položíme  $\ddot{x} = v \frac{dv}{dx}$  pak

$$mv \frac{dv}{dx} + F(x) = 0$$

a provedeme integraci od maximální hodnoty výchylky amplitudy  $a$ , kde  $v = 0$  po libovolnou hodnotu  $x$ , kde  $\dot{x} = v$ . Obdržíme:

$$\frac{1}{2}mv^2 + \int_a^x F(x) \cdot dx = 0$$

Zavedeme-li potenciální energii síly  $F(x)$

$$U(x) = \int_0^x F(\xi) \cdot d\xi$$

pak

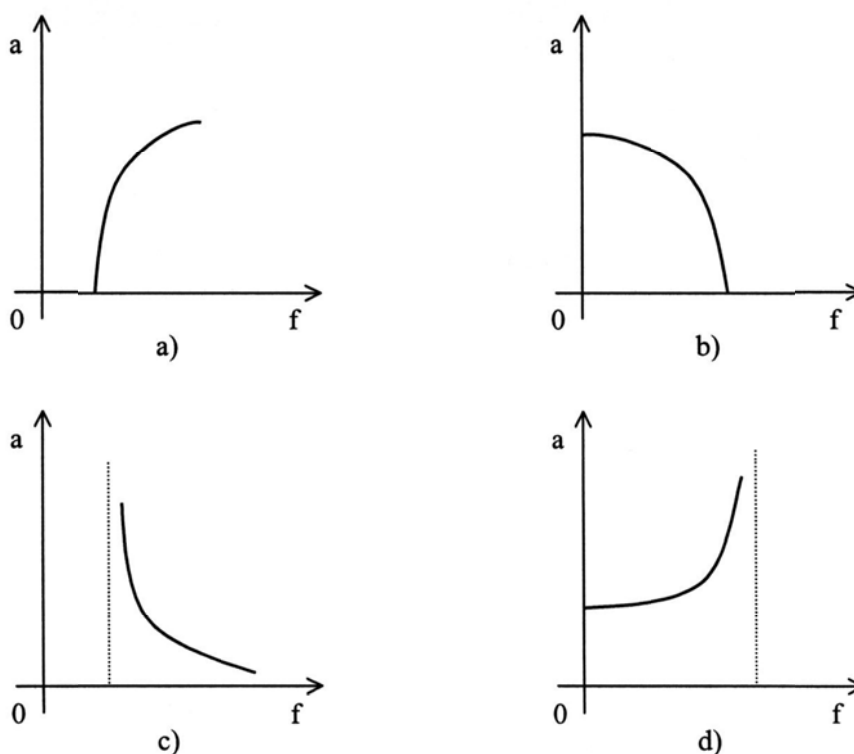
$$v = \frac{dx}{dt} = \sqrt{\frac{2}{m}[U(a) - U(x)]} \quad (2.28)$$

Vzhledem k symetrii funkce  $F(x)$  bude perioda kmitání čtyřnásobkem doby potřebné k přemístění z polohy  $x = 0$  do polohy  $x = a$

$$T(a) = 4 \cdot \int_0^a \frac{dx}{\sqrt{\frac{2}{m}[U(a) - U(x)]}} \quad (2.29)$$

Z rovnice (2.29) je patrné, že perioda kmitání je funkcí amplitudy  $a$ .

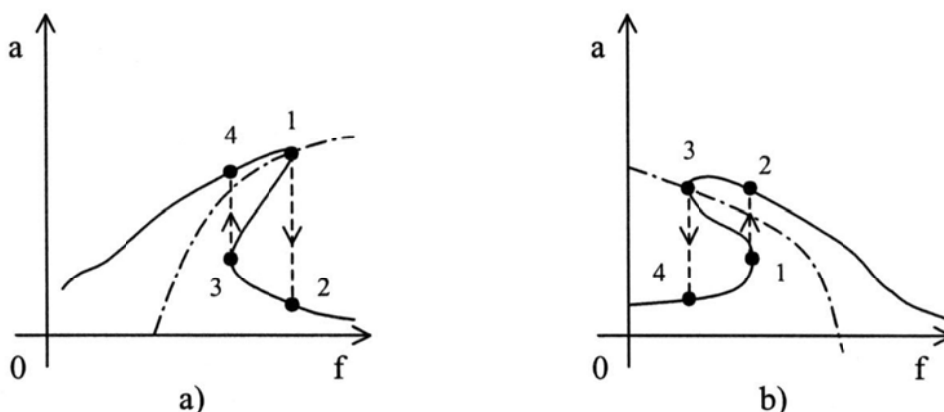
Závislosti mezi amplitudou a vlastní frekvencí  $f = \frac{1}{T}$  pro síly v pružině uvedené na obr. 12. jsou zakresleny na obr. 13.



Obr. 13 Závislosti mezi amplitudou kmitání a vlastní frekvencí pro síly v pružině podle obr. 12.

Platí, že frekvence soustavy s tvrdnoucí charakteristikou roste s rostoucí amplitudou, zatímco u soustavy s měkknoucí charakteristikou klesá.

U soustav slabě tlumených a buzených periodicky je zpravidla ustálená odezva periodická se stejnou periodou jako buzení, pokud nenastane subharmonická rezonance. Při konstantním buzení mají rezonanční křivky (obr. 14) tvar s páteřovou křivkou odpovídající závislosti mezi amplitudou a frekvencí při volném kmitání jak je zakresleno na obr 13 a) a b).



Obr. 14 Rezonanční křivky  
 a) pružina s tvrdnoucí charakteristikou b) pružina s měkknoucí charakteristikou

Mezi další jevy vyvolané nelinearitou patří víceznačnost řešení při konstantní budící frekvenci  $f$ , existence nestabilních oblastí (mezi body 1 a 3), a rozdílná rezonanční křivka naměřená při pomalu stoupající frekvenci buzení (skok z bodu 1 do bodu 2), nebo pomalu klesající frekvenci buzení (skok z bodu 3 do bodu 4). Za určitých podmínek mohou mimo hlavní rezonance vzniknout i ultraharmonické a subharmonické rezonance. Jiným významným případem je nelineární tlumení.

Pohybová rovnice má tvar:

$$m\ddot{x} + \beta(\dot{x}) + kx = 0 \quad (2.30)$$

I v tomto případě se amplituda vynuceného kmitání mění s frekvencí a intenzitou buzení, ale vlastní frekvence se prakticky nemění. Ve zvláštním případě záporného tlumení vzniká **samobuzené kmitání**. Příklady samobuzeného kmitání jsou „flutter“ křidel letadel, kmitání věží a mostů ve větru, nebo „whizl“ rotorů strojů.

#### 2.2.4. Odezva mechanické soustavy na stacionární náhodné buzení

Bez podrobného matematického řešení je možno vztah mezi odezvou a buzením vyjádřit ve tvaru

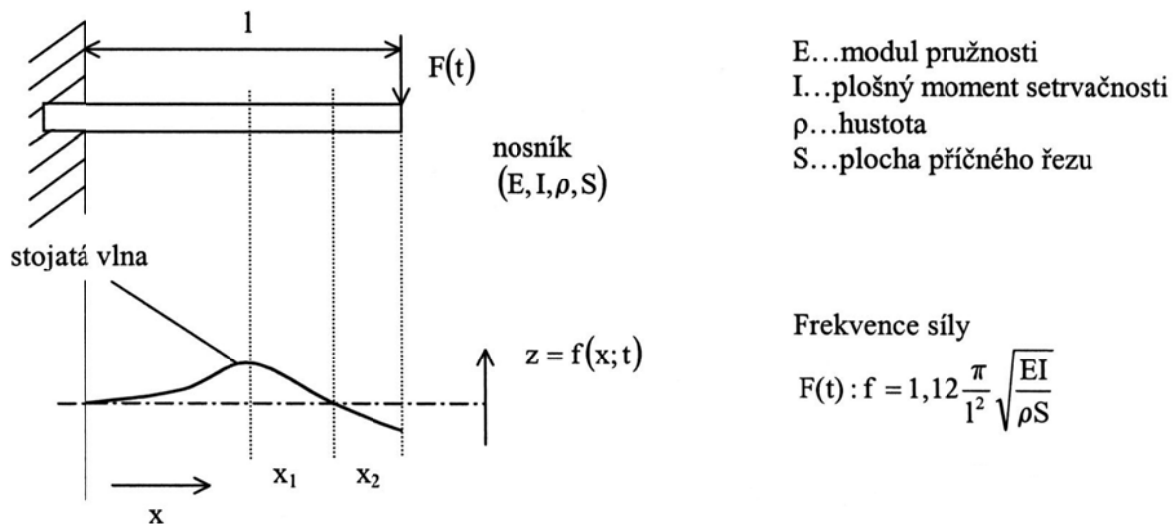
$$S_x(f) = |H(f)|^2 \cdot S_f(f) \quad (2.31)$$

kde  $S_x(f)$  je spektrální výkonová hustota odezvy,  $S_f(f)$  je spektrální výkonová hustota buzení a  $H(f)$  je komplexní frekvenční odezvozá funkce (2.18).

#### 2.2.5. Kmitání lineárního kontinua

Kontinua, jako např. nosníky, nebo desky mají **nekonečný počet stupňů volnosti**. Tomu odpovídá i nekonečný počet rezonancí.

Zatímco u soustav se soustředěnými parametry kmitají body jednotlivých těles ve fázi, u kontinua to neplatí. Tuto skutečnost vysvětlíme na jednoduchém příkladu kmitání jednostranně vetknutého nosníku, obr. 15.



Obr. 15 Tvar kmitání nosníku pro případ, kdy frekvence budící síly souhlasí s jednou vlastní frekvencí nosníku

Souhlasí-li frekvence budící síly s některou z vlastních frekvencí nosníku, tvoří tvar kmitání tzv. **stojatou vlnu**. Bod nosníku ve vzdálenosti  $x_1$  kmitá v protifázi s bodem ve vzdálenosti  $x_2$ . Tvary průhybů na jednotlivých vlastních frekvencích označujeme jako **vlastní tvary (módy)**.

Pro popis kmitání nosníku nestačí vyjádřit amplitudu kmitání z pouze jako jeho funkci času. Musíme připojit prostorovou souřadnicí  $x$ , tedy  $z = f(x;t)$  posunutí bodu kontinua funkcí tří prostorových souřadnic (např.  $x, y, z$ ) a času  $t$ .

Pohybové rovnice kontinua jsou **parciální diferenciální rovnice**. Jejich řešení lze provést pouze pro tělesa jednoduchých geometrických tvarů.

V ostatních případech se ve výpočtářské praxi používá **metoda konečných prvků**. Pro řešení kmitání je vhodná deformační varianta, jejíž podstatou je vyjádření spojitě proměnných posuvů bodů kontinua pomocí odhadnutých funkcí (tzv. tvarových funkcí) a konečného počtu zobecněných posuvů ve vybraných bodech, uzlech. Tím se nahradí kontinuum (spojité těleso) náhradní soustavou - diskretním modelem, složeným z konečného počtu částí - prvků s přesně definovanými vlastnostmi. Takový model má konečný počet stupňů volnosti a tedy i stejnou pohybovou rovnici (2.21) a postup řešení jak bylo uvedeno v kapitole 2.2.2. Lineární s více stupni volnosti.

### 3. MĚŘENÍ A VYHODNOCENÍ VIBRACÍ

Provoz všech strojů vázaný na rotující pohyb je tedy provázen mechanickým kmitočtem - vibracemi, kterým se nelze v provozní praxi vyhnout.

Vibrace jsou, jak už bylo zmínka, zapříčiněny dynamickým namáháním stroje, technickým stavem ložisek, hřídelí, převodovek, nevyváhou rotujících částí, nesouosostí, vůlemi pohybových součástí, stykem třecích ploch, střetem dvou navzájem pohybujících těles (rázy), apod.

Vibrodiagnostika využívá jako diagnostického parametru vibrace, a právě tento diagnostický parametr dává informace k určení objektivního technického stavu rotujících strojů. Včasná detekce možné závady je pak základním předpokladem pro strategické plánování nápravných opatření.

### 3.1. Snímače vibrací

Při měření vibrací by měl výstupní signál co nejdříve odpovídat průběhu mechanického kmitání, což není úkol lehký a tomu také plně odpovídá možný rozsah předkládané kapitoly. Z těchto omezujících důvodů se pokusíme text poněkud komprimovat a cíleně zaměřit na bezpodmínečně nutné údaje.

Je možno uvést, že ve své podstatě existují dva základní typy snímačů pro monitorování vibračního stavu

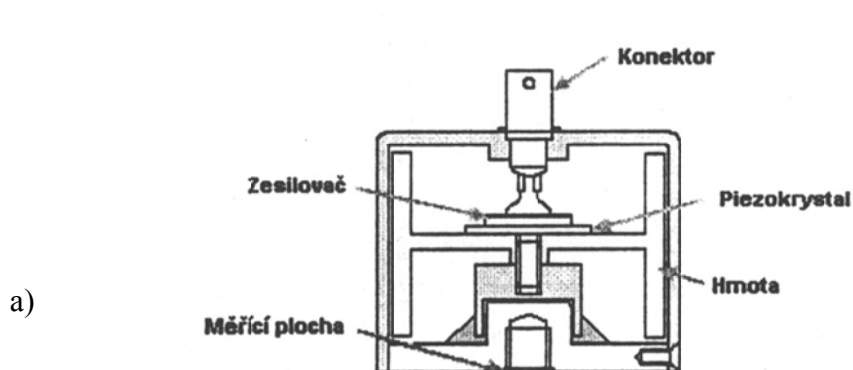
- Seismická zařízení, která se normálně montují na konstrukci stroje a jejichž výstup je mírou absolutních vibrací konstrukce
- Snímače relativní výchylky, které měří vibrační výchylku a střední polohu mezi rotujícími a nerotujícími elementy

Existují jistá měření na strojích, která vyžadují jiné typy snímačů, jako jsou tenzometry. Avšak jejich použití pro monitorování vibračního stavu je méně obvyklé.

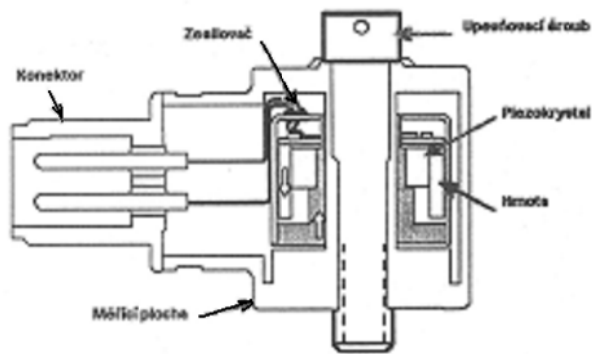
Vlastní výběr odpovídajících snímačů závisí na dané aplikaci, tzn. měřené veličině (výchylka, rychlost, zrychlení) vibrací, zda měříme absolutní nebo relativní vibrace (relativní např. vibrace hřídele vůči ložiskovému domku), zda provádíme měření nízkofrekvenčních, či běžných frekvenčních vibrací apod. Takže snímače pro monitorování stavu vibrací pak jsou následující.

- Nejrozšířenější jsou **akcelerometry**, jejichž výstup může být zpracován tak, aby dával libovolnou veličinu (zrychlení, rychlost, výchylku vibrací). Akcelerometr je seismické zařízení, které generuje výstupní signál úměrný mechanickému vibračnímu zrychlení měřeného tělesa. Obecně se akcelerometry montují na stacionární (nerotující) konstrukci stroje. Akcelerometry jsou dostupné s různými montážními rezonančními frekvencemi, v typickém případě od 1 kHz výše. Obecně se doporučuje, aby lineární rozsah namontovaného akcelerometru pokrýval sledované frekvence. Je obvyklé integrovat výstup z akcelerometru tak, aby dával signál úměrný rychlosti. Avšak je nezbytné dávat pozor při dvojnásobné integraci na výchylku, zejména při nízkých frekvencích.

Akcelerometry jsou dostupné v různých velikostech, Jsou charakterizovány velkým dynamickým rozsahem (1 ku  $10^6$ ) a širokým frekvenčním rozsahem. Jsou přednostně používány v aplikacích s malými objekty majícími malou montážní plochu, při vysokých teplotách prostředí nebo v silných magnetických polích. Typický akcelerometr obsahuje jeden nebo několik piezoelektrických krystalových elementů. Piezoelektrický krystal vytváří elektrický náboj, který je úměrný působící síle, a podle jeho umístění a hmoty ve snímači rozeznáváme dva druhy akcelerometrů, **tlakový** a **smykový** (obr. 16)







b)

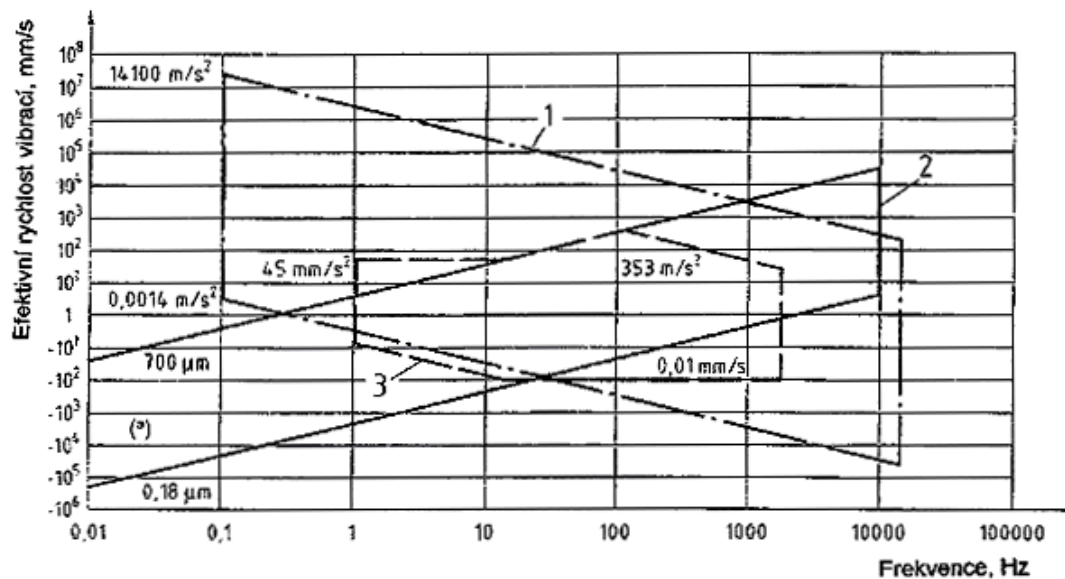


c)

Obr. 16 Akcelerometry: a) tlakový  
b) smykový  
c) skutečné provedení

- ❑ **Snímač rychlosti** vibrací, jehož výstup lze integrovat na výchylku vibrací. Snímač rychlosti je seismické zařízení, které generuje napěťový signál úměrný mechanické vibrační rychlosti tělesa. Obecně se snímače rychlosti montují na stacionární (nerotující) konstrukci stroje. Typický snímač rychlosti vibrací má uvnitř snímače cívku, která vlivem vibrací kmitá v poli permanentního magnetu.
- ❑ **Bezdotyková sonda**, jejíž výstup je přímo úměrný relativní výchylce vibrací mezi rotujícími a nerotujícími elementy stroje (orbitální analýza - kap. 3.4.5).  
U rotujících strojů zejména u velkých rozhodujících turbinových strojů, a u strojů u nichž hmotnost nosné konstrukce je velká ve srovnání s hmotností rotoru, může být nezbytné měřit relativní výchylku mezi rotorem a konstrukcí statoru. Snímač výchylky je bezdotykové zařízení, které může přímo ověřit vibrační výchylku rotujícího hřídele vůči stacionárnímu ložisku nebo skříně stroje. Snímač výchylky dává střídavou složku pro vibrační pohyb a stejnosměrnou složku pro polohu.  
Když je snímač výchylky použit v kombinaci se seismickým snímačem na skříně, jehož signál je integrován tak, aby dával výchylku, lze získat měření absolutní výchylky hřídele tak, že se vektorově sečtou dva signály výchylky. Pokud je fázový posun výstupních signálů seismického snímače a snímače výchylky různý, musí být tento kompenzován v zařízení na úpravu signálů pro kombinaci snímačů.  
Většina používaných snímačů výchylky pracuje na principu vířivých proudů. Cívka, kterou prochází vysokofrekvenční střídavý proud, generuje vysokofrekvenční magnetické pole. Pokud jsou do tohoto pole vloženy elektricky vodivé materiály (například hřídel stroje), jsou v materiálu generovány vířivé proudy, které berou energii z vysokofrekvenčního magnetického pole.

ČSN ISO 13373-1 uvádí pro výběr z uvedených tří typů snímačů tzv. závislost dynamického rozsahu na frekvenci, která zahrnuje rozsahy většiny aplikací pro monitorování stavu vibrací - obr. 17.



1-piezoelektrický akcelerometr, 2-bezdotyková sonda na principu vířivých proudů,  
3-elektromechanický snímač rychlosti až po stejnosměrnou hodnotu

Obr. 17 Závislost dynamického a frekvenčního rozsahu při aplikaci snímačů vibrací, které jsou typické pro použití při monitorování technického stavu stroje

Správné měření vibrací strojů je v rozhodující míře závislé na správném přenosu pohybu na snímače, tzn. rozhoduje **přípevnění snímačů**. Doporučený způsob uchycení závisí na přístupnosti, vhodnosti, ekonomické a technické úvaze. Danou problematikou se zabývá norma ČSN ISO 5348. Je nutno uvést, že způsob uchycení nejvýrazněji ovlivní frekvenční odezvu snímače, zejména při měření na vysokých frekvencích.

Tab. 1 Vliv přípevnění na snímače vibrací

Metoda přípevnění	Vliv na výkonnost snímače (např. snímače s rezonancí 30 kHz)
Pevný šroubový spoj	Žádné snížení rezonanční frekvence akcelerometru v důsledku přípevnění
Izolovaný šroubový spoj	Pokud je pro zabránění vzniku zemních smyček a jiných vlivů použit tuhý nevodivý materiál, jako je podložka ze slídy, montážní rezonanční frekvence je mírně snížena asi na 28 kHz.
Přilepení tuhým lepidlem	Rezonance je snížena asi na 28 kHz
Přilepení měkkým epoxidem	Rezonance je snížena asi na 8 kHz
Přípevnění permanentním magnetem	Rezonance je snížena asi na 7 kHz
Ruční sonda se snímačem	Rezonance je snížena asi na 2 kHz, ale tato metoda není doporučena pro měření nad 1kHz.

V praxi je možno se setkat i s pojmem **duální snímače** (sondy). Jedná se o snímače, které měří absolutní a relativní vibrace hřídle, tzn. jedná se o kombinaci bezdotykového snímače na vířivé proudy a seismického snímače rychlosti.

Ve shrnutí je pak možno uvést, že k základním požadavkům na snímače vibrací patří:

- **Rezonanční kmitočet** - výrazně (min 5 x) vyšší než horní mezní kmitočet měření
- **Hmotnost** - snímače včetně úchytu by měla být min 10 x nižší než hmotnost vyšetřované soustavy
- **Těžiště** - připevnění snímače má být nad těžištěm zdroje vibrací,

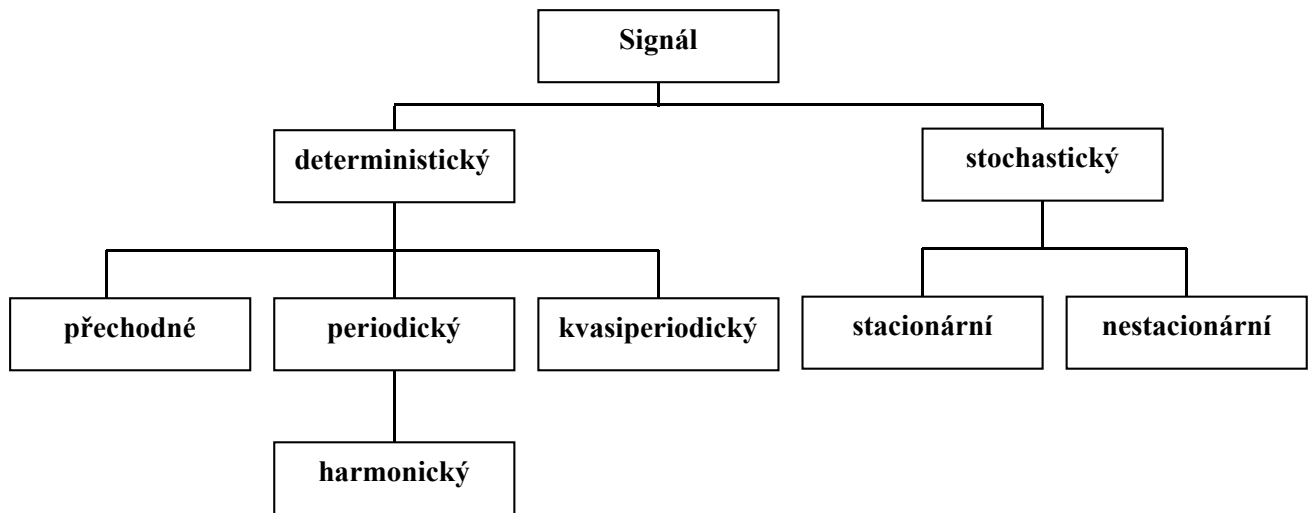
což v aplikaci na akcelerometry a nejrozšířenější druh měření - měření frekvenčních vibrací znamená, že

- **Rezonanční frekvence** - vyšší než vysokofrekvenční signál v měřené struktuře (některé požadavky leží nad 70 kHz)
- **Metody uchycení** - pevné uchycení pomocí šroubu je nejvhodnější způsob pro měření nad 10 kHz
- **Kalibrace** - možnost kalibrace nad 10 kHz je běžná u širokopásových akcelerometrů (nejlehčí snímače kalibrují frekvenční odezvu až do 50 kHz).

### 3.2. Klasifikace signálů

Abstraktní pojem „signál“ se vztahuje jen na takové časové funkce, které reprezentují časové průběhy fyzikálních veličin, a které obsahují na rozdíl od šumu jen smysluplné informace o objektu, který signál generuje. Z hlediska obecného rozdělení je klasifikace signálu znázorněna na obr. 18. Danou klasifikaci je možno ve velmi stručné podobě charakterizovat následovně:

- **Deterministický signál** - signál, jehož časový průběh je determinován (např. funkčním popisem), a proto lze jeho průběh předvídat
- **Stochastický signál** - náhodný signál - má v průběhu záznamu nepředvídatelný vývoj
- **Přechodový signál** - signál, který je časově omezen - např. odezva na impulsní buzení, hluk při přejezdu vozidla



Obr. 18 Klasifikace signálů podle náhodnosti jejich průběhu

- **Periodický signál** - je složen z harmonických signálů o frekvencích, které jsou násobkem jedné základní frekvence. Z pohledu harmonického signálu lze mluvit o velmi širokém uplatnění v oboru kmitání a je obecně definován jako reálná časová funkce. Periodický signál je složen z harmonických signálů, které jsou násobkem jedné základní frekvence (vyšší harmonické - celé násobky a subharmonické - částečné násobky).
- **Kvasiperiodický signál** - signál rovněž složený z harmonických signálů s frekvencemi, které jsou násobky alespoň dvou základních frekvencí se vzájemným poměrem o velikosti, která je rovna iracionálnímu číslu.
- **Stacionární a nestacionární signál** - průběh signálu má ustálený - stacionární - charakter nebo se v čase mění - je nestacionární. Kritérium stacionárnosti ovšem závisí na délce záznamu signálu - průběh signálu se může jevit jako stacionárnosti za dlouhý časový úsek a nestacionární za krátký časový úsek.

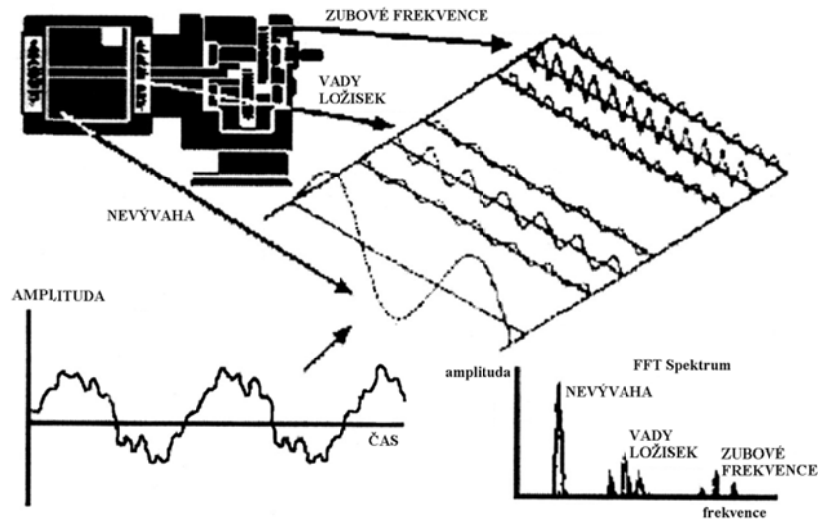
Náhodné signály rovněž mohou být širokopásmové nebo úzkopásmové. Úzkopásmový signál obsahuje jednu náhodnou frekvenci s měnící se amplitudou. Širokopásmový signál je složen z harmonických signálů s frekvencemi z širokého pásma frekvencí. Zcela náhodný signál je označován jako šum. Na strojních zařízeních se nejčastěji objevují signály periodické nebo kvasiperiodické (typický příklad zdroje kvasiperiodického signálu je právě převodovka). Blížeji k dané kapitole, stejně tak následujícím kapitolám (3.2.1 a 3.2.2) najdeme v samostatné knížce zabývající se danou problematikou z pohledu vibrodiagnostiky [3].

### 3.2.1. Algoritmus FFT a jeho vlastnosti

Průběh signálu se obvykle znázorňuje v čase - v časové oblasti (doméně). Posuzování časového průběhu signálu vhodně doplňují i jeho vlastnosti prezentované rozkladem na soubor elementárních funkcí. Nejpřirozenějším způsobem pro technické účely je rozklad na soubor harmonických funkcí, které se liší amplitudou, úhlovou frekvencí a svou počáteční fází. Rozklad periodické funkce se spojitým časem na kombinaci harmonických signálů se

nazývá Fourierova řada. Pro obecné neperiodické funkce se používá rychlá Fourierova transformace - FFT (Fast Fourier Transformation).

Rozklad na Fourierovu řadu se týká hlavně periodických nebo kvasiperiodických signálů. Přestože počet složek rozkladu je obecně nekonečný, obsahuje tento rozklad jen složky s frekvencemi, které jsou násobky harmonické, základní frekvence opakování signálu (vyšší harmonické a subharmonické). Spektrum tak obsahuje jen izolované složky. Princip je patrný na obr. 19.



Obr. 19 Princip FFT

Podstatou FFT je volba zvláštní délky záznamu a vychází ze značného urychlení výpočtu (autoři Cooley a Tukey) Fourierovy transformace vycházející z Fourierovy řady. Vzhledem k rozsáhlosti dané problematiky odkazujeme na již uvedenou literaturu [3], která se danou problematikou zabývá velmi podrobně. Uvedené najdeme samozřejmě i v dalších, zde nespecifikovaných publikacích, za všechny uvádíme [12], [13]. V nematematickém vyjádření je možno uvést, že FFT rozkládá signál na určité amplitudy odpovídající frekvenčním budícím složkám.

### 3.2.2. Měření a vyhodnocování spekter signálů

Vzhledem k již zmíněnému rozsahu dané problematiky (kap. 3.2), i zde musíme odkázat především na lit. [3] a uvést poznámku, že v následujících řádkách uvádíme jen nejnnutnější pro pochopení dalších kapitol, ale přesto pro další postup je nutno ještě uvést.

Transformaci časového signálu do frekvenční domény (na frekvenční spektrum) lze provést obecně dvěma hlavními metodami:

- Pomocí pásmové analýzy, kdy je signál filtrován řadou frekvenčních propustí o určité šířce pásma (oktávová analýza u akustického signálu),
- Rychlou Fourierovou transformací (FFT), kdy je ze vzorku časového průběhu určitým algoritmem vypočítáno frekvenční spektrum (vibrační signály).

V technické diagnostice strojů pracujících s periodickým cyklem je frekvenční spektrum vibračního signálu základním zdrojem informací o technickém stavu a příčinách poškození jednotlivých strojních součástí, pro které existuje propracovaná metodika stanovení

závadových frekvencí a ve vibrodiagnostice, resp. frekvenční analyzátoři používají rychlou Fourierovu transformaci (FFT).

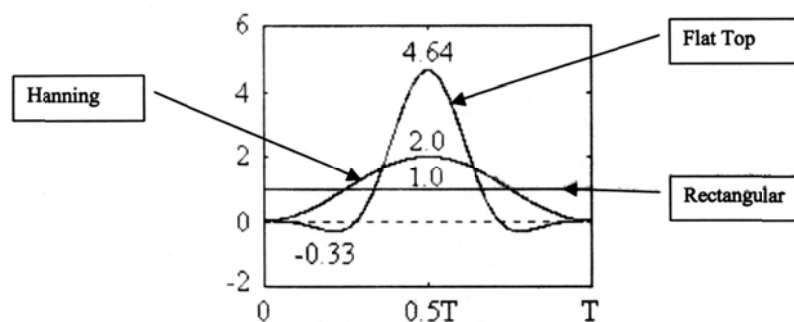
## □ Frekvenční spektrum a volba časového okna

Frekvenční spektrum časového signálu je zobrazení v souřadnicích amplituda - frekvence. Z hlediska přenášené energie jsou časový průběh a frekvenční spektrum rovnocenné. U strojů s periodickým pracovním cyklem je vibrační signál způsoben těmito periodickými ději a u nichž frekvenční rozklad, tedy rozklad na množství sinusových signálů s příslušnou amplitudou a počáteční fází, dává diagnostikovi významný nástroj pro identifikaci technického stavu a příčin jeho případného zhoršení přiřazením jednotlivých zdrojů budícím frekvencím ve spektru vibrací, a jak už byla zmínka, tak nejrozšířenějším způsobem stanovení frekvenčního spektra je u současných analyzátorů FFT a to pro svoji přesnost, rychlost a srozumitelnost, tzn. realizovatelnost ve formě elektronického obvodu.

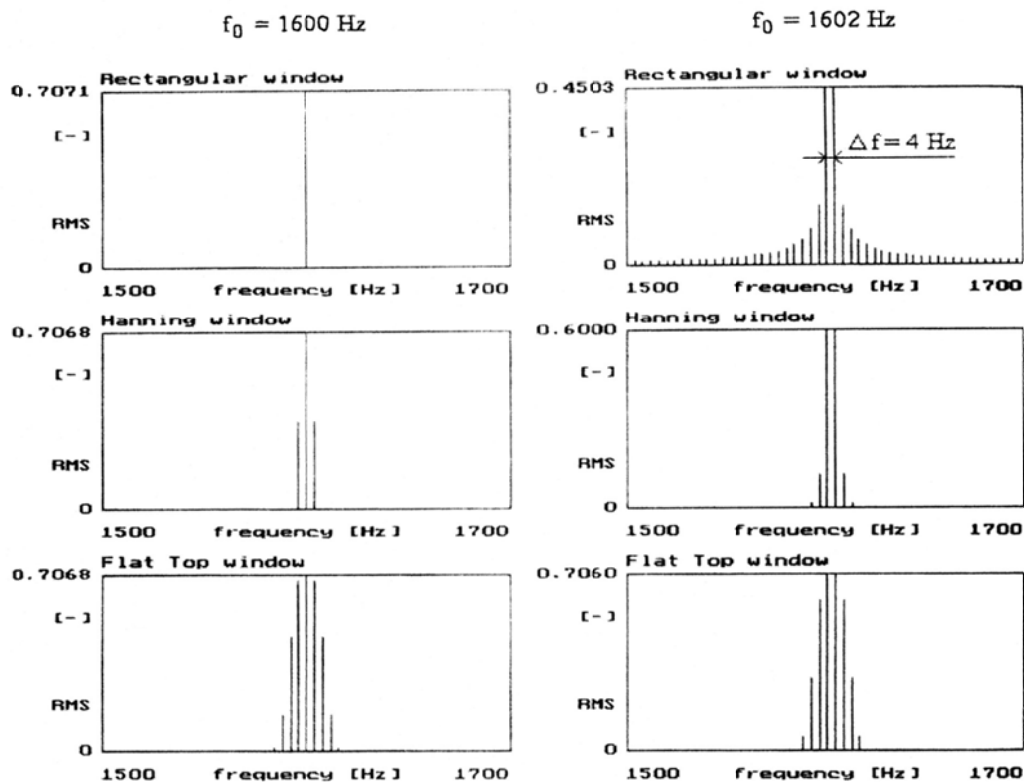
Paměť analyzátoru nabere vzorek časové funkce, který považuje za transparentní z dlouhodobého hlediska a vytvoří z něj nekonečnou smyčku. Z tohoto důvodu je nutné, aby signál začínal a končil ve stejném bodě. Pro správné provedení analýzy je nutné, aby data, která paměť vyřízne z nekonečného časového průběhu, reprezentovala děje ve strojním zařízení, a aby byla před matematickým zpracováním upravena do potřebného tvaru tak, aby z nich bylo možné udělat nekonečnou smyčku. K tomu slouží časová okénka, která upravují hodnoty časového průběhu na začátku a konci naměřeného souboru. Vhodné okénko je třeba zvolit před začátkem analýzy a jeho volba výrazně ovlivňuje přesnost analýzy. Správná volba časového okna má nemalý vliv na prezentování naměřených FFT spekter. Nejznámější časová okna jsou typu Rectangular, Flat Top a Hanning. Časové průběhy oken jsou znázorněny na obr. 20.

Společnou vlastností oken typu Flat Top a Hanning je plynulý přechod z nuly na začátku a konci záznamu na rozdíl od skokové změny u okna Rectangular - okna Flat Top a Hanning dávají největší váhu signálu uprostřed záznamu, zatímco na začátku a na konci je váha nízká (u okna Flat Top dokonce záporná).

Vlastnosti jednotlivých oken jsou znázorněny na obr. 21, na kterém jsou vyhodnoceny spektra o frekvenčním rozsahu 3200 Hz s rozlišením 800 čar. První signál má frekvenci 1600 Hz a druhý frekvenci 1602 Hz. V případě frekvence 1600 Hz je nejpřesnější hodnota amplitudy a frekvence u okna Rectangular (frekvence 1600 Hz je přesný násobek vzorkovací frekvence 4 Hz). Naopak u frekvence 1602 Hz je u okna Rectangular chyba největší. U frekvence 1602 Hz je nejbližší přesné hodnotě okno typu Flat Top - na rozdíl od okna Hanning spektrum ovšem obsahuje vyšší počet složek v postranním pásmu. Kompromisem z hlediska přesnosti a počtu spektrálních čar se tedy jeví okno typu Hanning.



Obr. 20 Časová okna



Obr. 21 Vlastnosti časových oken

Okno typu Hanning je rovněž nejvhodnější v případech, kdy není známa ani amplituda, ani frekvence složek signálu, protože účelem analýzy je tyto parametry zjistit. Pro případy, kdy je nutné znát přesnou amplitudu - např. cejchování, je nejvhodnější okno Flat Top. V případě, že spektrum obsahuje pouze složky od základní frekvence, která odpovídá frekvenční vzdálenosti mezi složkami spektra, je nejvhodnější okno Rectangular.

#### □ Spektrální výkonová hustota a její význam při měření vibrací

Výkon spotřebovaný lineární kmitající soustavou je úměrný druhé mocnině amplitudy měřené veličiny, resp. je roven sumě výkonů připadajících na jednotlivé frekvenční složky. U signálů se spojitým spektrem je možné předpokládat, že spektrum je složeno z velkého množství frekvenčních čar (teoreticky nekonečného) s velmi blízkou amplitudou a fází. Tento ryze matematický přístup nelze uplatnit u FFT, která realizuje spektrum na konečném množství frekvenčních čar, přesto fyzikální podstatu lze chápat ve smyslu uvedených skutečností. Spektrální výkonová hustota jako veličina nachází uplatnění především při teoretických matematických úvahách při zpracování signálu. Jako jediná je z matematického hlediska jednoznačně definovaná jako Fourierova transformace autokorelační funkce. Z toho je opět zřejmé, že se zde pracuje se spojitými funkcemi a že se jedná o statistickou veličinu.

Podle teoretického výkladu lze spatřovat význam spektrální výkonové hustoty jako veličiny, která nám v určitém frekvenčním pásmu umožňuje odhadnout energii přenášenou vibrující hmotou. Vždy je tedy nutné hovořit o frekvenčním pásmu, nikoliv o diskrétní frekvenci.

Z hlediska praktického použití je spektrální výkonová hustota vhodná pro náhodné signály se spojitým spektrem. Při sledování spektra diagnostikovaných strojních zařízení má technik u moderních analyzátorů možnost vybrat zobrazenou veličinu ve

spektru. Obvykle si vystačí s RMS (efektivní hodnota signálu), která k splnění všech cílů zcela postačuje. Volbou výkonové hustoty se pouze změní veličina na svislé ose spektra, ale tvar zůstane zachován.

#### ☐ **Frekvenční lupa (ZOOM) a frekvenční analýza**

Rozlišovací schopnost ve spektru vibrací (rozdíl mezi sousedními frekvenčními složkami  $\Delta f$ ) má přímý vztah k době záznamu analyzovaného signálu. Čím podrobnější spektrum chceme získat, tím delší časový záznam je třeba zpracovat. Z toho plyne vyšší nárok na kapacitu paměti analyzátoru a nutnost delší doby měření. Právě dlouhá doba pro snímání signálu může být překážkou při multispektrální analýze přechodových signálů nebo analýza krátkodobých dějů. FFT určuje frekvenční spektrum výpočtem na základě vzorkovací frekvence a délky záznamu a to od nuly do zvolené frekvence. V mnoha případech nás však zajímá pouze určitá oblast soustředěná kolem významné frekvence. Pro určení takového omezeného spektra se používá frekvenční lupa (zoom). Protože u frekvenční lupy nezačíná pásmo od nuly, je nutné využít pozměněného algoritmu FFT. K řešení se používají dva postupy:

- Frekvenční lupa, která používá snížení vzorkovací frekvence (Real-time zoom).
- Frekvenční lupa, která používá zvětšení délky záznamu (Non - destructive zoom).

**Real-time zoom** zjednodušeně řešeno posune zvolené frekvenční pásmo se středem kolem určité frekvence do pásma se středem k nule a provede výpočet.

**Non - destructive zoom** pracuje s prodlouženým záznamem, přičemž algoritmus provede výpočet jen pro dané frekvenční pásmo.

Frekvenční lupa se využívá v případech, kdy běžné spektrum (od nuly do dané frekvence) neposkytuje spolehlivé informace o tvaru postranních pásem, je-li nutné ověřit, zda se ve spektru nenalézají dvě blízké složky nebo je třeba se lépe orientovat ve velmi bohatém spektru.

#### ☐ **Řádová analýza**

U sledovaného zařízení zvolíme jako základní frekvenci  $f_z$  např. rotorovou frekvenci elektromotoru, otáčkovou frekvenci hřídele apod. Základní sinusová složka vibrace je určena amplitudou, frekvencí a fází. Harmonická (vyšší harmonická, ortoharmonická) složka má frekvenci rovnou celistvému násobku základní frekvence:

- Druhá harmonická složka s frekvencí 2.  $f_z$  (zkráceně bývá označována  $2x$ )
- Třetí harmonická složka s frekvencí 3.  $f_z$  ( $3x$ ) atd.

Subharmonická složka má frekvenci rovnou necelistvému násobku základní frekvence. Frekvence subharmonické složky je  $f_z/n$ , kde  $n = 2; 3; 4; \dots$

V normovaném názvosloví se nepoužívá označení interharmonická složka vibrace, která má frekvenci  $1,5.f_z; 2,5.f_z; \dots$

Výsledkem řádové analýzy jsou amplitudy, frekvence a fáze harmonických a subharmonických složek vibrace.



Tyto složky lze u strojů s málo proměnnými otáčkami určit ve změřeném spektru - harmonický kurzor (zpravidla bez fáze). Zejména u vozidel se využívají upravené analyzátoři s kmitočtovou násobičkou pro přesné měření řádové analýzy.

### 3.3. Cíle měření a zhodnocení vibrací, zásady volby měřících míst

Je možno říci ve stručnosti „Cílem není vlastní měření, ale analýza vibrací, která je prostředkem k určení příčiny problému“

Poruchy strojních rozšíření mají zřídka náhlý a zcela neočekávaný průběh, takže typický časový průběh úrovně vibrací u rotujícího stroje dané frekvenci má po dobu technického života objektu tvar tzv. „**vanové křivky**“ - blížeji v kapitole 3.4.1. a 3.4.2., což patří k základním analytickým metodám zhodnocení a vyhodnocení vibrací. Další najdete v dílčích kapitolách těchto skript. (teorie v kap. 3.4 praxe v kap. 4. a 5)

Vyjdeme-li ze základů rozdělení technické diagnostiky (např. [2]), tak můžeme technickou bezdemontážní diagnostiku (TBD), kam patří veškeré diagnostické metody, jejichž podstata je měření fyzikálního parametru (vibrodiagnostika, tribodiagnostika, termodiagnostika, akustická diagnostika apod.) rozdělit v nejzákladnějším členění podle následujících hledisek:

- z hlediska řešeného úkolu
  - odhalení existence vznikající poruchy (DETEKCE)
  - stanovení vadní součásti nebo uzlu (LOKALIZACE)
  - stanovení příčiny vznikající poruchy (SPECIFIKACE)
  - stanovení, resp. určení prognózy zbytkové životnosti (PREDIKCE)
  
- z hlediska časového omezení
  - cyklická (periodická)
  - trvalá (monitorování)
  - na objednávku uživatele
  
- z hlediska využití měřeného diagnostického parametru
  - jednoparametrická (jeden diagnostický parametr jedné diagnostické metody)
  - multiparametrická alternativní (několik diagnostických parametrů z jedné diagnostické metody)
  - multiparametrická (kombinace diagnostických parametrů různých diagnostických metod)
  
- z hlediska nasazení v technickém životě
  - k určování jakosti, resp. kvality provedené výroby, resp. opravy (předdemontážní, mezioperační, po konečné montáži apod., tzn. slouží k určení kvantifikace jakostního ukazatele,
  - ke sledování provozní spolehlivosti (objektivizace kontrolně inspekční a revizní činnosti), tzn. sledujeme stav (resp. průběh) opotřebení sledovaného objektu,

takže by nám jednoznačně mělo vyplynout, že TBD je především nástrojem objektivizace kontrolně inspekční a revizní činnosti (odborných prohlídek), kterou zjišťujeme míru opotřebení, resp. míru **provozní spolehlivosti** po stránce kvantifikace (vyčíslení). Ve zpětné vazbě řeší i další fáze technického života objektu, tzn. **vprojektovanou spolehlivost** (projekce a konstrukce) a v přímé vazbě řeší i **inherentní spolehlivost** (výroba a montáž) jako ukazatel jakosti provedené práce.

Vlastní umístění snímačů pro účely monitorování stavu vibrací závisí především na daném objektu a na vibrodiagnostických parametrech, které mají být měřeny. Obecně lze říci, že se doporučuje umístění snímačů na ložiscích nebo blízko nich, cesta šíření signálu by měla být co nejkratší (bez přerušení či přechodů materiálu), hlavní osa snímače by měla směřovat na osu max. zatížení nebo ležet v oblasti zatížení (tzv. emisní okénko tj.  $\pm 20^\circ$  od max. zatížení) atd. Jsou-li pro daný typ stroje k dispozici zkušenosti, tak umístění snímačů se řídí následujícími základními obecnými zásadami:

- umístění v místech s nejpravděpodobnějšími max. hodnotami vibrací (např. uprostřed rozpětí hřídele apod.),
- umístění v místech, kde je malá vůle mezi stojící a rotující částí, je tedy předpoklad přídírání,
- umístění v místech, kde se dá předpokládat včasná indikace opotřebení a poškození.

Nyní, tedy můžeme uvést základní zásady pro volbu měřicího místa:

- Umístění snímačů typických strojů vycházejí z provozních zkušeností (doporučení viz. např. příloha ČSN ISO 13371-1) a jsou většinou v blízkosti ložisek.
- Umístění snímačů je na nerotujících částech konstrukce, nejčastěji na ložiskovém domku nebo ložiskovém stojanu.
- Orientace a označení snímačů musí být jednoznačné pro zajištění opakovatelnosti měření a mělo by se řídit danou konvencí.
- Měření je nutné provádět za provozních podmínek (ustálená a normální). U strojů s proměnlivými otáčkami nebo zatížením se měření provádí při mezních podmínkách.

Poněvadž daná problematika patří z pohledu následné úspěšnosti měření k základním, tak uvádíme ještě několik poznámek. Vibrace by měly být měřeny ve třech směrech - vertikálním (V) horizontálním (H) a axiálním (A). Největší vibrace jsou obvykle v horizontální rovině, zde bývá stroj nejpoddajnější (např. indikuje nevyváženost).

Ve vertikální rovině jsou vibrace z důvodu tuhosti konstrukce a také gravitace menší. Problémy s nesouosostí a ohnutí hřídele ukazují vibrace v axiálním směru. Tolik jen ke krátkému objasnění měření vibrací v H, V, A, další k tzv. závadovým (poruchovým) frekvencím bude v kap. 4. a kap. 5.

Další poznámka se týká konvence v označování měřicích míst. Dnes se můžeme setkat s celou řadou zvyklostí, které svůj původ mají v systému značení výrobce měřicí techniky (např. značení měřicích míst od elektromotoru s označením směru 1V, 2A) nebo v systému značení používaném danou výrobní společností (L<sub>21V</sub> -první ložisko druhé hřídele ve vertikálním směru) apod. Základ sjednocení je nutno hledat v již několikrát citované normě ČSN ISO13373-1, kde je uvedena v příloze D konvence pro označování míst měření vibrací založené na konvenci MIMOSA (Machinery Information Management Open Systéme Aliance - Aliance otevřených systémů pro řízení informacích o strojích). Potom označení místa měření má čtrnáct znaků bez mezer např.

SFTA003AC090RN,

kde

- první čtyři alfanumerické znaky označují stroj a jeho části (např. A - hřídel)
- další tři číslice označují číslo převodovky, ložiska apod. (3 - ložiskový domek)
- další dvě písmena označují typ snímače (AC - jednoosý akcelerometr)
- další tři číslice je úhlová orientace (090 - 90° od nuly proti hodinovým ručičkám)
- další písmeno je orientace snímače (R - radiální, resp. V - vertikální)
- další písmeno - směr rotace (N - normální, R - reverzní)

Uvedené značení určitě není jednoduché, ale je dáno ČSN ISO normou, která vychází z běžného používání ve světě.

### 3.4. Základní metody vibrační diagnostiky

Vibrace strojních zařízení a následně vyzařovaný hluk jsou obecně buzeny zvnějšku kinematicky nebo silově, jsou také samobuzeny změnou parametrů apod. Pravidelnost buzení a jeho intenzita je dána technickým stavem zařízení a jeho stupněm opotřebení. Nosičem informace o některém signálu pak může být modulační signál s nízkým frekvenčním rozsahem ve srovnání s frekvencí nosné složky, harmonické složky základního signálu apod. Hlavním nástrojem vibrodiagnostiky je frekvenční analýza, ale existuje celá řada dalších používaných metod ve vibrační diagnostice, s jejichž základní podstatou budete seznámeni v následujících kapitolách.

#### 3.4.1. Frekvenční analýza pomocí FFT

Frekvenční analýza vibračních signálů pomocí FFT je základní a nejběžnější analytická metoda, která v průběhu vibračního signálu hledá periodické děje, které potom v daném souřadném systému zobrazí. Použijeme-li souřadný systém amplituda (osa y) a frekvence (osa x) mluvíme o frekvenčním spektru a při souřadném systému amplituda (osa y) a čas (osa x), tak mluvíme o časovém průběhu. Naměřené hodnoty jsou zaznamenány, analyzovány a zobrazovány ve formě tabulek a grafů pomocí zařízení pro monitorování stavu vibrací - frekvenčního analyzátoru vibrací.

Frekvenční spektrum časového signálu je tedy zobrazení v souřadnicích amplituda - frekvence. Z hlediska přenášené energie jsou časový průběh a frekvenční spektrum rovnocenné. U strojů s periodickým pracovním cyklem je vibrační signál způsoben těmito periodickými ději a frekvenční rozklad je tedy rozklad na množství sinusových signálů s příslušnou amplitudou a počáteční fází, který dává diagnostikovi významný nástroj pro identifikaci technického stavu a příčin jeho případného zhoršení přiřazením jednotlivých zdrojů budícím frekvencím ve spektru vibrací. Nejrozšířenějším způsobem stanovení frekvenčního spektra je u současných analyzátorů rychlá Fourierova transformace (FFT), a to pro svoji:

- přesnost
- rychlost
- srozumitelné nastavení parametrů
- realizovatelnost ve formě univerzálního elektronického obvodu.

Procesor lze rozdělit na dvě části : paměť pro sejmutí digitalizovaného časového průběhu a matematické jednotky pro výpočet frekvenčního spektra, což z pohledu vlastního měřicího přístroje, resp. analyzátoru vibrací, je označováno jako datakolektor (sběrač dat), který je zároveň analyzátořem, tzn. je vybaven vyhodnocovacím software.

Mluvíme-li o měření vibrací, tak vlastně mluvíme o vyjádření amplitudy sinusového signálu, takže pro měření celkových vibrací se používají následující vyjádření.

- Špička (peak) - vzdálenost mezi vrcholem vlny a nulovou úrovní
- Špička - špička (peak - to - peak, někdy také rozkmit) je vzdálenost mezi nejnižším a nejvyšším vrcholem vlny (2 x špička)

- ❑ Průměrná hodnota (Average), jelikož většina průběhů nemá ideální sinusový průběh, tak je průměrná hodnota nenulová (0,637 x špička)
- ❑ Efektivní hodnota (RMS - root mean square value). Je odvozena matematickou cestou (FFT - druhá odmocnina čtverců okamžitých hodnot), jinak při porovnání energie nebo výkonu stejnosměrného a střídavého proudu. (0,707 x špička u ideální sinusové křivky). Jedná se o nejčastěji vyjádření.

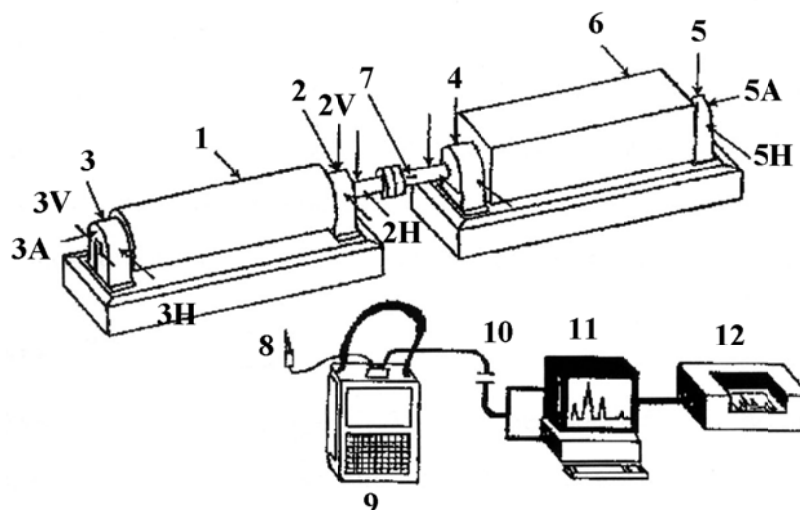
Vlastní zobrazení frekvenčního spektra má různé formy. Ve vlastní měřicí praxi pak mluvíme nejen o zobrazení frekvenčního spektra, časovém průběhu vibrací, ale také možnosti překrývání frekvenčních spekter, kaskádovém zobrazení frekvenčních spekter apod., což je dáno softwarovým komfortem a samozřejmě vychází z požadavků provozního nasazení a nutnosti interpretace naměřených dat.

Pro určení objektivního technického stavu diagnostikovaného objektu, při frekvenční analýze vždy rotujícího objektu, je nutný následující postup

- ❑ **Výpočet frekvencí zdrojů buzení** - určení rotorových, zubových, ložiskových, lopatkových apod. frekvencí. Pro výpočet těchto budících frekvencí je nutná znalost kinematického schématu objektu a celá řada technických údajů (počty zubů, otáčky, počty lopatek apod.) a pro podrobnou analýzu např. vnitřní rozměry valivých ložisek, počty rotorových tyčí apod., které ne vždy jsou běžně dostupné. Další k uvedené problematice bude v kap. 4 a 5.
- ❑ **Zpracování metodiky měření**, kterou lze shrnout do následujících bodů:
  - Volba snímače vibrací - univerzální použití v širokém frekvenčním rozsahu má - **akcelerometr** - kap. 3.1.
  - Určení měřících míst - volit co nejblíže ložisek, co nejméně přechodů atd. - 3.3 => přesně definované stálé místo.
  - Způsob uchycení snímače - cenově a kvalitativně nejvhodnější způsob je **lepená podložka** - kap. 3.1.
  - Volba měřících směrů - ideální je měření ve třech směrech (H - horizontálním, V - vertikálním, A - axiálním), každopádně ve třech směrech provádět měření v okolí spojky (motor - převodovky) - kap. 3.3.
  - Volba časového okna a frekvenčního rozsahu měření - nejčastěji **Hanning** (není známa ani amplituda, ani frekvence složek signálu) a frekvenční rozsah, doporučuje se, aby pokrýval 0,2 násobek nejnižší otáčkové frekvence do 3,5 násobku nejvyšší sledované frekvence buzení a obecně nepřekročil 10 kHz, ale nejčastěji rozsah 0 - 1000 Hz a řešil otázku frekvenční lupy (Z00M) - kap. 3.2.2.
  - Určení měřené veličiny - nejčastěji RMS (vef).
  - Určení měřícího přístroje a způsobu monitorování vibrací - tzn. rozhodnout o tom, zda nasadíme kontinuální, či periodický nebo kombinovaný způsob

sledování diagnostikovaného objektu. Uvedené rozhodnutí nám dá odpověď na otázku, zda musíme použít:

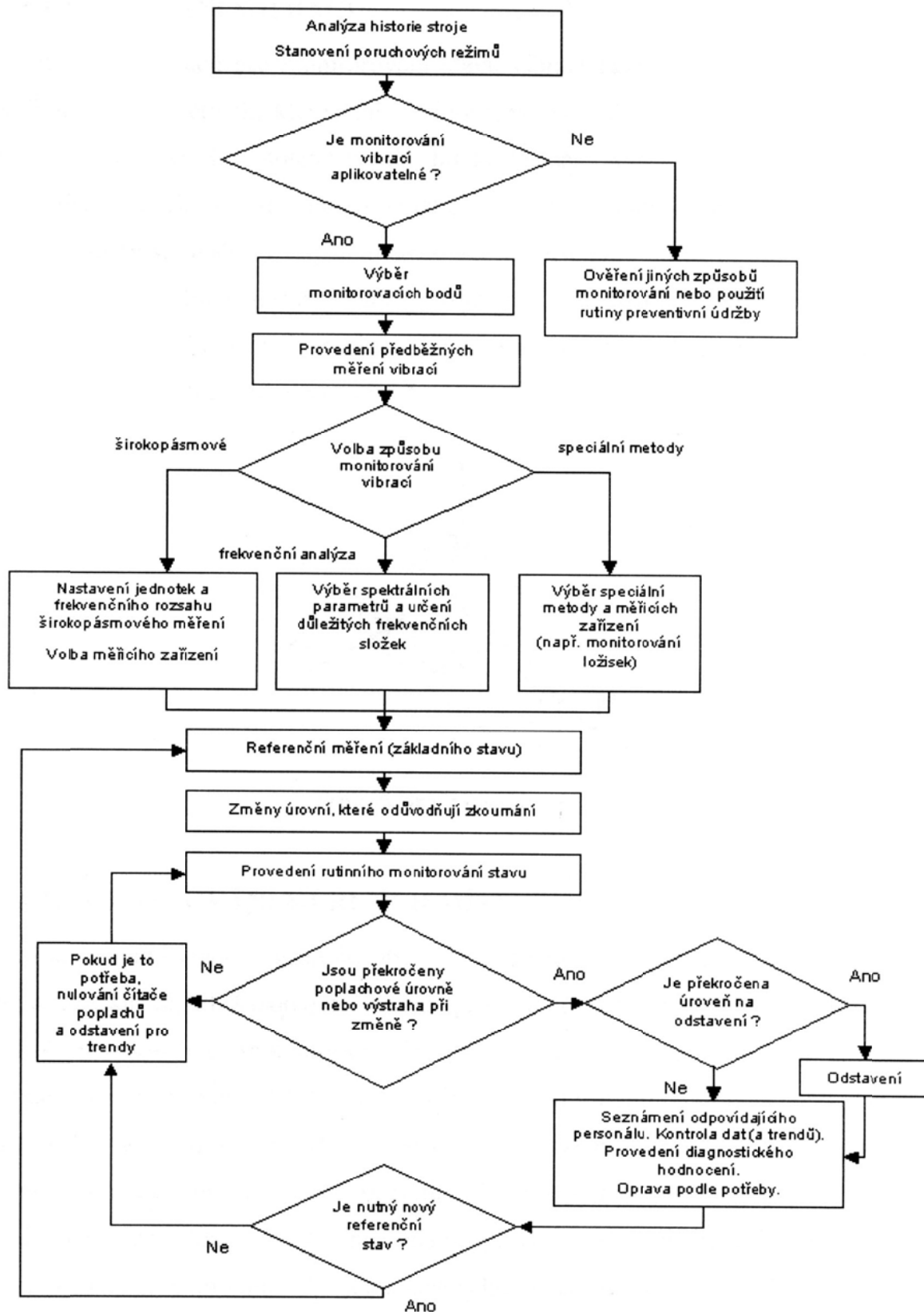
- trvale instalované měřicí systémy (ON-LINE)
- částečně trvale instalované měřicí systémy (semitrvalé), resp. kombinace, tzn. snímače jsou instalovány trvale a sěr dat je prováděn periodicky
- přenosné monitorovací systémy (obr.22)



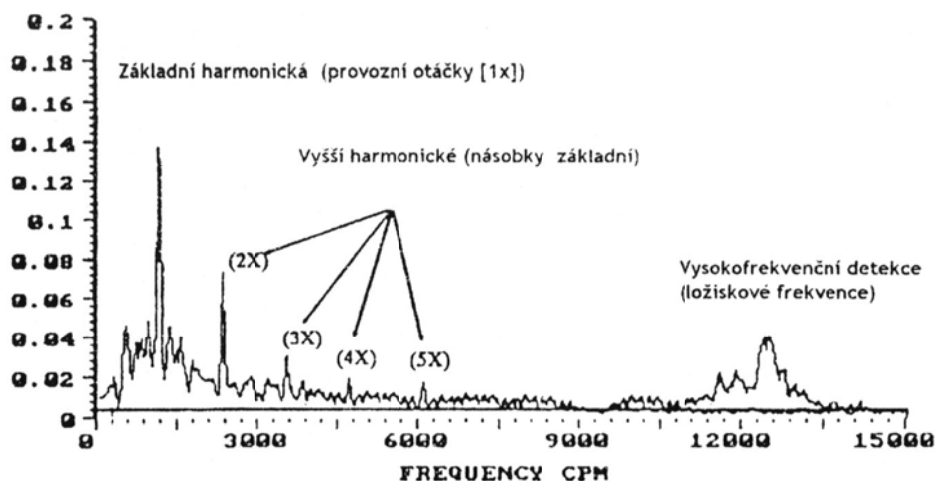
Obr. 22 Typický přenosný monitorovací systém

1 - hnací stroj (pohon), 2 - (2V, 2H) měřící místa hnacího stroje na straně spojky, 3 - (3V, 3H, 3A) měřící místa hnacího stroje, 4 - (4V, 4H) měřící místa procesního stroje na straně spojky, 5 - (5H, 5A) měřící místa procesního stroje, 6 - poháněný procesní stroj, 7 - fázová reference, 8 - snímač vibrací, 9 - přenosný sběrač dat (datakolektor), 10 - připojení počítače, 11 - počítač s vyhodnocovacím software, 12 - tiskárna

- ❑ **Provedení provozních měření**, resp. provedení měření in situ, tzn. přímo na diagnostikovaném objektu. Je nutno dodržet pouze základní podmínku, provést měření diagnostikovaného objektu za opakovatelných a ustálených provozních podmínek. U některých strojů tzn. provádět měření i při chodu naprázdno, resp. min. či max. otáčkách apod., abychom eliminovali proměnné otáčkové zatížení apod.
- ❑ **Interpretace a analýza naměřených dat** má svůj základ v algoritmu uvedeném na obr. 23, ze kterého by mělo jednoznačně vyplynout nejen to, o čem už byly zmínka, ale také, že pro interpretaci frekvenčního spektra musíme hledat základ již v první odrážce - výpočet frekvencí zdrojů buzení. Každá frekvenční špička ve spektru koresponduje se silami, které vznikají při provozu diagnostikovaného objektu, nebo jsou jejich kombinací, takže vlastně hledáme mechanickou příčinu vibrací (obr. 19 a obr. 24 [14]), které by měly vyjádřit to, že následně mluvíme o nevyváze, nesouososti, poruše ozubeného převodu, apod., jako mechanické příčině, tzn. jsme v kap. 4 - diagnostika závad.



Obr. 23 Možná varianta algoritmu pro monitorovací program vibrací [11]



Obr. 24 Frekvenční spektrum [14]

Využíváme tedy faktu, že každá závada generuje vibrace na dané frekvenci. Podstata vlastní analýzy je postavena na následujících základech:

- změření tzv. referenčního frekvenčního spektra správného chodu diagnostikovaného objektu
- vyhodnocení naměřeného frekvenčního spektra, jehož základ je v porovnání
  - naměřeného frekvenčního spektra a referenčního frekvenčního spektra, tzn. soustředění se na relativní změnu vycházející ze srovnání výchozího referenčního frekvenčního spektra vibrací a současného stavu zvýšení amplitudy na lokální frekvenci (udává se, že zvýšení na 2,5 násobek referenční hodnoty je už důležitá změna stavu, 10 násobek znamená nutnost opravy, resp. výměny)
  - naměřené hodnoty vibrací s limitní hodnotou (ALARM 1, ALRM 2, dříve mezní hodnota) - k tvorbě limitních hodnot viz. kap. 3.4.2.
  - srovnání nárůstu velikosti vibrací na dané lokální frekvenci v porovnání s posledním měřením.
- zhodnocení mohutnosti vibrací formou tzv. trendování, tzn. sledování vývoje (trendu) velikosti vibrací v průběhu jistého časového údobí, včetně určení zbytkové životnosti, resp. času do nutné opravy - objasnění viz. kap. 3.4.2.

**POZNÁMKA** - podklady k dané problematice z citované literatury najdete především v [11- ČSN ISO 13373-1]

### 3.4.2. Celková mohutnost kmitání (trendování vibrací)

Úvodem si dovoluji uvést z pohledu terminologie následující:

- **CELKOVÉ (OVERALL) VIBRACE** - celkové vibrace představují celkovou vibrační energii měřenou v jistém frekvenčním rozsahu (nejčastěji 0 - 1000 Hz). Měřením celkových vibrací stroje nebo jeho částí a porovnáním této hodnoty s její

normální úrovní (norma apod.), získáme informaci o objektivním technickém stavu stroje a zjišťujeme, co způsobilo vyšší hodnoty.

- **CELKOVÁ MOHUTNOST** (v některých pracích uváděno jako **INTENZITA**) kmitů, se potom rozumí hodnota naměřená na funkčně důležitém nebo nejdůležitějším místě stroje (tzv. lokální frekvence, např. otáčková frekvence vstupu, otáčková frekvence prvního ozubení apod.), kterou porovnáme s její předchozí hodnotou a limitní (mezí) hodnotou, čímž získáme informaci o objektivním technickém stavu dané části. Jestliže tyto hodnoty vynásíme do funkční závislosti  $v_{ef}=f(t)$ , tak získáme tzv. **VANOVOU KŘIVKU**. (obr. 25) tzn. časový průběh hladiny vibrací během technického života pro danou (důležitou, nejdůležitější, kritickou) část stroje. Z vanové křivky pak můžeme následně predikovat (prognózovat) zbytkovou životnost (čas do nutné opravy dané části) a další potřebné údaje nutné pro strategické plánování údržby v obecném slova smyslu.

Trendový graf je časový graf (obr. 26), který zobrazuje současnou a předchozí hodnotu vibrací v závislosti na čase. Ze zobrazení naměřených hodnot v trendovém grafu je patrná jejich poloha k nastavené úrovni výstrahy a poplachu, tzn. vibrační diagnostikou zjistíme příčiny vznikající závady a musí následovat vhodná údržbářská opatření. Trend, resp. vývoj vibrací v čase se sleduje pro vypočtené lokální otáčkové frekvence (otáčková frekvence ozubení apod.).



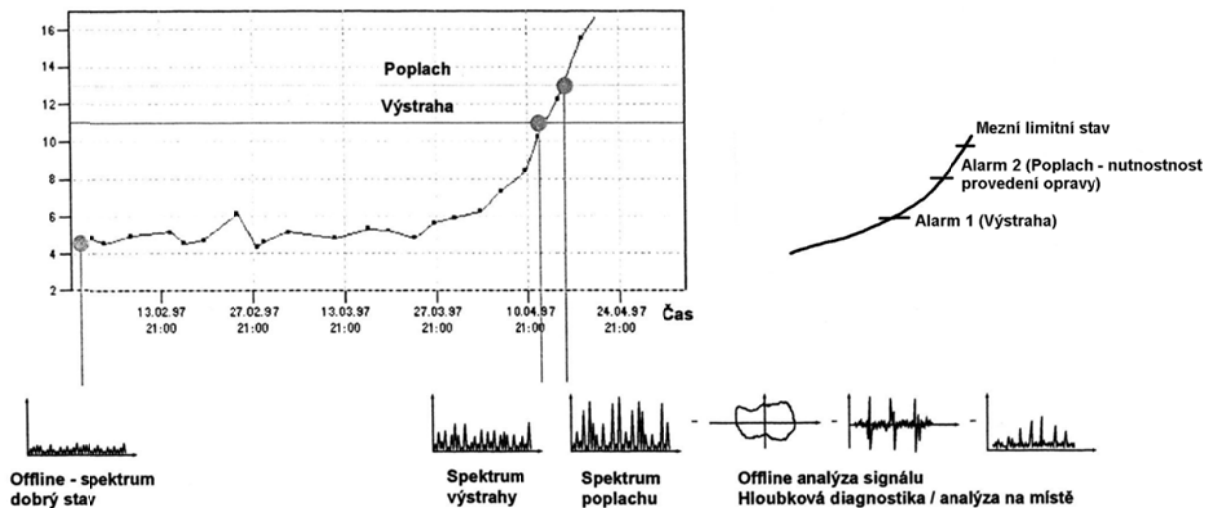
Obr. 25 Časový průběh vibrací v průběhu technického života - VANOVÁ KŘIVKA

Trendy v doběhové fázi vanové křivky (obr. 26) nám umožní predikovat (určit) již zmíněnou zbytkovou životnost (čas do nutné opravy), tzn. provádíme regresi (dopočítání) průběhu trendu do dané limitní hodnoty, čímž získáme důležitý údaj pro plánování a řízení údržby.

Jak je patrné - trendování se neobejde bez určení limitních hodnot vibrací, neboť od tohoto základu se odvíjí další postup. Vlastní určení limitních hodnot vibrací je možné celou řadou známých postupů, tzn. určené výrobcem zařízení, určení odpovídající normou a předpisy (ČSN EN, ČSN ISO, ISO, DIN, VDI, API apod.) až po použití matematicko



statických metod (blíže viz. [2],[9],[14],[15] apod.). Nastavení těchto limitních hodnot vibrací nelze považovat za neměnné dogma, musí mít pružný charakter, čímž dosáhneme respektování provozních podmínek a nelze jednou limitní hodnotou vibrací zhodnotit celý konstrukční uzel, resp. objekt, nýbrž je nutné určit tyto limity i pro jednotlivé části konstrukčního uzlu (tzn. lokální otáčkové frekvence včetně harmonických). K samozřejmosti by mělo patřit i určení těchto limit pro kvalitní úroveň chodu (provozu) diagnostikovaného objektu (dříve stav DOBRÝ, USPOKOJIVÝ, NEUSPOKOJIVÝ, NEPŘÍPUSTNÝ, dnes DOBRÝ, ZHORŠENÝ STAV, PORUCHA - ČSN ISO 13 373-1).



Obr. 26 Trendování vibrací [16]

Překročení musí být důkladně analyzováno (obr. 26) a teprve pak je možno provést odpovídající závěry. Při analýze je nutné si uvědomit, již bylo zmíněno, že nejen překročení limitní hodnoty vibrací dává informace o technickém stavu objektu. I relativně malé složky ve frekvenčním spektru obsahují informace o důležitých změnách provozních dynamických sil, tzn. hodnotíme také relativní změny ve srovnání s referenčním frekvenčním spektrem a ve srovnání s posledním měřením frekvenčního spektra.

Takže i zde je postup měření a analýzy dán tím, co už bylo uvedeno v předchozí kapitole 3.4.1., tzn. - změření referenčního spektra (dobrý stav) určení limitních hodnot vibrací, trend parametrů, výstraha a poplach při překročení limitních hodnot vibrací a analýza s použitím metod hloubkové diagnostiky.

### 3.4.3. Kepstrální analýza

Při stručném výkladu vyjdeme nejdříve z objasnění vztahu kepstrální analýzy k frekvenční analýze.

Frekvenční analýza je zjednodušeně řečeno matematická metoda, která v časovém průběhu vibračního signálu hledá periodické (pravidelně se opakující) děje, které potom v souřadném systému frekvence-amplituda (frekvenční spektrum) zobrazí jako jednotlivé čáry. Energie nesená časovým průběhem vibrace musí být stejná, jako energie obsažená ve spektru vibrací. Kepstrální analýza je metoda, která hledá periodické děje ve frekvenčním spektru, tedy pravidelně se opakující rozdíly mezi sousedními frekvenčními čarami. Metoda je tedy vhodná pro případy, kdy má frekvenční spektrum několik nosných frekvencí, na které

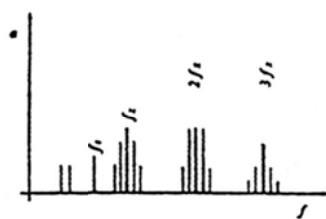
jsou namodulována boční pásma. V kepstru je potom vyznačen jednotlivými čarami odstup bočních pásem. Kepstrum je tedy frekvenční analýzou frekvenčního spektra a udává periodické jevy ve frekvenční oblasti modulace postranního pásma.

Z uvedeného je zřejmé, že kepstrální analýza je metodou, která je pomůckou pro orientaci diagnostika v naměřeném spektru. Je vhodná především pro diagnostiku převodovek, pro identifikaci amplitudové a frekvenční modulace. Nutnou podmínkou je, že frekvenční analyzátor má v sobě kepstrální analýzu obsaženou.

Poněkud neobvyklé pojmenování metody (Kepstrum) vzniklo přesmyčkou písmen ve slově spektrum, podobně na vodorovné ose kepstra je queference (vychází z frekvence) nebo čas (z důvodů ryze matematických). Svislá osa zobrazuje amplitudu (vychází z amplituda). Jako harmonická složka je označována složka s celistvým podílem základní modulační frekvence.

Kepstrum tedy udává závislost velikosti modulační amplitudy vibrací na periodě modulační frekvence. Vibrační kepstrum je důležitou pomůckou při určování např. poškození valivých ložisek, boků zubů ozubeného soukolí. Změřené kepstrum je málo citlivé k přenosu signálu z místa buzení k místu měření vibrací a identifikuje série harmonických nebo bočních pásem obsažených ve spektrech.

Typickým příkladem je využití při zjišťování technického stavu ozubení. Pokud se únavové opotřebením projeví ve formě vlásenkové trhlinky apod., tak je ve své podstatě nezachytitelné, ale vzhledem k dynamickým procesům při záběru zubů je otázkou velmi krátkého času, kdy se zub ulomí. Tzn. pokud provádíme sledování cyklicky, je zachycení vlastního průběhu náhodou, takže je nutné využít kepstrální analýzy - obr. 27.



#### POŠKOZENÍ BOKŮ ZUBŮ

- únavové poškození důlky, opotřebením, plastická deformace
- větší nárůst amplitud s  $2 \cdot f_z$  a  $3 \cdot f_z$ , menší s  $f_z$
- velké amplitudy postranních pásem - velmi dobrý příznak poškození (kepstrum)

Obr. 27 Poškození boků zubů

#### 3.4.4. Alternativní metody a metody k měření technického stavu valivých ložisek

Vedle časových průběhů, frekvenční analýzy apod. jsou vibrační signály zpracovány jinými metodami, které umožňují lepší analýzu daného objektu, konstrukčního uzlu či elementu, lépe respektují provozní podmínky atd. Toto další možné zpracování vibračního signálu nabízí nejen další způsob analýzy, ale především má pro dané měření větší vypovídací schopnost k určení technického stavu. Typickým příkladem uvedených alternativních metod jsou především metody k měření technického stavu valivých ložisek.

Činnost valivých ložisek a záběr ozubených kol, jež má opakující charakter, vytváří vibrační signály s mnohem nižší amplitudou a vyššími frekvencemi, než u vibračních signálů buzených otáčkovou frekvencí. Odfiltrováním otáčkových vibračních signálů a zesílením opakujících se složek signálů od defektu valivého ložiska dosáhneme požadovaných výsledků měření. Je nutno podotknout, že různé firmy používají různé metody, proto v následujících řádkách uvádíme komplexní přehled i když některé z uvedených metod jsou historii, ale z pedagogických důvodů je nutné je uvést.

Ze spektra FFT vibrace u složitějšího stroje nebývá snadné z jednoho měření spolehlivě určit stav poškození valivých ložisek. Složky spektra odpovídající poškození vnitřního, vnějšího kroužku, valivých těles, jsou maskovány šumem a jinými složkami buzení. Při rozvoji poškození valivého ložiska se ve spektru vibrace projeví složky s vlastní frekvencí ložiska 0,5 až 2kHz. pro spolehlivé určení poškození ložiska je nutná znalost frekvence rázového buzení vnitřního, vnějšího kroužku, valivých těles a klece (vnitřní rozměry valivého ložiska). Potom je určitě zřejmé, že pro určení stavu poškození valivého ložiska se vedle spektra používá celá řada dalších metod. Všechny metody zjišťování stavu valivých ložisek vychází z poznatku, že odvalováním poškozeného prvku ložiska dochází k nárůstům, které vyvolají zvýšení úrovně vibrací na frekvenci nárazů, dále pak na frekvencích harmonických a rezonančních.

- ❑ **SPM** (Shock Pulse Meter) - snímání krátkodobých tlakových vln vyvolávaných mechanickými rázy, které vnikají vlivem drsnosti ložiskových drah a valivých těles. tzv. rázové impulsy snímáme v rozmezí 30 - 40 kHz. Snímáme tzv. prahovou úroveň (dBc) a špičkovou úroveň (dBm), zakresluje do grafu a při vstupu do červeného pole (35dB) je ložisko vadné.
- ❑ **BCU** (Bearing Condition Unit) - nepřímé měření rázových impulsů pomocí obsahu energie akustických kmitů šířených v pevném materiálu projevujících se v kmitočtové oblasti 20 - 40 kHz. Vyhodnocují se špičkové hodnoty měřeného signálu.
- ❑ **RBP** (Related Bearing Product) - zjišťují se efektivní a špičkové hodnoty zrychlení v rozsahu 2 - 16 kHz.
- ❑ **Crest factor** - vyhodnocení poměru špičkového zrychlení a jeho střední hodnoty ve frekvenčním pásmu 10 Hz - 10 kHz a časové posloupnosti.
- ❑ **Q faktor** - využití poměru mezi střední a špičkovou hodnotou amplitudy emitovaného ultrazvukového signálu na pracovní frekvenci 40 kHz.
- ❑ **K (t) parametr** - vyhodnocení vztahu

$$K(t) = \frac{a_{ef(0)} \cdot a_{peek(0)}}{a_{ef(t)} \cdot a_{peek(t)}}$$

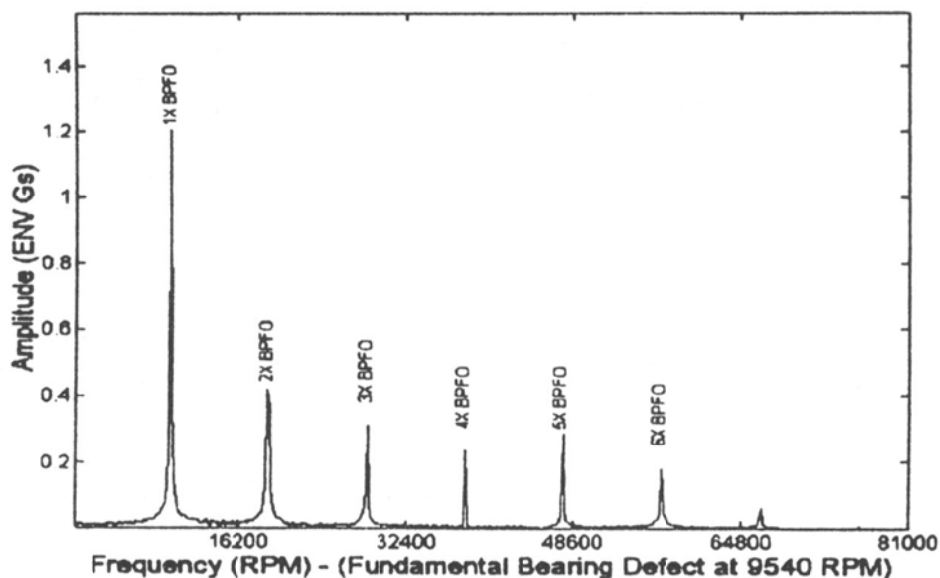
- (0) - výchozí hodnoty zrychlení v čase 0
- (t) - okamžité hodnoty zrychlení v čase t
- ef - efektivní hodnoty zrychlení
- peek - špičková hodnota zrychlení

- ❑ **KURTOSIS** - posouzení statistického rozdělení amplitud chvění se zřetelem na odchylku od normálního rozdělení ve frekvenčním rozsahu 2,5 - 80 kHz při rozdělení do pěti frekvenčních pásem. Hodnotí se podle velikosti tzv. K - faktoru.

$$KA = \frac{\int_{-\infty}^{+\infty} (x - \bar{x})^4 \cdot p(x) dx}{\sigma^4}$$

- x      amplituda signálu,  $\bar{x}$  - střední hodnota p(x) - pravděpodobnost (x)  
 $\sigma$     standardní odchylka vůči nulovému signálu

- ❑ **OBÁLKOVÁ METODA (ENVELOP)** - činnost ložisek a záběr ozubených kol, jež mají opakující se charakter, vytváří vibrační signály s mnohem nižší amplitudou a vyššími frekvencemi, než je tomu u vibračních signálů buzených otáčkami nebo konstrukcí, např. pokud se u ložiska s valivými elementy objeví defekt na jeho vnější dráze, pak každý valivý element procházející tímto místem vyvolá malý opakující se signál s frekvencí odpovídající závadě v ložisku. Tento signál má ovšem tak nízkou energii, že se při běžném měření (celkové frekvenční spektrum) zcela ztratí v šumu a dalších budících otáčkových frekvencích. Příklad měření je na obr. 28



Obr. 28 Příklad obálkového spektra vnějšího kroužku valivého ložiska

- ❑ **TECHNOLOGIE SEE** (Spectral Emitted Energy) - poskytuje velmi včasnou detekci závad ložisek a převodů ozubených kol měřením akustické emise generované kovem, je-li tento poškozen nebo nastanou-li jiné specifické podmínky.

Aktivní okolnosti, které mohou vést ke vzniku akustické emise, jsou:

- defekty ložisek
- nedostatečné mazání
- mikroprokluzování (tření)
- kavitace proudění
- třískové obrábění kovu
- elektrický oblouk
- elektrický šum
- znečištění plastického maziva

- dynamické přetížení
- tření ložiska
- elektricky generované signály
- styk rotoru kompresoru (se statorem), tvoření trhlinek (nebo „křupání“ cínu)
- kontakt kov-kov

Technologie SEE používá speciální snímače akustické emise, které „slyší“ ultrazvukovou akustickou emisi vznikající následkem poškození elementů ložisek (tato akustická emise se objevuje ve frekvenční oblasti 150 - 500 kHz). Takový signál není ani tak vibračním signálem, jedná se spíše o zvuk o vysoké frekvenci, přesto název vibrace je běžně užívaným technickým termínem.

Pokud hodnoty SEE stoupají, monitoruje se ložisko podrobněji (zkrátí se intervaly měření a použije se multiparametrické monitorování). Trendování hodnot získaných metodou SEE, obálkováním, měřením teplot a vibrací nám nejlépe umožní analyzovat problém a určit nejvhodnější dobu pro opravu. Dobrá znalost stroje a logický přístup k řešení problémů významně napomáhá strávně určit nápravné kroky.

Z pohledu analýzy pak nejčastěji mluvíme o:

- **Numerické analýze SEE** - protože signál SEE indikuje defekt v blízkosti (okolí) monitorujícího snímače, je znalost částí stroje v této oblasti zásadní věcí. Např. pokud v ložisku, na kterém provádíme měření SEE přiléhá převodovka, může být akustická emise z převodovky přičítána k hodnotám SEE naměřeným v ložisku. V takovém případě mohou vysoké hodnoty SEE indikovat „dobrý“ stav monitorovaného ložiska. Obecně však vyšší než normální hodnoty indikují defekt. Pokud není normální průběh signálu SEE znám, použije se k hodnocení mohutnosti signálu SEE následující tabulka jako vodítko:

Čísla jsou uvedena ve stupnici SEE:

0 - 3	žádná identifikovatelná závada
3 - 20	problém s mazáním, znečištění, defekt ložiska při malém zatížení nebo malý defekt při normálním zatížení
20 - 100	defekt ložiska nebo znečištění
100 +	vadná závada ložiska

Tato čísla slouží jen pro orientaci. Zkušenost s trendováním měřených hodnot pomůže zjistit, které hodnoty platí pro monitorovaný objekt.

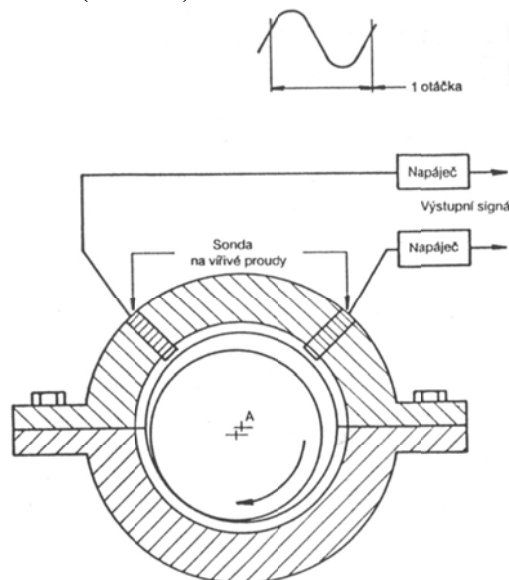
- **Spektrální analýza SEE** - počínající mikroskopické defekty ložisek nejsou na normálních vibračních spektrech rychlosti a zrychlení vůbec porovnatelné, ale opakující se akustické signály vznikající působením počínajícího defektu jsou zesilovány, tzn. projeví se jako špičky na poruchové frekvenci. Lze tedy říci, že pokud se na SEE spektrech neobjeví žádné špičky, pak to znamená, že neexistuje žádný akustický signál SEE.

- **VYSOKOFREKVENČNÍ DETEKCE (HFD - High Frequency Detection)** - dává číselnou hodnotu celkové úrovně vibrací generovaných ve vysokofrekvenčním pásmu (5 kHz - 60 kHz) malými vadami. K zesílení nízkourovňového signálu generovaného malými vadami se používá rezonanční frekvence vlastního snímače. Jelikož se jedná o vysoké frekvence, je měření prováděno akcelerometry, hodnoty jsou uváděny většinou v „g“, měří se špičkové nebo efektivní hodnoty, apod. Nyní by mělo být patrné, že dané označení defakto je používáno v podobě uvedené již v této kapitole

pod označením SPM, BCU atd. Daná označení jsou již ne obecným označením, ale specifickým označením metody k měření valivých ložisek, vymyšlena a používána výrobci měřicí techniky např. SPM-fy SPM, BCU - fy SCHENK, SEE - fy SKF, Q faktor - fy Brüel & Kjaer apod., i když dané označení je používáno firmou SKF pro daný typ měření.

### 3.4.5. Orbitální analýza

Orbit tvoří dynamická (kinetická) složka vibrací ze dvou vzájemně kolmých bezdotykových radiálních snímačů výchylky vynesena v kartézských souřadnicích. Snímače se umísťují v jedné rovině v navzájem kolmých směrech (obr. 29). Je to alternativní zobrazení časového signálu, které přináší i další diagnostické informace, a které lze realizovat i na běžném osciloskopu s X-Y funkcí. Zobrazení vibrací ve formě orbity je zobrazení pohybu středu hřídele za jednu či více otáček kolem statické polohy středu hřídel. Synchronizační značka udává moment synchronizačního impulsu 1 x za otáčku. Takto lze snadno zjistit směr precesního pohybu hřídele vůči směru otáčení (souběžná a protiběžná precese), odhadnout velikost amplitudy - špička - špička. (obr. 29)

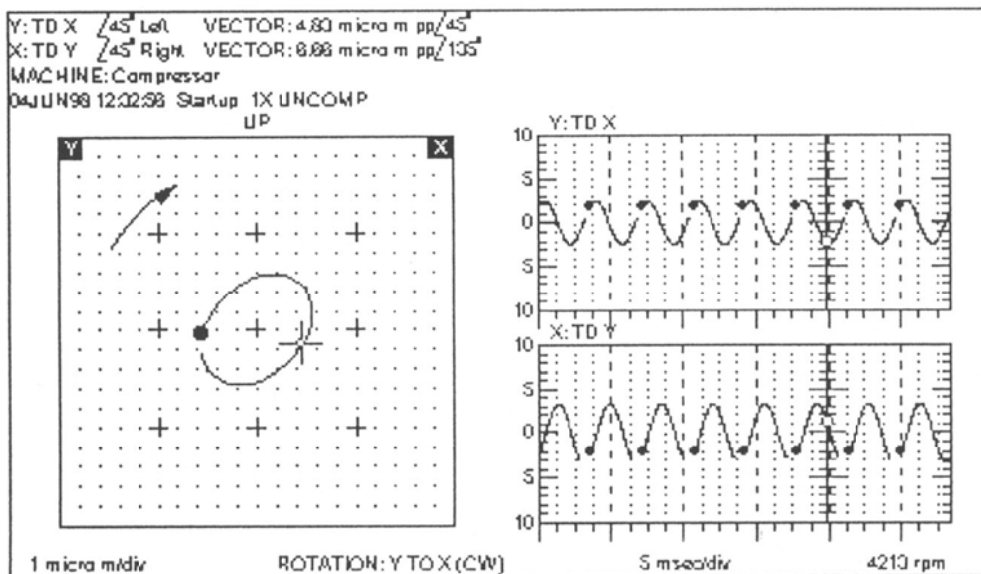


Obr. 29 Umístění snímačů na principu vířivých proudů pro měření relativního pohybu hřídele (orbity) [15]

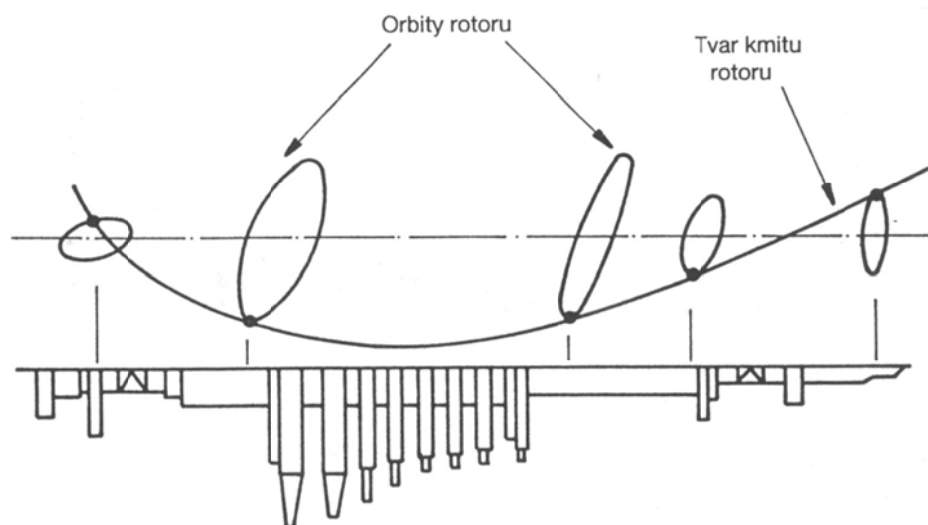
Měření orbity není možné bez určení absolutní fáze vibrací, která je definovaná jako zpoždění prvního kladného maxima signálu na daném snímači za signálem synchronizační značky v úhlových jednotkách, kdy jednomu cyklu vibrací odpovídá  $360^\circ$ . Fázi vibrací lze takto určovat pro otáčkovou frekvenci i pro všechny celočíselné násobky a podíly otáčkové frekvence. Je to reference mezi polohou rotoru a měřeným signálem vibrací (blíže v kap. 3.4.9 a dalších).

Z tvaru orbity lze usuzovat na směr působení radikálních sil v ložisku. Standardní eliptický tvar orbity (obr. 30) se vlivem závad souososti a tím vzniku radiálního předpětí podle velikosti nesouososti zplošťuje, mění na banánový a dokonce dostává tvar „osmičky“. Směr hlavní osy orbity je pak kolmý na směr působení radiální síly. Další použití orbity je při diagnostice přídírání, ložiskových vůlí, nestabilit rotoru v kluzných ložiskách, trhlinách rotoru a dalších závadách (kap. 4 a 5). Analýza se provádí na orbitu širokopásmového signálu i na

orbitu signálu filtrovaného na harmonické a subharmonické složky. Vždy je potřeba sledovat zároveň statickou polohu středu hřídele, která spolu s orbitem vypovídá o skutečném pohybu hřídele v měřené rovině a o nebezpečí přidírání ložiska, což určitě dokumentuje obr. 31.



Obr. 30 Standardní tvar orbity



Obr. 31 Určení pohybu hřídele turbokompresoru v oblasti kritických otáček [15]

### 3.4.6. Modální analýza

Přívlastek „**modální**“ má celou řadu možných vyjádření (vlastní, vidová), ale zde je myšleno „**vlastní**“. Princip této metody určitě pochopíme v odpovědi na dvě základní následující otázky.

### ❑ Co je to modální analýza?

Modální analýza je obor dynamiky, který k popisu kmitavých vlastností a kmitového chování inženýrských konstrukcí (resp. jejich částí, nazývané soustavy) užívá možnosti rozkladu složitého kmitavého procesu na dílčí, tzv. modální (vlastní) příspěvky. Každý příspěvek je charakterizován modální frekvencí a modálním tvarem kmitu.

Při matematickém modelování spočívá takový rozklad v náhradě soustavy vzájemně vázaných diferenciálních rovnic popisující kmitavé chování uvažované konstrukce soustavou nezávislých, izolovaně řešitelných diferenciálních rovnic pomocí tzv. modální transformace.

Při experimentálním vyšetřování se odměřuje odezva konstrukcí při jejich řízeném buzení ve zvolení síti bodů na povrchu konstrukce. Z vyhodnocených frekvenčních přenosů mezi jednotlivými dvojicemi bodů se určují modální frekvence a modální tvary kmitu regresním výpočtem z odměřených údajů. Takové práce se označují též jako experimentální modální identifikace, modální testování apod., což je i náplní využití v diagnostice. Připomeňme, že při výpočtech se používají komplexní čísla, jež umožňují snadno postihnout i tlumení konstrukcí.

Pro upřesnění vlastností zkoumaných objektů je nutno předpokládat, že uvažované mechanické soustavy jsou kauzální (nepohybují se, dokud nejsou buzeny), časově invariantní (jejich parametry se časem mění), stabilní (pro ukončení budících účinků dozní i pohyb soustavy), že pro ně platí princip superpozice (při skládání účinků nezávisí na pořadí) a homogenity (nezávislosti na velikosti amplitudy)

### ❑ K čemu je užitečná?

Možná by stačilo uvést, že jsou sledovány především tři základní cíle

- Stanovení vlastních frekvencí soustavy
- Stanovení tlumení na těchto vlastních frekvencích
- Stanovení vlastních tvarů kmitů, tedy tvarů deformací soustavy při vibraci na vlastních frekvencích,

abychom předešli možným rezonancím (kap. 4.8), ale z pohledu předkládaných skript je nutno uvést které technické problémy jsou modální analýzou řešitelné.

Metodou modální analýzy lze relativně rychle a pohodlně řešit následující technické problémy:

- určovat modální frekvence soustavy, které při souhlasu s budícími frekvencemi mohou vést k nadměrnému rozkmitávání (rezonance, kritické otáčky), a tím ke snížení životnosti a spolehlivosti konstrukcí, často s nepříznivým důsledkem zvýšené hlučnosti,
- určovat modální tvary kmitu a konfrontovat je s eventuálními budícími účinky, opět s cílem posouzení možnosti výskytu škodlivého nadměrného kmitání,
- ověřovat věrohodnost sestavených zjednodušených matematických modelů (v tzv. geometrických souřadnicích) srovnáním s výsledky měření,
- vytvářet modální modely odměřených soustav (v modálních souřadnicích), pomocí nichž lze v uvažovaném frekvenčním pásmu věrně simulovat jejich kmitavé chování,
- modifikovat konstrukce připojením přídatných prvků, s cílem např. jejich přeladění mimo pásma škodlivých účinků. Simulací na počítači lze relativně náročně posuzovat řady variant provedení,
- pomocí výpočtu věrohodně určit vynucené kmitání odměřené konstrukce při daném (simulovaném) buzení,
- identifikovat příčiny nadměrných vibrací odměřených konstrukcí z vlastností možných (vypočtených) přenosových cest nežádoucího šíření budících účinků,



- pomocí metody zviditelnění provozních tvarů kmitů, resp. strukturální stroboskopie animovat prostřednictvím zjednodušeného schématu škodlivé nadměrné kmitání konstrukcí při provozu na obrazovce počítače a snáze hledat jeho příčiny (viz. další kap. 3.4.7),
- pro jednoduché struktury identifikovat z naměřených provozních odezev místa a průběhy budících účinků.

Tím bychom měli odpovědi na již zmíněné dvě základní otázky. Pro úplnost je nutno ještě několik doplňujících a shrnujících řádků.

Rozměrové hranice mechanických soustav (konstrukcí, struktur), které mohou být předmětem modální analýzy, jsou na spodním konci rozměrové oblasti omezeny předpokladem zanedbání hmotností snímače vůči hmotnosti proměřované soustavy, na horním konci pak dostupností dostatečných budících účinků. Metodu lze tedy užít pro naprostou většinu strojních i stavebních konstrukcí.

Frekvenční obor, který při analýze přichází v úvahu, pokrývá při praktických aplikacích zhruba pásmo od 0,1 Hz do 30 kHz, většina případů pak spadá do tzv. akustické oblasti, pro kterou existuje rozvinuté přístrojové zázemí.

Prvotním cílem pro aplikaci poměrně složité a zdlouhavé metody bývá nejčastěji spolehlivé stanovení vlastních frekvencí ve vztahu k možným rezonancím. Aplikace předpokládá současné vnější silové buzení soustavy (speciálním rázovým kladívkem, elektrodynamickým budičem) a měření odezvy na toto buzení. Počítačovým zpracováním jsou naplněny uvedené cíle. Měřicí a vyhodnocovací aparatura se tedy sestává z minimálně dvoukanálové FFT aparatury a příslušného software. Nutnou podmínkou pro správné měření a odpovídající jednoznačné výsledky je linearita měřeného objektu. To znamená, že:

- objekt musí být bez vůlí, poškození, uvolněných spojů atd.,
- objekt musí být vyroben z materiálu s lineárními mechanickými vlastnostmi v pružné oblasti,
- objekt nesmí obsahovat fungující vnitřní zdroje vibrací

### 3.4.7. Metoda zviditelnění provozních tvarů kmitů

Vibrační diagnostika vychází ze zpracování vibračního signálů emitovaného strojním zařízením. Vzhledem k principu měření se jedná o signál sejmутý z jednoho bodu na povrchu strojního zařízení. Frekvenční analýza je nástroj zpracování tohoto signálu v konkrétním vhodně zvoleném bodě nebo bodech. Z hlediska diagnostiky uzlu, který se nachází v blízkosti bodu, kde je signál snímán je tímto způsobem možné získat dostatek informací. Z hlediska celého strojního zařízení a jeho dynamické odezvy na zdroje buzení je však tato informace nedostatečná. Při sledování spektra ve více bodech na strojním zařízení je možné získat větší množství izolovaných informací, které však nedávají zřetelné a přehledné informace o vzájemných vztazích mezi signály a jejich frekvenčními složkami v daných bodech. Tento problém řeší metoda zviditelnění provozních kmitů - metoda provozních tvarů kmitů, která:

- vychází z vícekanálové křížové frekvenční analýzy,
- na obrazovce počítače ve zvětšeném měřítku animuje skutečný pohyb strojního zařízení na zvolené provozní frekvenci (frekvencích),
- podává další informace o měřených signálech (frekvenční spektra v jednotlivých bodech a směrech, vzájemné fázové úhly atd.).

Mezi frekvenční analýzou a provozními tvary kmitů tedy existují tyto základní vazby:

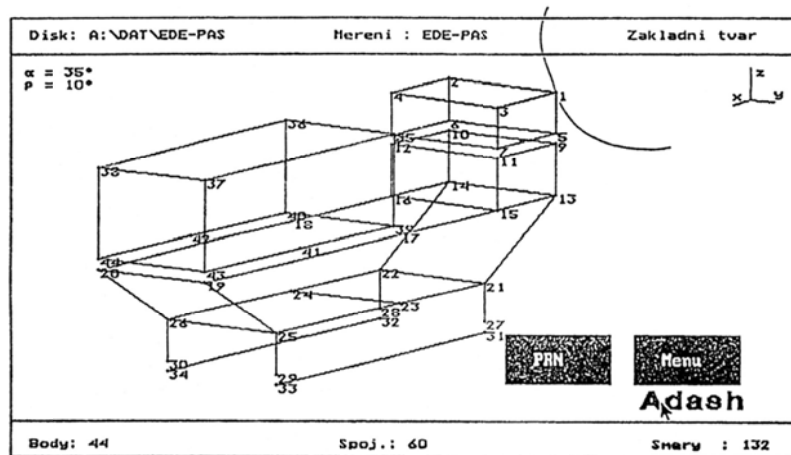
- frekvenční analýza je nástrojem pro stanovení provozních tvarů kmitů,
- frekvenční analýza i provozní tvary kmitů jsou metody aplikovatelné jen na reálnou funkční soustavu,
- frekvenční rozbor je východiskem pro zpracování tvarů kmitů (animace je provedena na konkrétní vybrané frekvenci nebo frekvencích),
- frekvenční analýza zpracovává signál z jednoho směru, provozní tvary kmitů z více směrů při respektování vzájemných vztahů,
- provozní tvary kmitů jsou vyšší formou využití frekvenční analýzy.

Metoda zviditelnění provozních tvarů kmitů, nebo také někdy uváděná jako metoda strukturální stroboskopie, se opírá o využití programových prostředků pro animaci, které byly původně vyvinuty pro znázornění vlastních kmitů (modů), stanovených metodou modální analýzy.

Postup aplikace je vlastně dán následujícím postupem:

1. Geometrický model objektu, který by měl zahrnovat i propojení na další zařízení viz. např. na obrázku - schéma modelu pohonu zauhlovacího pásu (obr. 32).
2. Určení měřících postupů v bodech měření modelu, tzn. nevypouštět některý směr kmitání.
3. Vlastní měření velikostí vibrací v bodech geometrického modelu.

**POZOR!** - jelikož se jedná o provozní tvary kmitů, tak zásadně měříme při provozních otáčkách, resp. frekvenci. Výsledek již uvedeného modelu je na obr. 33, kde do modelu byly zahrnuty ještě nosníky podlahy.

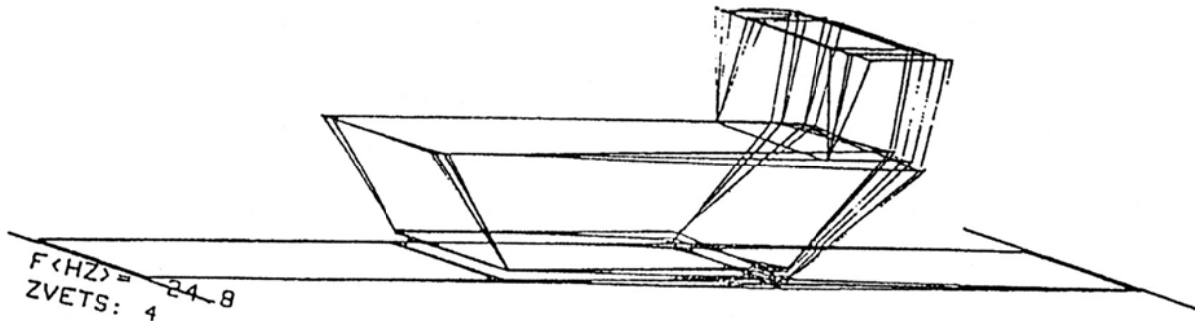


Obr. 32 Geometrický model pohonu zauhlovacího pásu k nasazení metody měření provozních tvarů kmitů

Principiálně probíhá měření provozních tvarů kmitů tak, že snímač na jednom kanále (referenčním) je trvale umístěn na měřícím směru s bohatým (silným) signálem a snímačem na druhém kanále se měří všechny měřící směry. Výsledkem jsou frekvenční spektra a fáze vzhledem k referenčnímu směru. Tyto podklady stačí k tomu, aby po výběru konkrétních frekvencí byl na obrazovce počítače objekt (jeho drátový model) rozhybán s vyšší amplitudou a nižší frekvencí (odpovídající možností lidského zraku).

V zásadě lze touto metodou zjistit tzv. slabá místa resp. např.:

- Vadnou montáž
- Uvolněné spojení se základem
- Chybná konstrukce apod.



Obr. 33 Měření provozních tvarů kmitů pohonu zauhlovacího pásu

Z pohledu dnešních zkušeností je možno uvést:

1. Metoda umožňuje kvalitativní posouzení převládajícího pohybu stroje. Stanovení slabého místa je mnohdy řešením problému nadměrných vibrací stroje.
2. Animace pohybu na obrazovce je mnohem názornější než nehybné obrázky, uvedené zde v literatuře.
3. Metoda dovoluje znázornění pohybu soustrojí na konstrukčně velmi složitých stojanech nebo konstrukcích s montovanými spoji, kde je nutné pro nalezení příčiny volit složitý model sestávající z množství bodů.
4. Programové vybavení, které je dostupné na domácím trhu, je dostatečně kvalitní pro provádění potřebné analýzy.
5. Metoda selhává při nevhodně zvoleném modelu a při vypouštění na první pohled nevýznamných směrů z měření.
6. Metoda nebyla dosud dostatečně vyzkoušena v případech, kdy má kmitání více než jednu dominantní frekvenci.
7. Metoda není vhodná pro stroje s neustálým chodem nebo s krátkým ustáleným cyklem

### 3.4.8. Multiparametrická diagnostika

Základem každé predikce prognózy zbytkové životnosti (času do nutné opravy) je objektivní znalost technického stavu sledovaného objektu s co nejvyšší jistotou rozhodnutí. Multiparametrický přístup umožní odhalit závady nezjistitelné při použití pouze jedné měřicí (diagnostické) metody a tím zvýšit jistotu rozhodnutí o technickém stavu se všemi návaznými pozitivy.

Multiparametrický přístup k provozní diagnostice strojů a zařízení spočívá v použití několika měřících, resp. diagnostických metod, což umožňuje nejen zvýšení jistoty rozhodnutí o technickém stavu, ale zároveň zlepšuje detekci a diagnostiku závad. Použití tohoto multiparametrického přístupu umožní odhalit závady nezjistitelné při použití pouze jedné měřicí (diagnostické) metody.

Formulujeme-li cíl multiparametrické diagnostiky pomocí řetězce závislostí, můžeme uvést:

zvýšení jistoty určení zbytkové životnosti	→	zvýšení provozní spolehlivosti	→	zvýšení vprojektované spolehlivosti
--	---	--------------------------------------	---	---

Vlastní multiparametrická diagnostika má dvojí možný postup:

#### □ **Multiparametrická diagnostika při použití alternativních diagnostických metod**

Typickým příkladem tohoto postupu je např. diagnostika defektu na vnějším kroužku valivého ložiska. Každý valivý element během svého průchodu narazí na defekt, tzn. způsobí vznik opakovaného vibračního signálu. Amplituda tohoto signálu je ovšem tak malá, že při použití metody měření celkových vibrací se vlastně ve spektru celkových vibrací vybuzených strojem ztrácí (je nečitelná, nemá žádnou vypovídací schopnost). Následně je nutné použít multiparametrickou diagnostiku např. využití následujících vibrodiagnostických metod:

- ENV AVE - průměrná hodnota obálky
- ENV PEAK - špičková hodnota obálky
- SEE - spektrální emitovaná energie

Daný postup v aplikaci na tribodiagnostiku znamená ve své podstatě kombinaci nasazení použití jakýchkoliv metod ze skupiny ke:

- Sledování stavu opotřebení strojních zařízení
- Sledování degradace samotného maziva

#### □ **Multiparametrická diagnostika při použití několika metod technické bezdemontážní diagnostiky**

Jedná se o nasazení kombinace vhodných metod technické bezdemontážní diagnostiky. Jedná se např. o kombinaci vibrodiagnostiky a tribodiagnostiky. Je ovšem možná celá řada kombinací např.:

- Vibrodiagnostika + tribodiagnostika + termodiagnostika
- Vibrodiagnostika + tribodiagnostika + optická defektoskopie
- Vibrodiagnostika + optická defektoskopie
- Vibrodiagnostika + výkonové parametry a další

Uvedený nastíněný postup nám umožňuje provádět preventivní kroky ke zvýšení provozní spolehlivosti pomocí řízení údržby v celém svém komplexu.

### 3.4.9. Měření fáze

Fázový úhel (ve stupních) je úhel, o který se hřídel pootočí z bodu zahájení sběru dat až k bodu, ve kterém snímač naměří maximální kladnou odezvu (výchylka, rychlost, zrychlení, odstředivou sílu). Kladný fázový úhel (+ $\varphi$ ) se nanáší od referenční značky proti směru otáčení rotoru (hřídele).

Jak je tedy patrné, tak měření fáze není druhem měření velikosti vibrací, ale měřením místa na rotujícím objektu, kde působí max. kladná odezva, tzn., že bez této pomůcky (doplňku) není možná komplexní analýza při diagnostice následujících závad:

- nesouososti - zjištění fázového posuvu mezi hodnotami na protějších koncích stroje v axiálním směru, čímž přesně specifikujeme úhlovou, paralelní nebo kombinovanou nesouosost,
- nevyváženost - určuje druh nevyváhy (statická, momentová, dynamická),
- ohnutý hřídel,

tzn. tzv. diagnostika některých závad se bez daného měření neobejde (kap. 4 a kap. 5). Defakto návaznost na tuto kapitolu je následující kap. 3.5, kde budou uvedeny základy pro diagnostiku závad - nevyváha a nesouosost. Měření fáze není tedy analýzou vibrací, ale druhem měření doplňujících tuto analýzu.

### 3.5. Nevývaha a nesouosost



#### NEVÝVAHA

##### □ Příčiny nevyváženosti rotujících objektů

- Výrobní a montážní příčiny nevyváženosti jsou např.:
  - nerovnoměrná hustota materiálu součástí
  - výrobní úchytky a výstřednosti rotačních ploch vůči ose rotace,
  - trvalá deformace součástí,
  - nekruhovitost ložiskových čepů, popř. jejich ohnutí,
  - neobrobené plochy.
- Funkční příčiny nevyváženosti jsou např.:
  - deformace popř. vzájemné uvolnění části rotoru,
  - nerovnoměrné opotřebenění rotoru (ventilátory, čerpadla),
  - kinetické příčiny nevyváženosti (pístové stroje, kloubové spojky),
  - z funkce stroje, např. odstředivky.
- Nevyvážené části rotoru jsou zdrojem odstředivých budících sil s frekvencí otáčení  $f_0$ , které se projevují vibracemi a hlukem. Nevyváženost způsobuje:
  - snížení trvanlivosti ložisek,
  - zvyšuje dynamické namáhání rotoru,
  - může způsobit kolizi statoru s rotorem (havárii),
  - ohrožuje funkci stroje.

##### □ Základní pojmy nevyváhy

- **Centrální hlavní osa setrvačnosti** (dále jen CHOS) - osa tělesa procházející těžištěm k níž hmotnostní momenty setrvačnosti nabývají extrémních hodnot a deviační momenty jsou rovny nule.
- **Osa rotace** (dále jen OR) - geometrické místo bodů otáčejícího se tělesa, které mají nulovou obvodovou rychlost.
- **Tuhý rotor** - rotor, který za rotace se nedeformuje působením odstředivých sil nevyvážků. Lze jej vyvažovat ve dvou libovolně zvolených rovinách.
- **Pružný rotor** - rotor, který není tuhý. Lze jej vyvažovat ve více než dvou rovinách.
- **Nevyváženost** - stav kdy CHOS rotoru není totožná s osou rotace.
- **Statická nevyváženost** - nevyváženost, při které CHOS rotoru je rovnoběžná s OR.
- **Momentová nevyváženost** - nevyváženost, při které je CHOS rotoru různoběžná s OR se společným bodem v těžišti rotoru.

- **Dynamická nevyváženost** - nevyváženost, při které je CHOS rotoru s OR mimoběžná.
- **Vyvažovací rovina** - rovina kolmá k ose rotoru, ve které se přidává, ubírá nebo přemísťuje korekční hmota.
- **Měřicí rovina** - rovina kolmá k ose rotoru, ve které se získávají informace o nevyváženosti rotoru. (Při provozním, vyvažování se snímače umísťují na tělese u ložisek).
- **Provozní vyvažování** - vyvažování rotoru ve vlastním rámu, vlastních ložiskách, při provozních otáčkách a za provozních podmínek. Měří se odezva vibrace na odstředivé síly (výchylka, rychlost nebo zrychlení).

Vyvážení tedy znamená přiblížit osu těžiště co nejpřesněji k ose rotace, zlepšit rozložení hmoty rotujícího tělesa natolik, aby se toto těleso otáčelo ve svém uložení bez působení volných odstředivých sil, a aby jeho ložiska nebyla namáhaná periodickými silami s frekvencí otáček.

Podle rozdělení nevyvážku po délce rotoru se u tuhého rotoru rozlišují již zmíněné tři druhy nevyváženosti:

➤ **Statická nevyváženost** (chyba v těžišti, těžký bod - High Spot)

Tato závada vyvolává paralelní posunutí hlavní osy setrvačnosti vůči ose otáčení, přičemž jejich vzdálenost současně odpovídá posunutí těžiště rotoru. U statické nevyváženosti působí pouze jedna síla. Je možné ji pozorovat, položíme-li rotor na plochu s minimálním třením a rotor se otočí. Nejtěžší bod zaujme nejnižší polohu. Vyvažování statické se provádí v jedné vyvažovací rovině.

➤ **Momentová nevyváženost**

Hlavní osa setrvačnosti svírá přitom s osou otáčení určitý úhel a protíná ji v ose těžiště rotoru. Na rozdíl od statické nevyváženosti nelze momentovou nevyváženost měřit v klidovém stavu. V případě momentové nevyváženosti působí dvě totožné síly proti sobě (o 180°), což způsobuje, že v klidové poloze se rotor jeví jako vyvážený. Přesto při otáčení rotoru posunují tyto síly rotor na obou koncích hřídele v opačném směru. Následkem toho rotor vibruje a hodnoty fáze naměřené na protějších koncích hřídele jsou posunuty o 180°.

➤ **Dynamická nevyváženost**

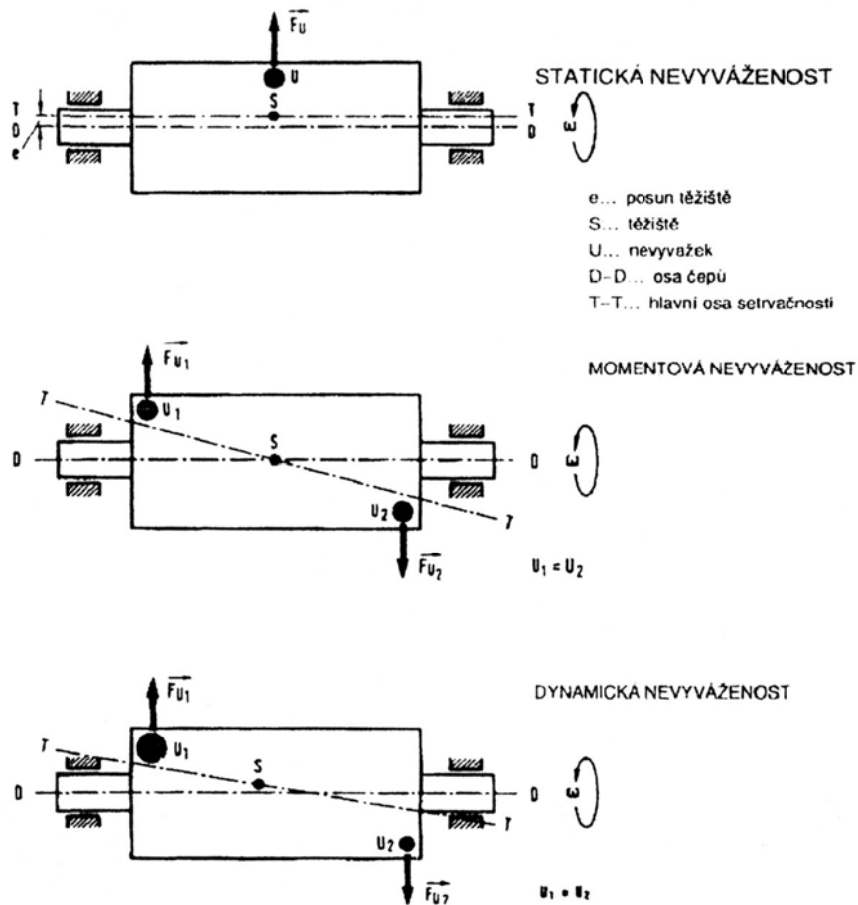
Vzhledem k výrobním tolerancím vykazují rotory všeobecně statickou, tak i momentovou nevyváženost. Hlavní osa setrvačnosti pak neprotíná osu otáčení v těžišti rotoru, nýbrž mimo něj. Ve většině případů se v praxi vyskytuje dynamická nevyváženost, jež je kombinace statické a momentové nevyváženosti. U jednoduchých strojů převládá statická nevyváženost nad momentovou. U složitějších strojů (s více než jednou spojkou nebo několika místy na rotoru), kde se může vyskytovat nevyváženost, bývá dominantní momentová nevyváženost. Při vyvažování stroje se vyvažuje nejdříve statická nevyváženost a pak se pozornost zaměřuje na nevyváženost momentovou. Vyvažování dynamické nevyváženosti se musí provádět v několika rovinách.

➤ **Kvazistatická nevyváženost**

Daného označení se užívá tehdy, když nevyvážené hmoty jsou rozloženy mimo těžiště a hlavní osa setrvačnosti protíná osu rotace mimo těžiště.

Uvedené druhy nevyváženosti určitě budou zřejmější po prostudování obr. 34 a také by mělo být zřejmé, že při vyvažování řešíme dvě úlohy:

- Změření nevyvážku (poloha nevyvážku)
- Kompenzace nevyvážku (hmotnost nevyvážku)



Obr. 34 Základní druhy nevyváženosti

## ❖ NESOUOSOST

Z jednotlivých strojů se v technické praxi vytvářejí soustrojí, resp. pohonné jednotky. Teprve součinnost hnacích strojů s dalšími vytváří funkční jednotky. Mechanické spojení hřídelů a přenos točivého momentu je uskutečňován spojkami.

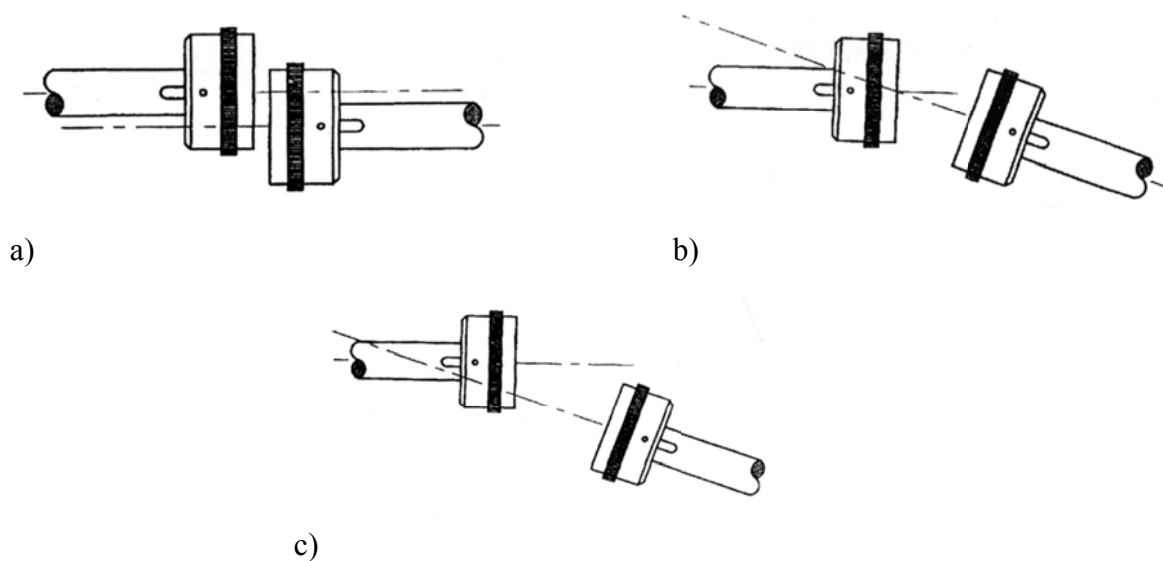
Při vlastním spojování je nutno dbát na přesnou souosost spojovaných hřídelů, na pečlivost smontovaných spojek (čímž zamezíme čelnímu a radiálnímu házení), na zamezení příčného kontaktu čel spojek apod.

Pokud nejsou splněny předpoklady správného ustavení, vznikají během provozu vynucené síly a kmity vyvolávající přídatná zatížení hřídelů, spojek, ložisek a základů. Překročí-li chyby ve vyrovnávání os a závady ve spojkách přípustné tolerance, dochází k poškození ložisek, spojek, základů a k trvalým deformacím hřídelů a předčasné únavě materiálu.

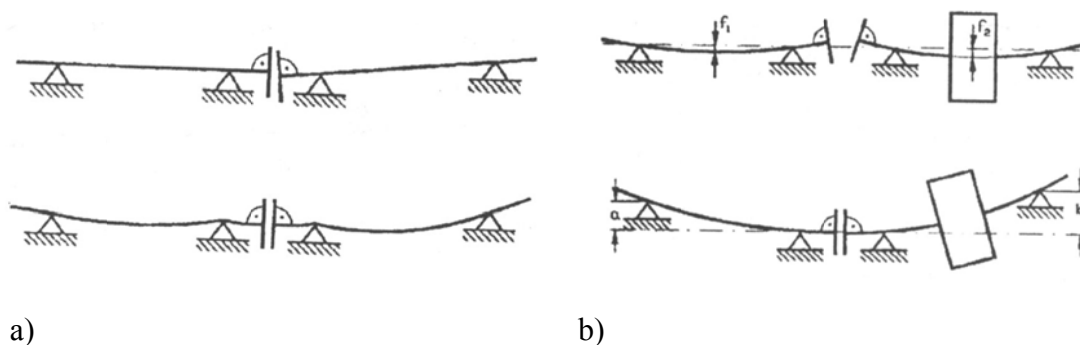
Ve statistice škod jsou chyby ve vyrovnávání os a závady spojek uváděny jako druhá nejčastější příčina poškození strojů ihned po vyvážení rotorů. Takovým škodám se dá v rámci řešení ustavení předcházet správným vyrovnáním os, při uvědomění si, že příčiny chyb ustavení lze hledat v - změně polohy hřídele v provozním stavu oproti montážnímu stavu v důsledku ložiskových vůlí, sil v ozubení (u převodovek) a hydrodynamického mazání; křivé

poloze hřídelů v důsledku vně připojených hmot (spojek atd.); pružném uložení strojů; průhybu hřídelů; radiálním a čelním házení přírub; výrobních vad; chybách montáže, pružné deformaci základů nebo skříní strojů; teplotní roztažení hřídelů strojů, skříní nebo základů apod.

Je nutné si uvědomit, že při chybách vyrovnání dochází k násilnému spojení přírub spojek. Díky tomu rotuje hřídel okolo stojící (nikoliv obíhající) ohybové čáry, což vede k ohybovému namáhání rotoru při otáčení („rotor valčuje“). Vynucené síly typické pro nesouosost vedou k zvýšenému, zpravidla značnému statickému zatížení ložisek v konstantním směru (prostorově nehybné ložiskové reakční síly). Rozlišují se tři druhy neustavení - obr. 35, což doplňuje obrázek 36, kde jsou schematicky naznačeny některé, již zmíněné příčiny.



Obr. 35 Druhy nesouososti a) paralelní přesazení  
b) úhlové přesazení  
c) paralelní a úhlové přesazení



Obr. 36 Možné příčiny nesouososti a) násilné spojení paralelně a úhlově přesazených spojkových kotoučů  
b) průhyb vlastní vahou při násilném spojení spojkových kotoučů

Z uvedeného by mělo být určitě zřejmé, že tato kapitola vybočuje z názvu celé kap. 3.0. Měření a vyhodnocení vibrací, neboť se nejedná o metody měření vibrační diagnostiky, že se také nejedná o druh měření doplňující analýzu vibračních měření (kap. 3.4.9), nýbrž se jedná o princip vzniku vibrací, které patří k nejčastějším. Z těchto důvodů jsme danou



kapitolu zařadili do této teoretické kapitoly, abychom v následujících kapitolách 4 a 5 se už mohli věnovat pouze diagnostice závad a provozní diagnostice, tzn. odstranění příčin vibrací.

### **3.6. Obecný návrh vibrodiagnostického systému**

V této kapitole chceme ve své podstatě v obecné rovině uvést heslovitou podobu, jaký by měl být postup návrhu systému technické diagnostiky, resp. v tomto případě vibrodiagnostického systému při projekčním řešení. Určitě je zřejmé, že tato kapitola vychází z celé kap. 3., ale především z kap. 3.4.1, kde jsou následující řádky objasněny nejšířěji.

- Definování diagnostikovaného objektu**
  - Vyhodnocení provozní spolehlivosti
  - Zajištění nutných technických parametrů a zajištění nutné technické dokumentace
  - Vyhodnocení možností a přínosů nasazení metod technické diagnostiky, v tomto případě vibrodiagnostiky
  
- Zpracování metodiky měření diagnostikovaného objektu**
  - Zpracování uživatelské příručky vibrodiagnostického systému
    - schématické znázornění diagnostikovaných objektů s přesným definováním měřících míst
    - určení, resp. výpočet frekvencí budících zdrojů
    - určení druhu snímačů vibrací
    - určení způsobu uchycení snímačů a měřících směrů
    - určení měřícího přístroje a měřených veličin
    - určení způsobu monitorování, resp. časového cyklu monitorování
  - Metodika provozních měření a způsobu analýzy naměřených dat
    - volba časového okna a rozsahu měření
    - technický postup provedení měření in situ
    - stanovení ustálených provozních podmínek
    - způsobu měření in situ při dodržení zásad bezpečnosti
  
- Provádění rutinních provozních měření**
  
- Zařazení dané formy kontrolně inspekční činnosti (vibrodiagnostického systému) do systému údržby provozovatele diagnostikovaného objektu**

## **4. ZÁKLADY DIAGNOSTIKY ZÁVAD**

Následující podkapitoly by měly dát odpověď na otázku, jakým způsobem lze pomocí metod technické bezdemontážní diagnostiky, resp. vibrodiagnostiky lokalizovat a specifikovat, obecně řečeno prognózovat vznikající závady, resp. poruchy.

### **4.1. Statická, dynamická a momentová nevyváženost**

Jak už byla zmínka v kap. 3.5, tak nevyváha patří k nejčastějším, resp. nejobvyklejším zdrojům vibrací. V dané kapitole jste také našli odpověď na otázku, co patří k nejčastějším příčinám nevyváhy rotujících objektů a odpověď na další základní teoretické otázky. Jediná

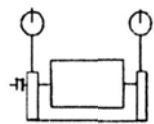
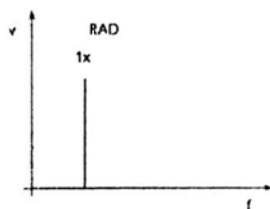
chybějící odpověď je dána následující otázkou „Jaké jsou projevy nevyváhy v rámci analýzy FFT spekter?“.

Úvodem si dovolíme poznámku, je-li rotor, resp. hřídel, tzn. rotující objekt vyvážen, tak jeho hmotnostní osa se kryje s určenou konstrukční osou. Jakýkoliv jiný případ znamená porušení rovnováhy, tzn. vznik nevyváhy a vykázání nevyvážku.

Z pohledu frekvenční analýzy si musíme uvědomit, že:

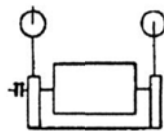
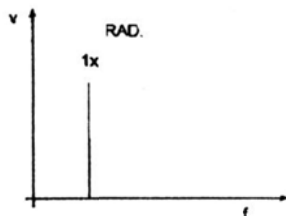
- jedná se o vibrace s jedinou frekvencí, jejíž amplituda je ve všech radiálních směrech stejná
- má sinusový průběh, objevuje se s frekvencí jedenkrát za otáčku (1x)
- spektrum většinou neobsahuje harmonické násobky otáčkové frekvence, nejsou-li vibrace příliš silné
- amplituda roste, když se otáčky stroje blíží prvním kritickým otáčkám stroje
- v oblasti kritických otáček nelze vyvažovat

### Statická nevyváženost



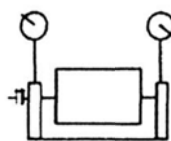
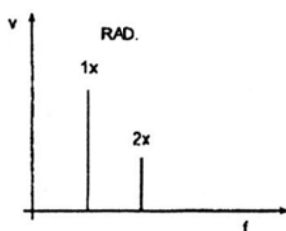
- statická nevyváha (silová) je ve fázi a je stacionární. Amplituda, která je důsledkem nevyváhy se zvětšuje s kvadrátem otáček (3x větší otáčky - 9x větší vibrace). První harmonická složka otáček je vždy přítomna a obvykle dominuje ve spektru. Měřením amplitudy vibrací na ložiskových domcích můžeme přímo zjistit velikost nevyváženosti.

### Momentová nevyváženost



- momentová nevyváha (dvojitá) má tendenci k posunu fáze o 180° na stejném hřídeli. První harmonická je vždy přítomna a obvykle dominuje ve spektru. Amplituda se mění s kvadrátem otáček. Může způsobit velké radiální a axiální vibrace. Zjištění je opětovně možné měření vibrací na ložiskových domcích.

### Dynamická nevyváženost



- centrální osa setrvačnosti a osa rotoru jsou mimoběžné. Dominuje amplituda otáčkové frekvence rotoru. Fázový rozdíl je obecný. Velká nevyváženost může způsobit nelinearitu a výskyt amplitudy s 2x frekvencí otáčkovou a opět měříme na ložiskových domcích.

Obr. 37 Projevy nevyváhy ve frekvenčním spektru

Vibrace způsobené čistou nevyváhou mají sinusový průběh s jednou vlnou za otáčku, tzn. ve frekvenčním spektru se projeví vyšší hodnotou amplitudy vibrací na otáčkové frekvenci. Je pravdou, že i další závady se mohou projevit vyšší hodnotou amplitudy na otáčkové frekvenci, ale obvykle jsou doprovázeny i vyššími hodnotami amplitudy vyšších harmonických, tzn. násobky otáčkové frekvence. Obecně tedy platí, pokud signál má

harmonické násobky se základní otáčkovou frekvencí, pak problém není zaviněn nevyvážeností. Ke vzniku vyšších harmonických dochází pouze tehdy, když tuhost podpory (rámu) v horizontálním a vertikálním směru se výrazně liší.

**K diagnostikování problémů souvisejících s nevyvážeností** - je nutno tedy použít měření celkových vibrací frekvenčního spektra a měření fáze. Výstupem je určení (viz. kap. 3.5) polohy a hmotnosti nevyvážku.

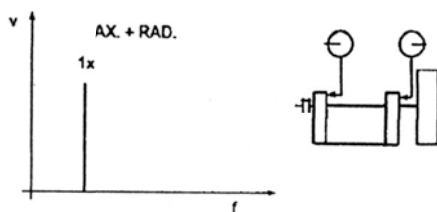
**Vlastní postup vyvažování** v heslovitém výčtu musí obsahovat následující kroky:

- provedení referenčního měření - tzn. přilepení fázové reference, roztočení objektu na provozní otáčky, změření a uložení referenčních hodnot (amplituda a fáze vibrací), určení hodnoty testovacího závaží výpočtem, upevnění testovacího závaží na zvolené místo, roztočení objektu na provozní otáčky a změření odezvy.
- Provedení korekčního měření - výpočet korekčního závaží, připevnění korekčního závaží po odstranění testovacího na vypočtené místo, roztočení objektu na provozní otáčky a změření odezvy (amplituda a fáze).
- Ukončení měření - je-li provedené vyvažování v pořádku, tak ukončíme měření, není-li, tak korekční krok opakujeme.

Vyvážením by ve frekvenčním spektru měla amplituda na otáčkové frekvenci výrazně klesnout. Odpověď na další otázky související s vyvažováním najdete v kap. 5.1. Jak je tedy patrné předkládaná skripta jsou sestavena tak, že základy teorie najdete v kap. 3. (nevývaha kap. 3.5), základy teorie diagnostiky závad v kap. 4. (nevývaha kap. 4.1) a další v kap. 5 (nevývaha kap. 5.1). Uvedené platí obecně, tzn. nejen pro nevývahu.

#### 4.2. Letmo uložený rotor, úhlová a osová nesouosost

- Letmo uložený rotor** - způsobuje velké axiální vibrace v protifázi a vibrace v radiálním směru s nestálou fází, při měření je nutno dát pozor na orientaci snímačů v axiálním směru.



Obr. 38 Projev letmo uloženého rotoru ve frekvenčním spektru

- Úhlová a osová nesouosost**

Jak už byla zmínka, pohonná jednotka stroje a její pracovní orgán, resp. soustrojí jsou vesměs konstrukčně rozdílné, což vyvolává nutnost spojení pomocí spojek, čímž nám vzniká možnost nesouososti. K základním charakteristikám vibrací vznikajících vlivem neustavení pak tedy patří (vycházíme z kap. 3.5)

- **Chyby spojky** vedou k vynucené deformaci hřídelů a vyvolávají odstředivé síly s frekvencí otáček a jako důsledek toho pak kmitání s otáčkovou (kmitání 1. řádu). Budeme-li uvažovat výlučně amplitudy kmitání, pak jsou příznaky závad na spojkách totožné s příznaky nevyváženosti rotorů. Teprve při měření fázového úhlu kmitání 1. řádu se ukáže rozhodující rozdíl. V ideálním případě (tj. když spojky nejsou překryty nevyvážením nebo nesouosostí) jsou na obou úložných místech stroje, který nese vadnou polovinu spojky, kmity ve fázi, a to v horizontálním, tak i vertikálním směru. V důsledku prohnutého hřídele budou však čelní plochy ložisek vykonávat protiběžné axiální kmity.
- **Chyby vyrovnání os**, pokud se vyskytnou izolovaně, pak teoreticky sice vznikají vysoké vynucené statické síly, avšak nedochází k mechanickému kmitání, V praxi však jsou vzájemně spojené rotory vždy zatíženy zbytkovým nevyvážením anebo chybou spojky, tedy na ložiska působí též odstředivé síly s frekvencí otáček. Při otáčení mohou u hřídelů prohnutých v důsledku chyb ve vyrovnávání vznikat navíc střídavé síly 2. řádu vyvolané ohybovým namáháním při rotaci a anizotropií.

K vlastní identifikaci pak slouží tři kritéria, která s velkou pravděpodobností dokazují, že se jedná o chybu vyrovnání (nesouososti):

- na ložiskách strojů se současně vyskytují kmity 1. řádu, 2. řádu a příp. i vyšších řádů v horizontálním, vertikálním i axiálním směru na otáčkové frekvenci
- kmitání v axiálním směru je velmi výrazné (normálně mají axiální kmity jen malou amplitudu)
- existuje fázový úhel kmitání 1. řádu, který odpovídá jednomu ze čtyř základních vzorů popsanych v každém manuálu měření nesouososti.

**Úhlová nesouosost** je charakterizovaná velkými axiálními vibracemi. Přes spojku se mění fáze o  $180^\circ$ . v typickém případě jsou velké axiální vibrace s 1. a 2. harm. složkou otáček, avšak není obvyklé, že dominuje 1x, 2x nebo 3x otáčková frekvence

**Rovnoběžná nesouosost** má velké radiální vibrace u spojky v protifázi, 2x otáčková je často větší než 1x otáčková, ale její velikost vůči 1. harm. složce otáček je často určena typem a konstrukcí spojky. Při velkém přesazení se generují amplitudy s 4x až 8x vyšší harm. složky otáčkové frekvence.



Obr. 39 Projevy nesouososti ve frekvenčním spektru

Ustavovacích přístrojů a firem zabývajících se danou problematikou je celá řada. Přístroje a jejich komponenty jsou uzpůsobeny i nejtěžším provozním podmínkám. Vlastní princip je vždy postaven takto, určíme část soustrojí, jehož poloha se nebude měnit - stacionární (v praxi se jedná např. o čerpadlo, ventilátor apod.) a část, jehož poloha má být během vyrovnání měněna - pohyblivá (v praxi obvykle lehčí část, tzn. elektromotor apod.). Na obě části pomocí montážních přípravků umístíme vysílač a detektor, otáčením laserové

paprsky vykreslí v rovině detektoru dvě polokružnice, tzn. určíme střed otáčení stacionární (referenční) a pohyblivé jednotky. Pak se vypočte nesouosost ze vzdálenosti mezi dvěma jednotkami, tzn. vysílač a detektor a rozdíl mezi změřenými hodnotami. Výpočtové software samozřejmě vypočte i korekce ustavení pro přední a zadní patky pohyblivé části. Vzdálenost mezi vysílačem a detektorem může být až 10m. Příklad provozního ustavování najdeme v kap. 5.2.

### 4.3. Ohnutý hřídel, excentrický rotor, mechanické uvolnění

#### □ Ohnutý hřídel (obr. 40)

K vlastním příčinám ohnutí hřídele je možno zařadit ohnutí za studena - u hřídelů s velkým poměrem délky a průměru může v klidové poloze působením gravitace dojít k prohnutí, nesprávná manipulace během transportu, vysoký krouticí moment, prohnutí hřídele jako důsledek teploty a samozřejmě také i průhyb vzniklý vlastní vahou (obr. 36.b).

Podobně jako nevyváženost, způsobuje ohnutí hřídele nadměrné dynamické zatěžování ložisek. Následkem únavy materiálu pak vznikají závady ložisek.

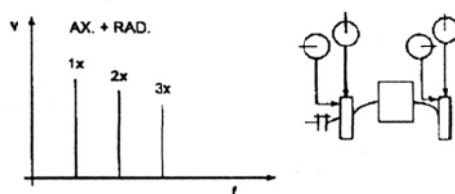
Při měření celkových vibrací a spektrální analýze se ohnutý hřídel projevuje identicky jako nesouosost. K jejich rozlišení je zapotřebí provést měření fáze, tzn. v praxi je nutno provádět spektrální analýzu a měření fáze.

V případě ohnutí hřídele obvykle získáme spektra, která mají charakter spekter pro nesouosost. Mohou se objevit vyšší než normální hodnoty amplitud pro základní otáčkovou frekvenci a její dvojnásobek. Hodnota amplitudy pro 2x může činit 30 % až 100 - 200 % amplitudy základní otáčkové frekvence,

- hodnoty fáze v radiálním směru (vertikálně a horizontálně) jsou obvykle „ve fázi“,
- hodnota fáze v axiálním směru (podélném) je obvykle o 180° posunutá

a je nutno uvažovat o toleranci měření fáze  $\pm 30\%$ . Lze tedy uvést následující stručný závěr. Dochází k velkým axiálním vibracím v protifázi (180°). Dominantní je také radiální amplituda otáčkové frekvence ve fázi. Objevují se amplitudy s 2x (i 3x) násobkem otáčkové frekvence a to v axiálním i radiálním směru.

#### Ohnutý hřídel



Obr. 40 Projev ohnutého hřídele ve frekvenčním spektru

#### □ Excentrický rotor

Pokud se jedná o špatně vyrobenou rotující součást, tak se jedná vlastně o řešení nevyváhy se všemi důsledky (kap. 3.5 a 4.1). Řešení dané problematiky pro elektromotory najdete v kap. 4.7 a kap. 5.4.

Shrneme-li, tak dominantní je amplituda s otáčkovou frekvencí v horizontálním a vertikálním směru a fáze je shodná nebo posunutá o 180° (v protifázi). Pokusy vyvážit excentrický rotor často vedou ke zmenšení vibrací v jednom směru, ale také zvětšení vibrací v druhém (radiálním) směru.

#### ☐ Mechanické uvolnění

Obecně se projevuje jako dlouhý sled neobvykle vysokých amplitud vyšších harmonických složek (2x; 3x; 4x...), otáčkové frekvence subharmonických složek (2/3x; 1/2x;...) a interharmonických složek (1,5x; 2,5x). Velikost těchto amplitud by měla být vyšší než 20% hodnoty základní otáčkové frekvence. Přesná lokalizace a specifikace vznikající závady u mechanického uvolnění je možná za pomoci nasazení metody zviditelnění provozních tvarů kmitů - kap. 3.4.7 a diagnostické tabulky v závěru skript.

### 4.4. Ozubené a řemenové převody

#### ☐ Ozubené převody

Záběr ozubených kol se všemi fyzikálními jevy je velmi komplikovaný děj s bohatou odezvou mající členité spektrum. Z těchto důvodů je nutno pojmout odpověď heslovitým způsobem.

##### ➤ Základní výchozí body

- Nesprávná montáž a základní únavové poškození zubů se ve spektrech projevuje na otáčkové frekvenci zubové

$$f_{z12} = z_1 \cdot f_{R1} = z_2 \cdot f_{R2}$$

kde

$z_1, z_2$  počet zubů pastorku, kola

$f_{R1}, f_{R2}$  rotorová frekvence pastorku, kola  $\rightarrow f_{r1} = \frac{n_1}{60}$

a dále při frekvenci druhé a třetí harmonické zubové frekvenci

$$f_{2Hz} = 2 \cdot f_z$$

$$f_{3Hz} = 3 \cdot f_z$$

- Typickým projevem poškození zubů - nárůst složek s frekvencí  $f_{2Hz}$  a  $f_{3Hz}$  je relativně větší než amplitudy s  $f_z$ . Proto je velmi důležité měřit spektrum vibrace tak, aby maximální frekvence spektra byl rozsah měření

$$f_{\max} > f_{3Hz}$$

- Typickým znakem poškození boků zubů je výskyt postranních pásem kolem uvedených frekvencí  $f_z, f_{2Hz}, f_{3Hz}$  (velikost postranních pásem je dána velikostí frekvence otáček hřídelů  $f_r$ ). Postranní pásma k nosným složkám jsou projevem modulačních efektů (nepřesnost výroby, proměnlivý  $M_k$  apod.). Uvedeme-li dané ve formě vzorečkového vyjádření, tak postranní pásmo okolo ozubové frekvence ( $f_z$ ) má rozsah  $f_z \pm f_r$

- Poruchy záběru za otáčku jsou dvojího charakteru, tzv. lokální a distribuované. Lokální je např. pitting na jednom zubu, naopak distribuované poruchy působí na všechny zuby, např. házení (nesouosost ozubení s ozubí kola) se projeví v postranních pásmech několika složkami u všech zubů. Opotřebením ozubení se postranní složky zvětšují a obecně jejich velikost koreluje s velikostí svých nosných složek.
- Nové poškozené soukolí čelní s přímými zuby je výrazným budičem vibrací (proměnná statická tuhost zubů v záběru). Vhodná korekce ozubení může tento druh buzení snížit na úkor únosnosti.
- Čelní soukolí se šikmými zuby a kuželové soukolí se zakřivenými zuby vykazují menší vibrace a hluk.

### ➤ Vybrané otázky k problematice ozubení

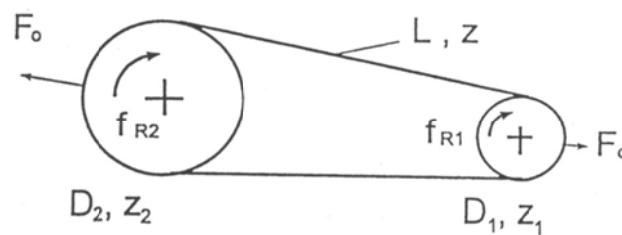
- **Jaké jsou minimální základní konstrukční údaje o převodovce, které je třeba znát pro vyhodnocení frekvenčních spekter hluku nebo vibrací změřených při známých otáčkách?**  
Kinematické schéma převodovky, tj. počty zubů všech ozubených kol a u valivých ložisek roztečný průměr, průměr valivého členu, počet valivých členů, stykový úhel a hlavně otáčky, při kterých měření proběhlo.
- **Jaké složky frekvenčního spektra jsou odezvou záběru ozubených kol?**  
Záběru ozubených kol přísluší složky o základní záběrové frekvenci a jejich celočíselné násobky (tzv. harmonické), postranní složky kolem každé harmonické složky s posunutím oproti harmonické frekvenci otáček nebo jeho celočíselného násobku každého ozubeného kola a převodovky, dále duchové složky frekvencí, která je násobkem počtu zubů na dělicím kole výrobní frézky nebo brusky, popřípadě složky o kombinačních frekvencích.
- **Jaké jsou typické spektrální složky příslušné k nové převodovce bez závad a jak se toto spektrum mění při opotřebení?**  
U nových převodovek dominují obvykle složky o základní záběrové frekvenci soukolí převodovky pod zatížením. Duchové složky obvykle chybí. Postranní složky jsou při neměnném zatížení za otáčku malé. Záběhem případné duchové složky u nové převodovky zmizí, vyšší harmonické příslušné základní záběrové frekvenci a postranní složky opotřebením vzrostou.
- **Podmínky zjišťování lokálních vad ozubených kol?**  
Lokální vady ozubených kol, které vzniknou při výrobě nebo po dlouhodobém provozu lze s výhodou detekovat měřením vibrací převodovky při otáčení hřídelí bez zatížení kroutícím momentem, tj. naprázdno. Při provozním zatížení by byly překryty vibracemi, které budí záběr zubů.
- **Jaké místo má keprstrální analýza v diagnostice ozubení?**  
Kepstrální analýza má uplatnění při detekci periodických složek ve spektru, a to zejména v postranních pásmech nosných složek. Je užitečná zvláště v případě, kdy nejsou k dispozici údaje pro stanovení frekvence vad ložisek nebo kurzory pro postranní pásma. Jinak ke keprstrální analýze najdete v kap. 3.4.3.

Shrneme-li, zubová frekvence je vlastně počet dotyků zubů za sekundu. Rozbor postranních pásem se provádí pomocí keprstrální analýzy, tzn. výstup je tzv. modulace z keprster vibrací, čímž získáme další potřebné informace ke zjištění technického stavu ozubení. Lze říci, že úroveň postranních vibrací se postupně zvětšuje opotřebením boků zubů. Je nesporným faktem, že rozhodnout o stavu převodovky když máme k dispozici jen

frekvenční spektrum je velmi obtížné a navíc složitostí převodovky (vícestupňové, planetové apod.) se tento problém násobí. Pro rozhodnutí o technickém stavu převodovky s vysokou jistotou rozhodnutí doporučujeme multiparametrický přístup - viz. kap. 3.4.8. Nejvýhodnější je kombinace vibro + tribo metod, pokud se oprostíme od faktu, že každá převodovka z konstrukčního hlediska obsahuje ložiska, hřídele apod., pak vstupují do výsledku analýzy i multiparametrické alternativní metody. Podrobněji k dané problematice najdete v [3] a pracích prof. Ing. Štěpána Beneše, CSc. (TU v Liberci).

## □ Řemenové převody

Jsou nezbytnou součástí řešení technického stavu tam, kde jsou konstrukční součásti pohonné jednotky. V provozní praxi pak rozlišujeme řemenovou frekvenci, zubovou frekvenci (ozubené řemeny) a vlastní frekvenci - obr. 41.



Obr. 41 Řemenový převod

### Řemenová frekvence

$$f_B = \frac{\pi \cdot D_1}{L} \cdot f_{R1} = \frac{\pi \cdot D_2}{L} \cdot f_{R2}$$

### Zubová frekvence - ozubené řemeny

$$f_{BZ} = f_B \cdot z$$

$$f_{BZ} = z_1 \cdot f_{R1} = z_2 \cdot f_{R2}$$

Vlastní frekvence řemene  $f_0$  závisí na  $L$  a  $F_0$

- zpravidla  $f_B < f_{R2}$
- ve spektru často dominantní 2.  $f_B$ , také 3.  $f_B$ , 4.  $f_B$
- neustálené amplitudy někdy pulsující s  $f_{R1}$  nebo  $f_{R2}$

V diagnostických tabulkách na závěr skript najdete odpověď na otázky, jak se projeví opotřebované volné řemeny ve frekvenčním spektru, jak se ve spektru projeví nesouosost řemenice, jak se projeví rezonance řemene, tzn. také odpověď na otázku, že i takové relativní maličkost jako řemen nelze opomenout, jinak dospějeme k zavádějícím výstupům analýzy.



## 4.5. Valivá a kluzná ložiska

Patří mezi nejpoužívanější strojní součásti. Z hlediska plánování a řízení údržby se proto ložiska stávají jedním z nejdůležitějších problémů zajištění provozní spolehlivosti strojů a zařízení

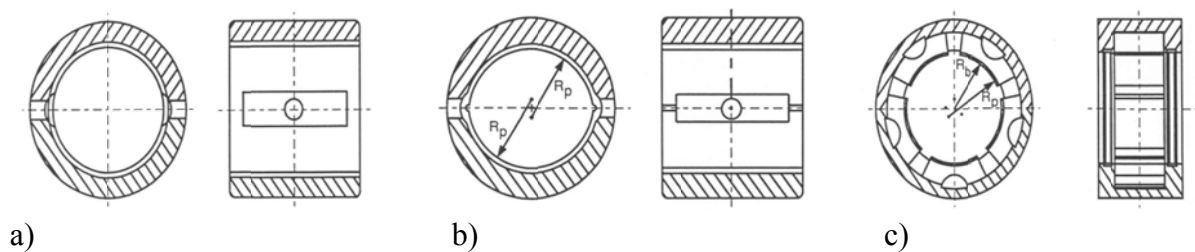
Z konstrukčního hlediska lze ložiska rozdělit do následujících základních skupin:

- kluzná ložiska
- valivá ložiska
- ložiska speciální konstrukce (elektromagnetická, ...)

### □ KLUZNÁ LOŽISKA

Také někdy nazývána jako hydrodynamická ložiska. Základním principem provozu je vytvoření mazacího filmu mezi rotujícím čepem a stacionární pánví kluzného ložiska. Existují následující základní typy kluzných ložisek (obr. 42):

- válcová kluzná ložiska
- citrónová kluzná ložiska
- kluzná ložiska s naklápěcími segmenty

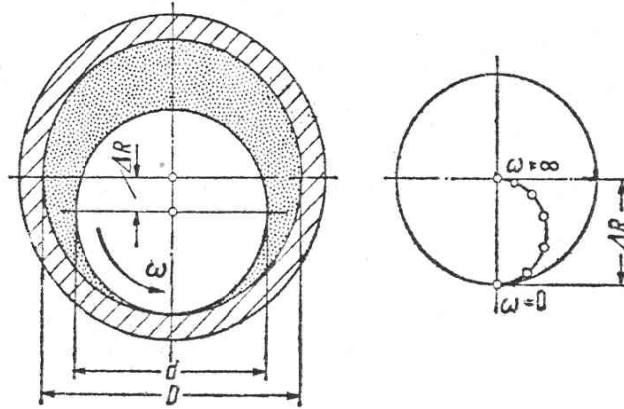


Obr. 42 Kluzná ložiska - a - válcové, b - citrónové kluzné ložisko, c - s naklápěcími segmenty

Z teorie kluzných ložisek je známo, že rotující čep je nesen v ložiskovém pouzdru hydrodynamickými silami, které zmenšují třecí ztráty. Čím rychleji se rotující čep otáčí, tím více se přesune ke středu ložiska. V obr. 43 jsou vyznačeny polohy, které zaujme střed válcového čepu při různých otáčkách. Podobná ložiska se chovají podobně při stejném tzv. Sommerfeldově čísle. Proto všechny veličiny charakterizující kluzná ložiska se udávají v závislosti na Sommerfeldově čísle:

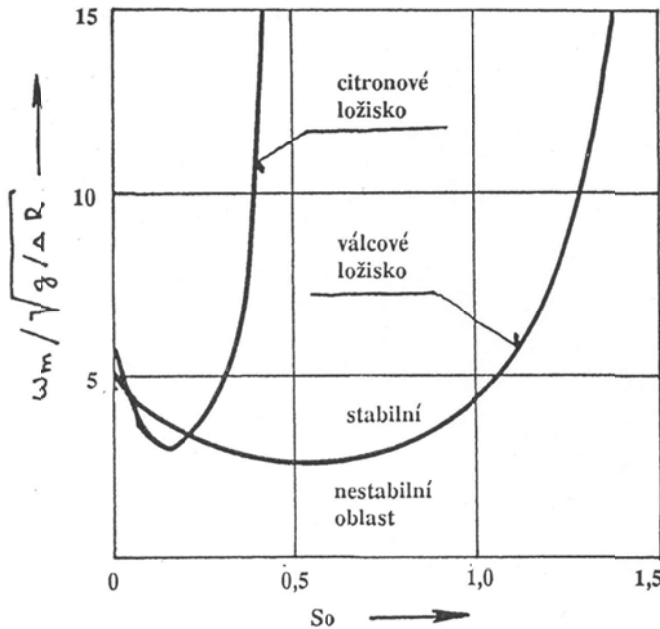
$$So = \frac{p_m \cdot \psi^2}{\eta \cdot \omega} \quad [-]$$

Kde:	$p_m$	.....	střední měrný tlak	$[\text{Pa}] = \frac{F_{stat}}{B \cdot D}$
	$F_{stat}$	.....	statické zatížení ložiska	[N]
	$D$	.....	průměr ložiska	[m]
	$d$	.....	průměr čepu hřídele	[m]
	$\psi$	.....	relativní ložisková vůle	$[(D-d)/d]$
	$\omega$	.....	úhlová rychlost otáčení čepu	$[\text{s}^{-1}]$
	$\eta_{ol}$	.....	dynamická viskozita oleje	[Pa.s]
	$B$	.....	šířka ložiska	[m]



Obr. 43 Poloha středu čepu kluzného ložiska v závislosti na otáčkách čepu

Vlivem uložení rotoru na olejovém filmu nelze již ložisko považovat za tuhé, protože existují určité pružné a tlumící vlastnosti oleje, které jsou v různých směrech rozdílné. Již při prvních analytických vyšetřováních rotorů uložených v kluzných ložiskách se ukázalo, že rotor může být nestabilní, poněvadž pružící mechanismus ložiska není konzervativní. Na obr. 44 je graf závislosti mezních bezrozměrných provozních otáček na Sommerfeldově čísle pro válcové a citronové ložisko. Leží-li bezrozměrné provozní otáčky pod mezní křivkou, pak je provoz stabilní. Z obrázku je patrna větší výhodnost víceplochých kluzných ložisek, z nichž nejjednodušší je právě citronové ložisko a pro extrémně zatížená ložiska, nebo velmi vysoké rychlosti, se používají víceklínová ložiska s naklápěcími segmenty.



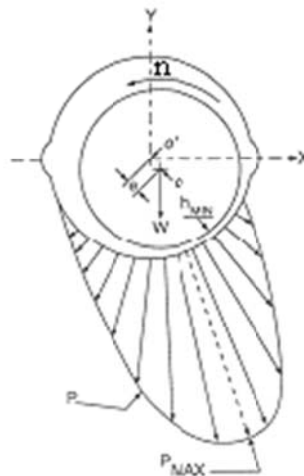
$\Delta R$  - rozdíl polohy středu kluzného ložiska a otáčejícího čepu [m] - obr. 43 (excentricita)

$g$  - gravitační zrychlení [ $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$ ]

$\omega$  - mezní úhlová rychlost otáčení čepu

Obr. 44 Závislost mezních otáček na Sommerfeldově čísle pro válcové a citronové kluzné ložisko

Na obr. 45 je znázorněn profil rozložení tlaku v kluzném ložisku - při otáčení čepu proti směru hodinových ručiček. Povšimněte si, že maximální tlak v ložisku je v místě 15 - 20° od vertikální osy ve směru otáčení.



Obr. 45 Rozložení tlaku v kluzném ložisku

Nejdůležitější podmínkou provozu kluzného ložiska je jeho stabilita. Rozdíl mezi středem ložiska a středem čepu je znám jako excentricita ložiska. Excentricita se snižuje se snížením zatížení, zvýšením viskozity oleje a zvýšením obvodové rychlosti. Dvě klíčové proměnné - excentricita a polohový úhel (viz obr. 45) určují stabilitu ložiska. Povšimněte si, že se snížením zatížení nebo zvýšením otáček polohový úhel v kluzném ložisku roste, přičemž stabilita kluzného ložiska klesá. Nestabilita rotoru se vyskytne, pokud kluzné ložisko není dostatečně zatížené anebo pokud systém ložisko - rotor ztratí svoji tlumící schopnost.

Pokud se systém kluzné ložisko-rotor blíží k nestabilitě, jakákoliv vnější síla působící proti zatížení v kluzném ložisku může zapříčinit vznik nestability (někdy se systém může stát nestabilní i bez působení vnější síly). Nestabilita je stav provozu rotoru, kdy kombinace různých vlivů jsou zkombinovány tak, že vzniknou samobuzené vibrace. Tyto vibrace mohou dále přetrvávat, i když bude odstraněn původní stimul (síla) jejich vzniku. Pouze výrazným snížením otáček je možno rotor opět stabilizovat. V případě výskytu nestability ložiska, dominantní vibrace jsou na subsynchronní složce (nižší než otáčková složka) - běžně 35 - 48 % otáčkové frekvence.

Pro detekci problémů kluzných ložisek je možno použít snímače rychlostí nebo zrychlení vibrací, umístěného na víku ložiska. Nejvhodnějším je však použití bezkontaktního snímače výchylky vibrací, který měří relativní vibrace mezi ložiskem a hřídelem. Tímto snímačem je možno monitorovat rovněž polohu středu hřídele v ložisku (orbitu). Hlavní je však skutečnost, že snímače výchylky měří přímo vibrace hřídele, kdežto snímače umístěné na ložiskovém tělese měří přenos vibrací hřídele přes olejový film a přes několik metalických přechodů až na víko ložiska. Je nutno rovněž podotknout, že vývoj některých poruch kluzných ložisek je otázkou pouze minut, resp. sekund, v závislosti na daném problému a typu vzniklé nestability.

#### **Možné základní problémy kluzných ložisek:**

- **OPOTŘEBENÍ, NADMĚRNÁ VŮLE**

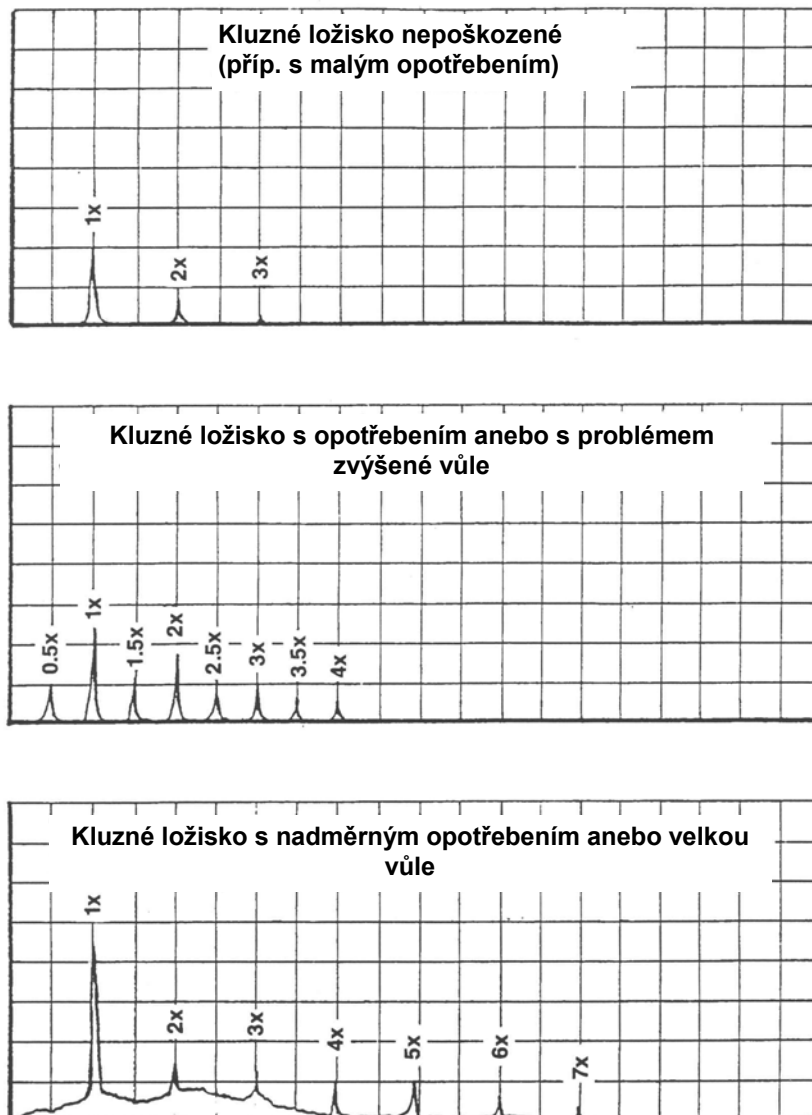
Pokud jsou generovány vysoké vibrace od poškozeného kluzného ložiska, jedná se většinou o problémy mazání, nesprávného zatížení, uvolnění anebo zvýšené vůle v ložisku. Pro

správnou funkci kluzné ložisko vyžaduje, aby radiální vůle byla v určitých mezích. Příliš malá vůle může znamenat zhoršené mazání - kluzné ložisko obvykle hřeje. Velká vůle se projevuje jako typická nelinearita.

Na obr. 46 jsou pak uvedena typická spektra pro:

- malé opotřebení
- malé zvýšení vůle,
- a dále pro případ zhoršení stavu až po rozsáhlý problém opotřebení.

Povšimněte si výskytu subsynchronních vibrací při počátečním stádiu problému, které mohou být  $1/2x$  otáčková frekvenční složka a někdy i  $1/3x$  subsynchronní otáčkové složky. Pozdější stádia opotřebení kluzného ložiska se normálně projeví přítomností celé řady harmonických násobků otáčkové frekvence (až do 10 nebo 20). Vytlučená radiální kluzná ložiska často se projevují jako velké amplitudy ve vertikálním směru ve srovnání s horizontálním směrem, ale může být také jen jedna výrazná špička na  $1x$   $F_o$  (otáčková frekvenční složka). Kluzná ložiska s nadměrnou vůlí mohou způsobit, že malá nevyvaha nebo nesouosost vyvolá velké vibrace, které by byly mnohem menší, kdyby byly vůle upraveny podle specifikace.



Obr. 46 Základní typická frekvenční spektra kluzných ložisek

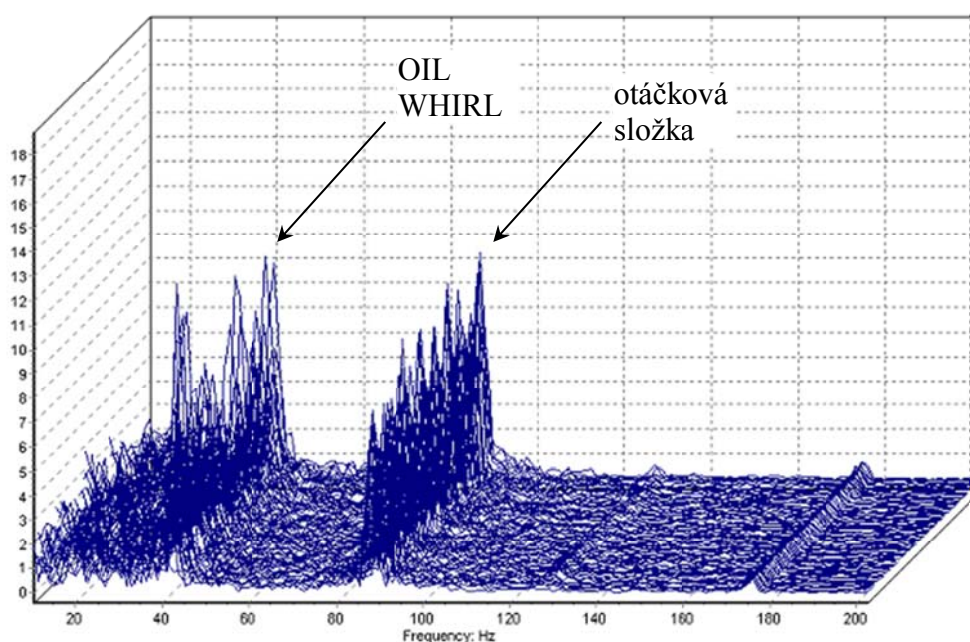
- **NESTABILITA OLEJE - OIL WHIRL (VÍŘENÍ OLEJE)**

Tato nestabilita se objevuje na 0.40 - 0.48 RPM a je často dosti výrazná. Považuje se za nadměrnou, když amplituda překročí 40 % vůle v ložisku. Jedná se o nejčastější problém kluzných ložisek. Příčinou pro vznik nestability může být:

- nízké dynamické a zatěžující síly
- výrazné opotřebením kluzného ložiska nebo velké vůle
- změna vlastností oleje, speciálně jeho viskozity
- zvýšení nebo snížení tlaku oleje nebo jeho teploty
- změna vnitřního tlumení

Víření oleje (Oil Whirl) je případ, kdy olejový film budí vibrace, když odchylky od normálních provozních podmínek (poměrná excentricita a úhel polohy) způsobí, že olejový klín „tlačí“ hřídel dokola v ložisku. Destabilizující síla ve směru otáčení způsobí víření - oil whirl (neboli souběžnou precesi). Oil whirl je nestabilní, protože zvětšuje odstředivé síly, které zase zvyšují síly od víření - vibrace nejsou ustálené (obr. 47). Může způsobit, že olej již nenese čep a stává se neustálený, když frekvence víření souhlasí s vlastní frekvencí rotoru. Změny viskozity oleje, mazacího tlaku a vnějšího předpětí mohou ovlivnit víření oleje - oil whirl.

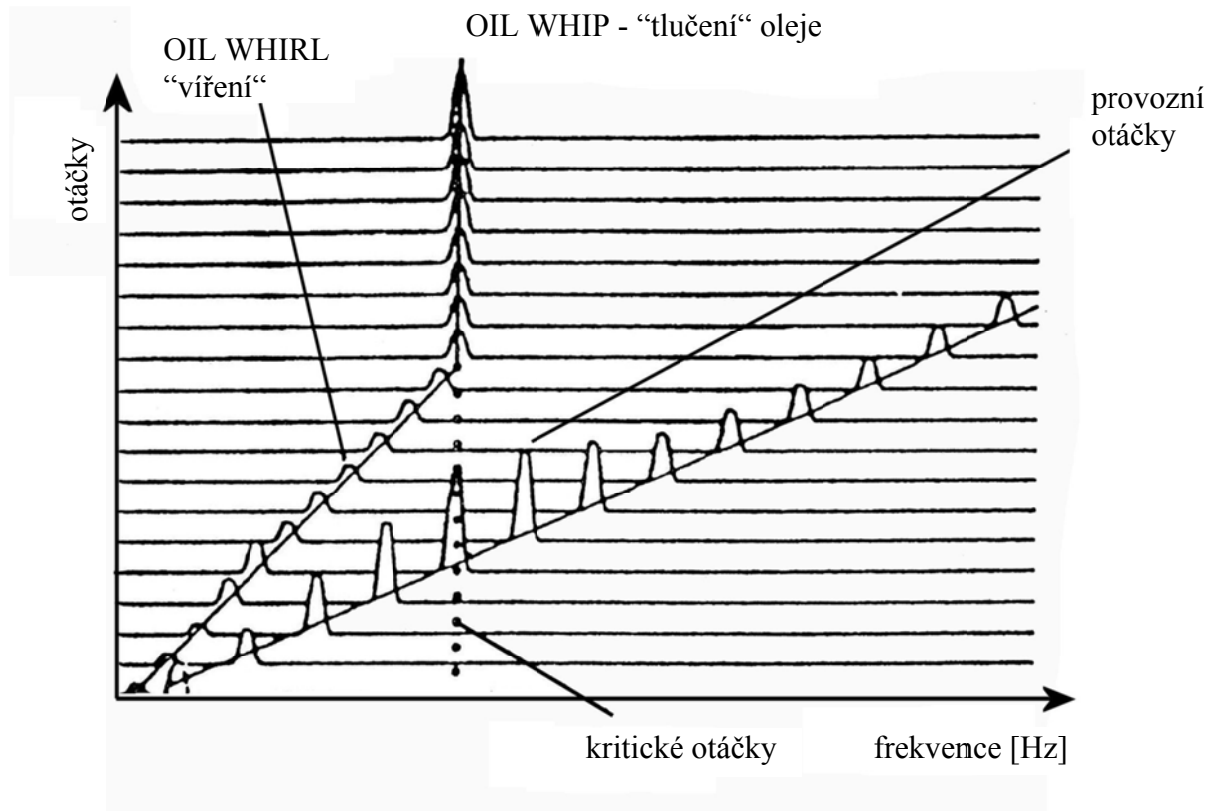
Přechodně je možno problém víření odstranit změnou viskozity oleje nebo jeho teploty. Rovněž zvětšení zatížení (např. zvýšením nesouososti spojky, zmenšením nosné plochy ložiska, ...) může problém odstranit. Trvalou nápravnou akcí je změna konstrukce ložiska, nastavení správné vůle, anebo kompletní záměna ložiska za typ méně náchylný k nestabilitě (ložisko s naklápěcími segmenty).



Obr. 47 Frekvenční spektrum při Oil Whirl (víření oleje)

- **NESTABILITA OLEJE - OIL WHIP (TLUČENÍ OLEJE)**

Tato nestabilita typu oil whip se může objevit tehdy, když stroj je provozován na nebo nad dvojnásobkem kritické otáčkové frekvence rotoru. Když se rotor roztočí k dvojnásobku kritické otáčkové frekvence, může být frekvence víření - oil whirl - blízko kritické frekvenci rotoru a může způsobit nadměrné vibrace, které již neunesou olejový film. Frekvence nestability typu whirl se ve skutečnosti „zafixuje“ na kritické frekvenci rotoru a tato frekvenční špička nezmizí ani tehdy, když je otáčková frekvence stroje zvyšována na vyšší a vyšší hodnoty. Tato nestabilita vyvolává příčné subharmonické vibrace se souběžnou precesí a frekvencí, která se rovná kritické frekvenci rotoru (obr. 48). Je to děj nestabilní, který může vést ke katastrofické poruše.



Obr. 48 Frekvenční spektrum při Oil Whip (tlučení oleje)

- **Další známé závady kluzných ložisek mohou být:**

- rýhování, tj. obvodové drážky od abrazivních částic (nečistot)
- únavové praskliny kompozice (nadměrné dynamické namáhání)
- koroze (u kompozic s olovem v důsledku kyselých oxidačních složek oleje)
- kavitační vibrace a erozivní opotřebení
- pitting od elektrických výbojů (neuzemněný rotor)

## □ VALIVÁ LOŽISKA

### • Detekce poškození valivých ložisek

Valivá ložiska se v průmyslu rozšířila jako nejvíce používaný prvek pro přenos síly mezi komponentami rotujících strojů. Trvale se vyvíjející technologie jejich konstrukce zmenšila únavu ložisek a podstatně zvýšila jejich životnost, avšak v důsledku toho, že velký počet ložisek souvisí s kritickými procesy, může mít porucha jednotlivého ložiska v krátkém časovém intervalu za následek nepřijatelné katastrofické poruchy. Únavová porucha je zde definována jako malé odloupení nebo vydrolení na valivých drahách nebo valivých elementech. Program prediktivní a proaktivní údržby, který zahrnuje periodická měření vibrací a dovoluje diagnostikovat závady ložisek v raném stádiu a dovoluje tedy provést nápravnou akci pro prodloužení provozní životnosti ložiska. Základním cílem programu údržby je přesně monitorovat trendy strojů, které nám dovolí provést jasný odhad budoucí špatné funkčnosti ložisek. Takové včasné indikace raných stádií poruch ložisek dávají specialistům údržby mnoho možností, tzn. aby:

- zabránili nákladným odstávkám při katastrofických poruchách
- prodloužili životnost ložiska na ekvivalent únavové životnosti
- minimalizovali sklad ložisek tak, že budou aproximovat cyklus opatřování náhradních ložisek "právě včas".

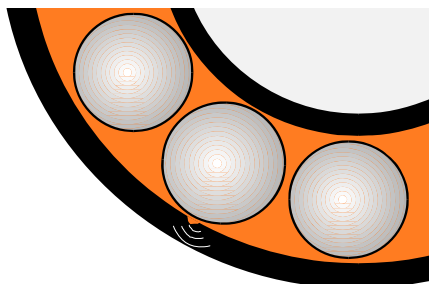
### • Proč valivá ložiska selhávají

Ložisko může selhat z řady příčin: nesprávné mazání (příliš mnoho, nebo příliš málo maziva), znečištěné mazivo, větší zatížení než předpokládané (způsobeno např. jinými strojními problémy, jako nevyvaha, nesouosost, ohnutý hřídel apod.), nesprávné zacházení nebo montáž, stárí (povrchová únava), atd..

Obecně, počáteční únava ložiska vyplývá ze smykových napětí, která se cyklicky objevují bezprostředně pod plochou, nesoucí zatížení. Po jisté době tato napětí způsobí trhliny, které se postupně šíří k povrchu. Když valivé prvky přecházejí přes tyto trhliny (obr. 49), částičky materiálu se odlomují. Toto je známo jako vydrolování (pitting). Vydrolování se progresivně zvětšuje a případně vyřadí ložisko z provozu. Tento typ poškození ložiska trvá relativně dlouhou dobu a jeho šíření se dělí na čtyři etapy. Jiný typ poškození ložiska je iniciován poškozením plochy. Poškození plochy způsobuje trhliny, které se tvoří na povrchu a šíří se do materiálu. Poškození plochy je rovněž způsobováno nadměrným zatížením nebo nesprávným mazáním.

V obou případech poškozené ložisko produkuje zvukové a vibrační signály, které při detekování a správném analyzování poskytují personálu údržby dostatek času na nápravu příčiny problému ložiska (tím se dá efektivně prodloužit životnost ložiska), nebo když je to nezbytné, vyměnit ložisko před jeho úplným selháním.

**Poznámka** - i když ložisko vyžaduje výměnu, musí diagnostik určit "základní příčinu" poškození ložiska. Nejčastěji je to jiný strojní problém (nesouosost, nevyvaha atd.) nebo problém procesu (nesprávné mazání), který způsobí, že se ložisko poškodí. Aby bylo zabráněno opakovanému poškození ložiska, musíte napravit "základní příčinu".



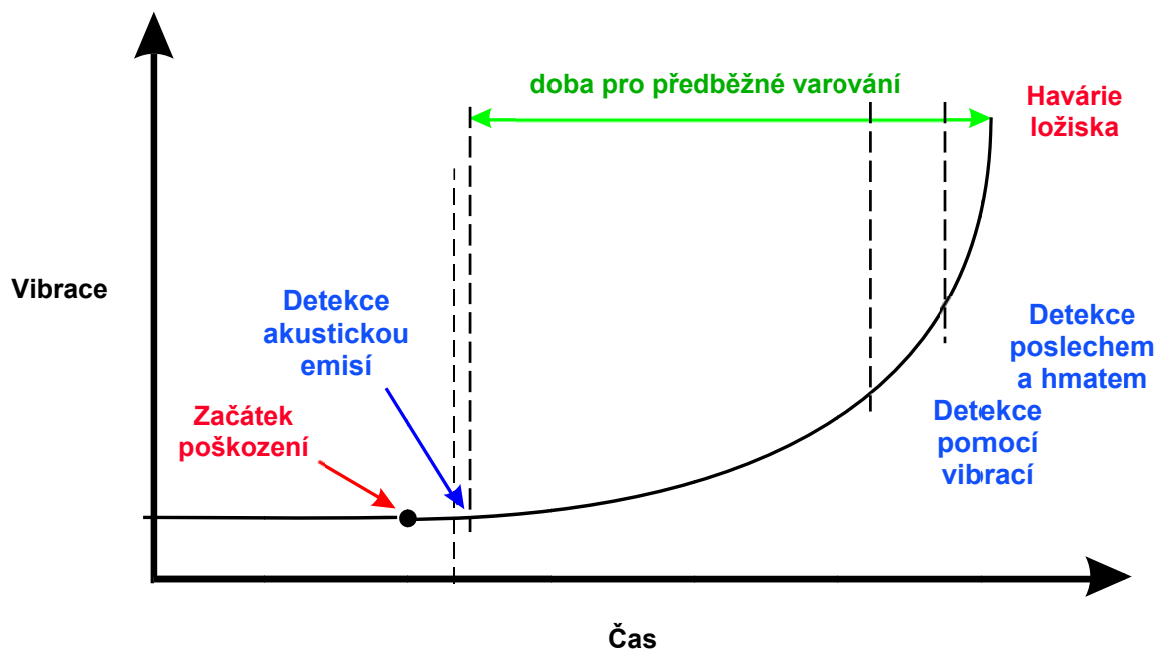
Obr. 49 Vada na vnější dráze (prasklina)

- **Typický průběh poškození valivého ložiska**

Většina ložisek, která projdou prvním obdobím provozu, pokračuje bezporuchově nebo jen s několika málo vadami. Po určité době však počet závad začíná narůstat a rychle se rozrůstá až ke katastrofické poruše.

**Poznámka** - když ložisko začne vykazovat trend k poruše, je potřeba zvýšit četnost sběru dat, aby byla lépe určena spolehlivost stroje.

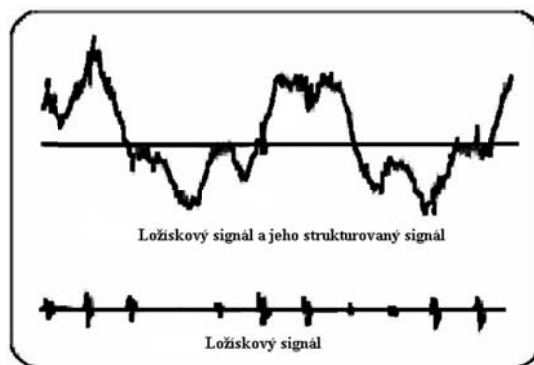
Cílem systému údržby je detekovat poškození včas, aby byl dostatek času pro plánování nejefektivnější opravy. Toto se obvykle provádí trendováním měření ložiska v závislosti na čase (obr. 50).



Obr. 50 Trendování měřených vibrací valivých ložisek

- **Problém měření**

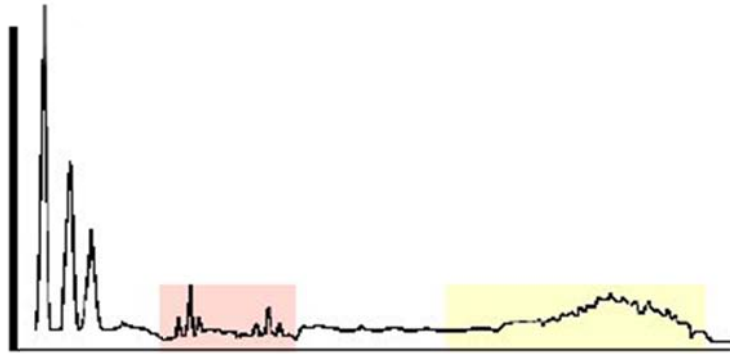
Ačkoliv porucha v ložisku může přenášet na ložiskový domek významnou sílu, je odezva nosné konstrukce obvykle velmi malá (při měření akcelerometrem, namontovaným v blízkosti zatížené zóny ložiska). Na obr. 51 je graf časového průběhu signálu od takového akcelerometru.



Obr. 51 Časový průběh vibračního signálu



Ukazuje impulsní signál od závady v ložisku sečtený s nízkofrekvenčními vibracemi od nevyváhy nebo nesouososti. Obtížnost měření zde spočívá v přesném separování a zjištění těchto malých signálů, buzených ložiskem v přítomnosti obecně větších vibračních komponent. FFT spektrum takového signálu je na následujícím obrázku (obr. 52). Ve spektru je dominantní otáčková složka vibrací (s možnými násobky - např. od uvolnění), dále je zde zvýšení vibrací v pásmu vysokých frekvencí, způsobené kombinací samotných rázů od poškození ložiska a vybuzení vyšších rezonancí jednotlivých částí stroje.



Obr. 52 FFT spektrum valivého ložiska

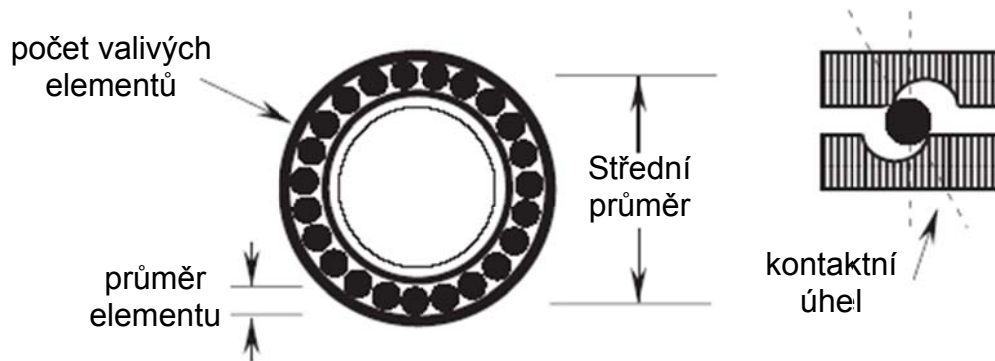
Ve velmi raném stádiu přetížení povrchu je signál od snímače ponořen v šumu. Měření těchto signálů v raném stádiu vyžaduje přístrojové vybavení, které má velký dynamický rozsah, malý vlastní šum zesilovače a elektronické obvody pro zvýraznění těchto malých signálů odezvy ložiska.

- **Zjišťování závad valivého ložiska**

Když se nadměrné přetížení povrchu projeví prasklinami nebo vyštípnutím, jsou generovány impulsní síly, jak se každý valivý prvek valí přes diskontinuitu v povrchu. Frekvence těchto impulsů má jednoduchý vztah ke geometrii ložiska a k otáčkové frekvenci hřídele.

Odvozené rovnice, které definují frekvence závad (jako necelé poměry základní otáčkové frekvence) se často uvádí v literatuře (obr. 53). Tyto rovnice pro ložiskové závady jsou idealizovány, protože se předpokládá, že valivé prvky neprokluzují a pouze se odvalují po povrchu ložiskových drah. Při skutečném provozu valivé prvky rotují, ale jejich pohyb je kombinací otáčení a prokluzování. Frekvence otáčení kuličky se často uvádí jako odezвовá frekvence závady na kuličce. V některých tabulkách s rovnicemi pro frekvence závad se uvádí poměr pro vadu na kuličce jako dvojnásobek poměrné frekvence otáčení kuličky. V rovnici pro vadu na kuličce se předpokládá, že vada na kuličce nebo válečku se za jednu otáčku kuličky nebo válečku dotkne vnitřního i vnějšího kroužku.

## Poruchové frekvence valivého ložiska



$$\text{Poškození vnějšího kroužku (BPFI)} = \frac{n}{2} \frac{\text{RPM}}{60} \left( 1 - \frac{B_d}{P_d} \cos \theta \right)$$

$$\text{Poškození vnitřního kroužku (BPFO)} = \frac{n}{2} \frac{\text{RPM}}{60} \left( 1 + \frac{B_d}{P_d} \cos \theta \right)$$

$$\text{Poškození valivých elementů (BSF)} = \frac{P_d}{2B_d} \frac{\text{RPM}}{60} \left[ 1 - \left( \frac{B_d}{P_d} \right)^2 \cos^2 \theta \right]$$

$$\text{Poškození klece (FTF)} = \frac{1}{2} \frac{\text{RPM}}{60} \left( 1 - \frac{B_d}{P_d} \cos \theta \right)$$

$P_d$  = střední průměr

$B_d$  = průměr val. elementu

RPM = otáčky hřídele [1/min]

$n$  = počet valivých elementů

$\theta$  = kontaktní úhel

Obr. 53 Poruchové frekvence valivého ložiska

Když je geometrie sledovaného ložiska známa, spektrum ložiskových komponent může být analyzováno, aby byly zjištěny indikace závad v ložiskách.

V raných stádiích zhoršování stavu ložiska jsou frekvenční složky odpovídající závadám velmi malé a nejsou obvykle zjištěné v normálním amplitudovém spektru signálu od snímače (rychlost resp. zrychlení vibrací). V těchto raných stádiích opotřebení ložiska jsou užitečné alternativní metody, které zvýrazňují odezvové signály od malých, opakovacích impulsů od závad.

- **Alternativní metody**

Existuje mnoho různých způsobů detekce poškození ložiska v jeho raném stadiu. Jsou to například: celkové hodnoty zrychlení (a jejich poměr špičkové a efektivní hodnoty), filtrovaný signál zrychlení v daném pásmu, Spike Energy, HFD, Shock Pulse Meter (SPM), Crest Faktor, atd. Většina těchto metod se snaží pomocí trendování dané hodnoty zjistit stav poškození valivého ložiska (kap. 3.). Tyto metody však ne vždy určují důvod zvýšení

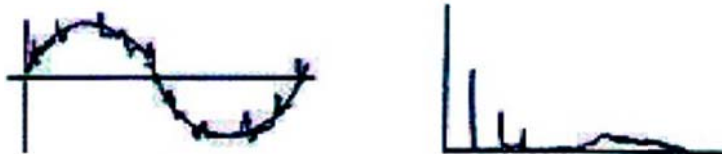
vysokofrekvenční energie. Může to být nejen z důvodu zhoršení stavu ložiska, ale také problém ozubených převodů, kavitace čerpadla, nebo rezonanční problém skříně. Jednou takovou metodou k zpřesnění určení je **obálka signálu zrychlení** od společnosti SKF Condition Monitoring.

➤ **Co je obálka a jak funguje**

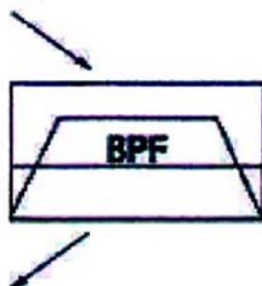
Účelem vytvoření obálky je zvýraznění malých signálů. Zpracování signálů pomocí metody obálky je dvoustupňový proces. Metoda nejprve oddělí ložiskové signály o vyšších frekvencích od nízkofrekvenčních vibrací stroje pomocí pásmového filtrování. Obrázek 54.b ukazuje filtrovaný výstup v časové oblasti originálního signálu 54.a. Je zde ukázána i frekvenční oblast uvedených signálů. Problémem měření v tomto okamžiku je detekovat malé amplitudy. Proces filtrování způsobí sérii špiček, které odpovídají rázům jednotlivých ložiskových elementů při průchodu přes poškození. Signál od závady je v časovém oboru velmi úzký, což má za následek, že energie komponenty se rozloží na velmi široký frekvenční rozsah a v důsledku toho jsou amplitudy harmonických složek frekvence závady pravděpodobně ponořeny v šumu. V elektronickém obvodu pro vytvoření obálky se vytváří přibližně kvadrát filtrovaného časového signálu. Protože je signál od závady opakovací, může být simulován pomocí harmonické řady sinusových vln, které jsou celými násobky frekvencí závad. Výsledek takto zpracovaného signálu je na obr. 54.c. Pokud je pak zpracováno FFT spektrum signálu - ukazuje ložiskové poruchové frekvence a jejich harmonické složky. Je vidět, že proces vytvoření obálky modifikoval a zvýraznil vyfiltrované vysokofrekvenční složky původního simulovaného signálu od malé vady, což jasně ukazuje jeho harmonickou opakovací frekvenci. Kdyby existovala pouze základní nízkofrekvenční sinusová vlna, potom by jak obálkovaný signál v časovém oboru, tak všechny složky ve frekvenčním oboru byly rovny nule.

## Obálka signálu zrychlení

a) Signál od poškozeného ložiska



b) Pásmový filtr



c) Vyfiltrovaný signál



d) Zpracování obálky



e) Signál obálky



Obr. 54 Obálka signálu zrychlení

- **Nápravná akce v raném stádiu vývoje závady valivého ložiska**

Jestliže bylo ložisko správně vybráno s ohledem na otáčky, dynamické zatížení, mazání, kinematickou viskozitu a adekvátní filtrování maziva, potom by provozní životnost měla vhodně odpovídat únavové životnosti  $L_{10ah}$ . Pokud trendy monitorování indikují začátek opotřebenosti ložiska, uživatel může provést některé akce:

- Zlepšit mazání pro snížení tření mezi odvalujícími se povrchy.
- Zlepšit filtrování pro minimalizaci přívodu znečišťujících částic.
- V průběhu plánovaného cyklu údržby pootočit vnější kroužek pro odsunutí možného místa poškození mimo zatížený sektor.
- Pokud jsou náznaky nevyváhy, nesouososti nebo ohnutého hřídele, je nutné provést nápravnou akci, co nejdříve je to možné a vhodné.
- Podívejte se do katalogu pro údržbu.
- Dodržovat zásady údržby a provozu.

#### 4.6. Čerpadla a kompresory

##### □ ČERPADLA

Abychom se vyhnuli nutnosti hledání v další literatuře některých nutných údajů, tak v úvodu uvádíme jejich nejnezbytnější nutný základní přehled.

Podle způsobu předávání energie čerpané kapalině se čerpadla (hydrogenerátory) dělí na tři základní skupiny při uvědomění si, že celková energie čerpané kapaliny (hydraulické energie  $Y$ ) obsažená v 1 kg kapaliny je definována Bernoulliho rovnicí ( $Y=g.H+p/\rho+c^2/2$ ).

- **Čerpadla hydrostatická (HS)**

V kapalinách přepravovaných HS čerpadly převládá energie potenciální ( $g.H+p/\rho$ ) a rychlostní energie  $c^2/2$  má podružný význam. Potenciální energie je převážně určena energií „tlakovou“  $p/\rho$ . U HS čerpadel probíhá přeměna mechanické energie na energii čerpané kapaliny (hydraulickou energii) přímo na pracovním prvku čerpadla, nejčastěji pístu čerpadla. Mechanická práce pístu se přeměňuje na tlakovou energii kapaliny přímo. HS čerpadla pracují na „objemovém“ principu. Z tohoto důvodu je průtok čerpané kapaliny v čase neustálý. Důsledkem této neustálosti je vznik tlakových pulsací čerpané kapaliny, které jsou tlumeny přídavnými dynamicky vyladěnými tlumiči. Tlumiče jsou nejčastěji v provedení vzdušníku připojeného ve vhodném místě k čerpadlu nebo potrubnímu systému.

Při neočekávaném zvýšení hydraulického odporu proti toku čerpané kapaliny v potrubí by mohla hodnota tlaku čerpané kapaliny nebezpečně vzrůst. HS čerpadla musí být vybavena pojistným ventilem. Nízká hodnota rychlostní energie čerpané kapaliny HS čerpadly zvýhodňuje HS čerpadla oproti čerpadlům hydrodynamickým při čerpání vazkých kapalin. Podle konstrukčního provedení se HS čerpadla dělí do těchto základních skupin. Nejpočetnější skupinou jsou:

- **Hydrostatická čerpadla pístová.** Pístová čerpadla mohou být v provedení jednopístovém, vícepístovém, jednočinná nebo dvojčinná. Písty jsou poháněny elektromotory přes mechanické převodovky s využitím klikových mechanismů. Pracovní prostory pístu jsou charakteristicky vybaveny sacími a výtlačnými ventily. Práce ventilů je samočinná nebo řízená. Starší konstrukce čerpadel v důsledku pomaluběžnosti byly velmi robustní. V současnosti se již vyrábějí relativně lehká rychloběžná čerpadla s otáčkami klikového hřídele až  $n=50$  Hz. U starších konstrukcí

čerpadel byly provozní otáčky řádově nižší. Některá pístová čerpadla jsou ve zvláštním provedení. Jsou to kupř. čerpadla s radiálními písty a čerpadla s písty rotačními axiálními.

➤ **Hydrostatická čerpadla rotační.** Tato čerpadla nemají ventily, rozvod kapaliny obstarává přímo rotor při svém otáčení. Do této skupiny lze řadit čerpadla zubová, vřetenová a lamelová. Čerpadla tohoto provedení čerpají kapalinu s dostatečnou rovnoměrností a jejich relativně vysoké otáčky připouštějí přímé spojení s elektromotory. Při vhodném provedení mají též vysokou sací schopnost a jsou samonasávací.

• **Čerpadla hydrodynamická (HD).** U hydrodynamických (HD) čerpadel se mechanická práce mění v oběžném kole jednak v hydraulickou energii potenciální (tlakovou) a jednak hydraulickou energii kinetickou (zvyšuje se rychlost kapaliny). Kinetický podíl hydraulické energie se musí v čerpadle rovněž přeměnit na potenciální, takže ve výtlačném hrdle čerpadla odchází kapalina jen s nezbytně nutnou rychlostí a převažuje zde v kapalině energie tlaková.

HD čerpadla čerpají kapalinu stejnoměrně v nepřetržitě proudě. HD čerpadla pracují s mnohem větším počtem otáček rotoru než je tomu u čerpadel HS. Větší průtoky čerpané kapaliny se mohou zvládnout výhradě HD čerpadly. Účinnost HD čerpadel je nižší než u čerpadel HS.

Podle typu geometrie oběžného kola a podle směru proudění kapaliny kolem lze HD čerpadla dělit na:

➤ **Hydrodynamická čerpadla radiální.** Vyrábějí se v největší rozmanitosti provedení podle potřeb uživatele. V chemickém průmyslu, vodárenství se nejčastěji používají HD radiální čerpadla v jednostupňovém provedení s oběžným kolem jedno, nebo dvoustupňovým. Velmi oblíbená je konstrukce čerpadla konzolového typu (čerpadla kozlíková). Oběžné kolo je uloženo na převislém konci hřídele a rotuje uzavřené do hydraulického kolektoru typu jednoduché, nebo dvojité spirály. V energetice a petrochemii se nejčastěji používají čerpadla vícestupňová. Potřeba použití více stupňů souvisí s velikostí protitlaku, do kterého čerpadlo čerpá. Vícestupňová čerpadla jsou většinou vyráběna v článkovém provedení, jednotlivé články jsou staženy masivními šrouby. Oběžné kolo každého článku rotuje uzavřené do hydraulického kolektoru typu lopatkový rozvaděč.

V elektrárnách se v systémech napájení kotlů používají článková čerpadla, vestavěná do tlakové nádoby - vnějšího statoru čerpadla. Tato čerpadla se nazývají čerpadly zapouzdřenými. Rotory článkových čerpadel jsou při provozu zatíženy velkými axiálními silami. K vyvážení těchto sil se používá hydrodynamický píst s přídatným axiálním ložiskem, nebo tzv. Sulzerova deska (vyrovnávací kotouč). Čerpadla posledně zmíněného typu jsou provozována s vysokými otáčkami rotorů. Otáčky jsou  $n > 50$  Hz. K pohonu se používá parní turbína nebo elektromotor spolu s hydrodynamickou převodovkou

➤ **Hydrodynamická čerpadla diagonální a axiální** se zásadně vyrábějí jako čerpadla jednostupňová. Obzvláště u čerpadel axiálních jsou otáčky rotoru nízké. Čerpadla se používají v provozech náročných na spotřebu čerpané kapaliny. Jedná se převážně o provozy chladicí technologie a vodárenství. Čerpadla tohoto typu jsou převážně ve vertikálním provedení.

- **Čerpadla proudová (PR).** U čerpadel proudových (PR) se čerpané kapaliny předává energie pomocné proudící kapaliny. Do této skupiny čerpadel patří:
  - **Vodní ejektor** - princip je založen na využití podtlaku vzniklého v místě zúžení proudu pracovní kapaliny k nasávání čerpané kapaliny, jejíž tlak za zúženým místem se zvýší na potřebnou hodnotu plynulým rozšířením průtočného profilu.
  - **Mamutová čerpadla** - pracují na základě rozdílu měrné hmotnosti směsi kapaliny a vzduchu a čisté kapaliny. Čerpaná kapalina se nenasává, ale musí sama k čerpadlu přitékat.
  - **Vodní trkače** pracují na jiném principu než předcházející PR čerpadla. Zde se výtlačného tlaku dosahuje zastavením proudu vody. Využívají vodního rázu.
  
- **Kavitační jev.** Za kavitační děj v interiéru čerpadel považujeme spontánní vznik **mikrokaveren** v čerpané kapaliny, zaplněných paroplynnou směsí páry čerpané kapaliny a z čerpané kapaliny vyloučených plynů. Takto vzniklá mikrokaverna se shlukuje s ostatními ve svém okolí a spolu vytvářejí kavitační kavernu větších rozměrů. **Kavitační kaverny** vznikají v takových místech proudových polí čerpané kapaliny v interiéru čerpadla nebo potrubního systému, kde místní tlak v kapaliny poklesne pod hodnotu tlaku nasycených par čerpané kapaliny.
 

Mikrokaverny se uvnitř kaverny pohybují silně neuspořádaným způsobem. Doba života mikrokaverny je velmi krátká. Zánik mikrokaverny je realizován formou imploze. Každá imploze vyvolá v okolí zániku mikrokaverny mohutný tlakový impuls. Pokud k těmto implozím dochází poblíž hranice proudového pole, dochází k vytrhávání materiálu z povrchu hranice. Hranice proudových polí jsou určeny povrchy ocelových pracovních lopatek oběžných kol i statorů čerpadel, povrchy otočných škrticích částí klapky potrubních systémů atp. Vzniká typické kavitační narušení zmíněných povrchů vyznačující se mohutnou drsností. Pokud jsou tyto povrchy vystaveny kavitačním účinkům po delší dobu, dochází až k proděravění odpovídajících částí čerpadel, armatur a potrubních systémů.

Kavitační kaverny mají vymezen prostor své existence na principu termodynamické rovnováhy. Někdy pod účinky proudící kapaliny v okolí kaverny, je kaverna z místa svého vzniku stržena po proudu do oblastí, kde v proudovém poli panuje vyšší tlak, podmínky zmíněné termodynamické rovnováhy na hranici kaverny se naruší a kaverna zaniká. Stržení kaverny a její zánik je rovněž spojen se vznikem významných tlakových pulsů. Strhávání a zánik kaveren má silně stochastický charakter. Příslušné hlukové projevy připomínají nárazy kovových částí na stěny čerpadel, potrubí nebo armatur. Z naznačeného plyne, že podmínky vzniku kavitačních kaveren mimo jiné velmi ovlivňuje tlak a teplota čerpané kapaliny a množství v kapaliny obsažených plynů (difundovaných nebo rozpuštěných).

Kavitační kaverny mohou vznikat uvnitř proudového pole kapaliny (pole se zvýšenou turbulencí) bez kontaktu s kovovými částmi čerpadel, uvnitř pracovních kanálů oběžných kol a rozvaděčů jako kaverny přilehlé k příslušným lopatkám.

V provozu čerpadlových systémů se nejčastěji setkáváme s kavitací u HD čerpadel. Mezi kritická místa vzniku kavitačních kaveren lze řadit prostor vstupu kapaliny do čerpadla, vstupu kapaliny do oběžného kola (prvého stupně u vícestupňových čerpadel), vstupní i výstupní části lopatek oběžného kola (prvého stupně u vícestupňových čerpadel), vstupní části lopatek hydraulických kolektorů (lopatkových rozvaděčů, spirál). Obecně lze říci, že v reálném provozu HD čerpadla uvnitř čerpadla existuje vždy do určité míry rozvinutý kavitační děj. Situace je dána konečnou tloušťkou obtékaných profilů (lopatek), nekorektností v tvarech hranic pracovních kanálů uvnitř čerpadla. Lze však říci, že

zvyšováním tlaku kapaliny na vstupu do čerpadla je možno naléztí takový tlak, že uvnitř čerpadla nevznikne kavitace při jakémkoliv průtoku v pracovní oblasti čerpadla. Pro posouzení odolnosti čerpadla proti vzniku kavitace uvnitř čerpadla slouží několik zavedených parametrů. Pro naše účely si uvedeme pouze jeden z nejdůležitějších. Kavitační deprese  $\Delta y$  určující převýšení energie kapaliny ve vstupním hrdle čerpadla oproti hodnotě tlakové energie nasycených par čerpané kapaliny. Kritická hodnota tohoto parametru je:

$$\Delta y_{kr} = p_s / \rho + c_s^2 - p_w / \rho$$

$p_s$	absolutní tlak kapaliny v sání čerpadla
$p_w$	tlak nasycených par kapaliny
$c_s$	rychlost kapaliny v sání čerpadla

Podle stupně svého rozvoje má kavitace na provozovaná čerpadla hned několikový vliv. Mimo již zmíněného narušování povrchů (pittingového charakteru) některých dílů čerpadel se kavitace podílí na hlučnosti a vibracích čerpadel. Nejzávažnějším možným vlivem je vliv kavitace vzniklé ve vstupním prostoru prvního oběžného kola čerpadla na čerpací schopnost čerpadla. S růstem objemu kavitačních kaveren v tomto prostoru může dojít ke snižování úrovně měrné energie předávané oběžným kolem čerpané kapaliny (snižování tlaku čerpané kapaliny ve výtlacném hrdle čerpadla). Dosáhne-li objem kavitačních kaveren v tomto prostoru kritické hodnoty, dojde k tzv. „stržení“ HD čerpadla, čerpadlo přestane čerpat a uvnitř čerpadla se objeví pouze paroplynná směs. Říkáme, že došlo k „zapaření“ čerpadla od vzniku superkavitace. K zapaření interiéru čerpadla může dojít i z jiných příčin, které nepřímým způsobem s kavitací nesouvisí. Obzvláště článková HD čerpadla v zapařeném stavu ztrácejí provozní spolehlivost a většinou havarují.

- **Monofrekvenční složka vibrací na lopatkové frekvenci.** V HD čerpadle probíhá hydrodynamická interakce mezi rotující a statorovou lopatkovou mříží. Zprostředkovatelem interakce je čerpaná kapalina. Relativní rychlost kapaliny na výstupu z pracovního kanálu oběžného kola při ustáleném provozním režimu čerpadla není v závislosti na azimutálním úhlu (měřeném ze středu kola) konstantní. Konce vektoru relativní a tedy i absolutní výstupní rychlosti leží na grafu určité funkce zmíněného azimutálního úhlu. Tato funkce je periodická s periodou rovnou azimutální délce kanálu kola na výstupním průměru. Kapalina s takto vytvořeným rychlostním polem na výstupu z kanálu oběžného kola přichází na výstupní hranu lopatky hydraulického kolektoru (lopatkového rozvaděče spirály). Ve snaze přizpůsobit se obtékanému profilu lopatky kolektoru musí kapalina velmi rychle měnit svůj směr v závislosti na momentálním pootočení kola. Popsané změny směru jsou spojeny se vznikem tlakových pulsů na vstupních hranách lopatek kolektoru. Ty vyvolávají v prostředí čerpané kapaliny uvnitř čerpadla tlakové vlny, které v čerpadle interferují a dynamicky zatěžují povrchy hydraulicky aktivních částí čerpadla. Dynamické zatížení od uvedených tlakových pulsů vyvolává vibrace rotorových i statorových dílů čerpadla.

Periodičnost a tvar funkce relativní rychlosti kapaliny na výstupu z každého pracovního kanálu oběžného kola předurčuje frekvenční složení na popsaném principu vyvolaných tlakových pulsů kapaliny uvnitř čerpadla a tedy i vibrací jeho statoru a rotoru. Jedná se o monofrekvenční složky na frekvenci míjení  $f_m$ . Z naznačeného plyne, že tvar rychlostního profilu kapaliny na výstupu z oběžného kola a všechny odvozené dynamické



odezvy jsou velmi silně závislé na velikosti průtoku čerpadlem  $Q$  ve vztahu k průtoku optimálnímu  $Q_{opt}$ . Při průtoku  $Q_{opt}$  dosahují výše uvedené dynamické odezvy svého minima. Tolik k nezbytnému teoretickému vysvětlení pojmů. Nyní ke skutečnému obsahu této kapitoly - základy diagnostiky závad čerpadel.

➤ **Monofrekvenční složka vibrací čerpadla na frekvenci míjení  $f_m$  jako diagnostická veličina**

Monofrekvenční složky vibrací statorů a rotorů HD čerpadel na frekvenci míjení  $f_m$

$$f_m = i \cdot z_k \cdot f_{ot}$$

$$i \in (1; 2; 3; \dots)$$

$z_k$  počet lopatek čerpadlového kola

$f_{ot}$  otáčková frekvence rotoru

$i$  vyšší harmonické

jsou v spektrech provozních vibrací čerpadel prakticky vždy obsaženy. Většinou nejvýraznější jsou složky  $i = 1$  nebo  $2$ . dále je zde možno často spatřit monofrekvenční složky postranního pásma na frekvencích

$$f_m = i \cdot (z_k \pm 1) \cdot f_{ot}$$

Nárůst amplitud těchto složek vibrací na frekvenci  $f_m$  po nové montáži čerpadla spojené s repasí může svědčit o **excentrické poloze rotoru vzhledem ke statoru**. V provozu čerpadla pak dále mohou svědčit o **uvolňování hydraulického kolektoru** (rozvaděče) v čerpadle. Je-li v provozu čerpadla pozorován rychlý nárůst těchto složek vibrací, je žádoucí provést kontrolu, zda nedošlo ke změně provozního bodu čerpadla z jakýchkoliv příčin.

Z trendu těchto složek lze usuzovat na zvětšení mezery mezi výstupem z oběžného kola a vstupu do hydraulického kolektoru (**únavové narušení vstupních částí lopatek kolektoru nebo kol**).

U článkových HD čerpadel (obzvláště větších výkonů) jsou i vyšší harmonické složky na frekvenci  $f_m$  cennou diagnostickou veličinou. Ve spojitosti se složkou na frekvenci  $f_{ot}$  a  $2 \cdot f_{ot}$  lze podle polohy vlastní frekvence „mokrého“ rotoru čerpadla ze změn amplitud usuzovat na velmi nepříjemnou závadu - **vyšlehávání těsnících kruhů oběžných kol**.

Spolu se svými vyššími harmonickými složkami vibrací čerpadla patří složka na frekvenci  $f_m$  do skupiny diagnostických veličin popisujících zadíraní těsnících kruhů a protilehlých statorových částí.

➤ **Monofrekvenční složka vibrací čerpadla na frekvenci skupinové interakce mříží  $f_{sim}$  jako diagnostická veličina**

HD čerpadla podle konstrukčního provedení obsahují rotující lopatkovou mříž oběžného kola a statorovou mříž hydraulického kolektoru (rozvaděče). U článkových vícestupňových čerpadel přistupuje ještě mříž převaděče.

Podle počtu lopatek mříže kola a hydraulického kolektoru za rotace rotoru může docházet k situaci, kdy určitá skupina lopatek kola se dostane „do zákrytu“ se skupinou lopatek hydraulického kolektoru. Situace se periodicky opakuje. Tento jev rovněž

generuje tlakové pulsy, které určují dynamické síly působící na rotor a stator čerpadla. Frekvenci příslušných vibrací čerpadla označme  $f_{sim}$ . Její velikost určíme ze vztahu

$$f_{sim} = z_k \cdot z_{hk} \cdot f_{ot}/K$$

$z_k$	počet lopatek oběžného kola
$z_{hk}$	počet lopatek hydraulického kolektoru
$f_{ot}$	frekvenční otáčení rotoru
$K$	nejmenší společný dělitel čísel $z_k, z_{hk}$

Monofrekvenční složku vibrací čerpadla na frekvenci skupinové interakce mříží  $f_{sim}$  lze zařadit do skupin diagnostických veličin opisujících stejné poruchy čerpadel jako u složky o frekvenci  $f_m$ .

#### ➤ **Příznaky rozvoje kavitačního zatížení dílů čerpadel**

Spektrum provozních vibrací kavitujiícího čerpadla odpovídá širokopásmovému náhodnému vibračnímu procesu, jehož energie je často vázána na frekvence v oblasti

$$f \in (0,30;2;00) \text{ kHz}$$

Spektrum svým tvarem v této frekvenční oblasti odpovídá spektru tzv. „bílého šumu“ tj. spektru bez pozorovatelných výrazných monofrekvenčních složek. Někdy však přece jen lze v této části spojitého spektra nalézt monofrekvenční složky provozních vibrací na frekvencích vyšších harmonických základní frekvence  $f_m$ .

Pokud je podezřením na kavitaci ovlivněný chod čerpadla, je žádoucí obzvláště u čerpadel s valivými ložisky běžné měření vibrací doprovázet speciálními měřeními valivých ložisek (kap. 3.4.4). Důvodem je, že porouchané valivé ložisko v údobí před kolapsem ložiska způsobuje na tělese ložiska obdobné širokopásmové odezvy jako kavitujiící čerpadlo. Pro odlišení obou zmíněných dějů je vhodném se věnovat hydraulickým provozním parametrům čerpadla, porovnávat výsledky speciálních měření na obou ložiscích čerpadla.

#### ➤ **Příznaky rozvoje turbulence uvnitř čerpadlových systémů**

Turbulence v proudových polích hydraulických systémů mohou generovat vysokofrekvenční tlakové pulsace a tedy vibrace komponent čerpadlového systému je charakteru náhodného procesu. Běžně však turbulence způsobují relativně nízkofrekvenční tlakové pulsace. Horní mezní frekvence zmíněných pulsací a vibrací v čerpadlových systémech bývá  $f_{ot}$ . V praxi se objevily případy, kdy frekvenční oblast spektra

$$f \in (0,55;0;78) f_{ot}$$

byla oblastí turbulencí vynucených vibrací čerpadlového systému. Amplitudy a frekvence turbulencí vynucených vibrací mívají velmi nepravidelný výskyt a velikost v závislosti na čase. Někdy mívají charakter pulsujících veličin. Turbulence v čerpadlových systémech vedou na zvýšení hlučnosti systémů. K tomu dochází vzdor tomu, že provozní vibrace čerpadel těchto systémů jsou relativně malé. Obecně lze konstatovat, že stabilizace

proudových polí hydraulických systémů řeší snížení projevů čerpadlových systémů buzených turbulencí.

### ➤ **Příznaky hydrodynamické interakce HD čerpadla a hydraulického systému**

Ve spektrech vibrací HD čerpadel nebo jím generovaných tlakových pulsací se objevují monofrekvenční složky na frekvenci nesoudělné s frekvencí  $f_{ot}$ . Podle okolností tyto frekvence vyhovují nerovnostem

$$f < f_{ot} \text{ nebo } f > f_{ot}$$

Mnohdy po zhodnocení provozních parametrů čerpadel lze usoudit na projev hydrodynamické interakce čerpadla se zbylou částí hydraulického systému.

Podle definice hydraulického systému (přidruženého k určitému čerpadlovému systému) lze tento systém chápat jako jednorozměrové kontinuum kapaliny. Útvar tohoto typu se vyznačuje vlastními frekvencemi podélného kmitání, kterým přísluší vlastní tvary průtokových a tlakových pulsací. Vlastní tvary mají po délce kontinua rozmístěny uzly a kmity vlastního (rezonančního) kmitání tlaku a průtoku. Vlastní kmitání systému je ve skutečnosti „stojatým vlněním“ a jev jeho vzniku se nazývá „píšťalový efekt“. V takto dynamicky disponovaném systému je v určitém místě nainstalováno HD čerpadlo.

HD čerpadlo v provozních podmínkách je generátorem tlakových i průtokových pulsů. Spektrum těchto pulsů obsahuje jak spojité části, tak monofrekvenční složky. Zmíněné pulsy vznikající uvnitř čerpadel se stávají pro hydraulický systém spojitým, nebo diskretním buzením. Podle frekvenčního obsahu buzení, polohy čerpadla ve vztahu k poloze kmíten a uzlů vlastního kmitání tlaku a průtoku v hydraulickém systému mohou nastat podmínky pro vznik vlastního (rezonančního) kmitání hydraulického systému. Rozmístění hydraulických odporů v systému a jejich velikost definuje výslednou úroveň takto vynuceného kmitání hydraulického systému. Pokud se na uvedeném spolupodílu kavitační kaverny uvnitř čerpadla, může nastat případ samobuzeného vlastního kmitání hydraulického systému. Samobuzené kmitání se v rámci působnosti systémových nelinearit stabilizuje na tzv. limitních cyklech. Takto vyvinuté kmitání systému může mít pro systémech katastrofální důsledky.

### □ **KOMPRESORY**

Nelze a ani není cílem těchto skript vyčerpávajícím způsobem se věnovat nejen vibrodiagnostice, ale také plně vyčerpávajícímu technickému popisu sledovaných objektů. Z těchto důvodů u kompresorů se budeme této stránce věnovat doslova pouze jen heslovitě, neboť se jedná o velmi širokou problematiku, která by vyžadovala, a navíc je zpracována v celé řadě samostatných publikací.

#### • **K základnímu rozdělení a terminologii**

Pro malá a střední množství plynu jsou používány *objemové* kompresory, které stlačují médium periodickými změnami objemu média v uzavřeném prostoru. Lze je v prvním přiblížení rozdělit na *pístové (reciproční)*, *rotační* a *membránové*. Zvláštní kategorii rotačních kompresorů jsou kompresory *šroubové*. Pro větší objemy plynu se používají

kompresory *rychlostní (dynamické)*, které nejprve udělí plynu vysokou rychlost a následně se kinetická energie plynu přeměňuje v difusoru na energii tlakovou. Základním typem rychlostních kompresorů jsou lopatkové stroje - turbokompresory - v provedení *axiálního* kompresoru a *odstředivého* (radiálního) kompresoru.

Dále kompresory rozdělujeme podle stlačovaného média na vzduchové, plynové a speciální s různými požadavky na těsnost, způsob chlazení a další. Pro vysoké tlakové poměry se používají kompresory dvou a více stupňové, s mezichlazením nebo bez.

Typicky axiální kompresory mají velký počet stupňů, 20 stupňové kompresory nejsou výjimkou. Tlakový poměr na jeden stupeň je běžně u pístových kompresorů 3 - 5, u radiálních 1,2 - 2,5, u axiálních do 1,3. Kompresory podle výtlačného tlaku jsou označovány jako nízkotlaké (do 2,5 MPa), středotlaké (2,5 - 10 MPa) a vysokotlaké (10 - 250 MPa). Z hlediska diagnostiky je významné, zda je rotor kompresoru uložen jako tuhý (podkritický) nebo pružný, na jakém ložisek (valivá ložiska, kluzná ložiska, magnetická ložiska) a jaké typy ucpávek jsou používány na hřídelích a pístnicích.

- **K diagnostice závad**

- **Lopatková frekvence ve spektru vibrací**

Standardním projevem ve spektru vibrací měřených na lopatkových strojích - kompresorech, turbínách, ventilátorech, čerpadlech apod. je přítomnost tzv. lopatkových frekvencí, které se projevují na frekvenci násobku otáčkové frekvence počtem rovnoměrně rozmístěných rotujících lopatek.

$$f_L = f_{\text{otáčková}} \cdot \text{počet lopatek}$$

Výrazně se rovněž projevují i celočíselné násobky lopatkové frekvence, z nichž je nejvýraznější  $2f_L$  a další sudé násobky. Výrazněji než na relativních (hřídelových) vibracích se tyto frekvence projevují při měření absolutními snímači na tělese skříní a ložisek.

V případě poškození lopatek, nerovnoměrné distribuci média po obvodu lopatkového kola a rovněž při výrazně proměnné lopatkové vůli podél obvodu statoru z důvodu excentricity dochází k nárůstu velikosti amplitudy měřeného signálu vibrací na zmíněných lopatkových frekvencích a jejich násobcích. Možný je i výskyt modulace a tím postranních frekvenčních čar.

- **Přidírání na ucpávkách**

Přidírání na ucpávkách je vážná závada, která snižuje funkci těsnosti ucpávek, je důsledkem nesprávného provedení ucpávek, chybné montáže, nadměrné nevyváhy a nebo uvolnění hřídele v ložiskách. U kompresorů s požadavkem zamezení úniků média je to obzvláště nežádoucí závada.

- **částečné přidírání** má charakter periodického impulsního jevu, kdy ucpávky v momentě dotyku hřídele působí jako další ložisko a periodicky skokově zvyšují celkovou dynamickou tuhost soustavy. Jedním z důsledků je zvýšení frekvence 1. kritických otáček soustavy. Fáze i amplituda vibrací, zvláště při odečtu z měření absolutních vibrací má tendenci k nestabilitě.

Pokud se rotor otáčí rychlostí větší než je 2 násobek 1. vlastní frekvence příčné kmitání rotoru, tok ve frekvenčním spektru se projeví výrazná  $1/2X$  otáčková frekvence rotoru a jako u většiny nelinearit také řetězec jejích násobků (k přidírání dochází jednou za 2 otáčky). Pokud je rotor provozován nad 3 násobkem své 1. vlastní příčné frekvence, ve spektru se může objevit i  $1/3X$  a  $2/3X$  a jejich příslušné celočíselné násobky. Částečné přidírání se projeví i deformací orbity a tvorbou jeho

vnitřních smyček. Orbit filtrovaný na 0,5X je obvykle protiběžný. Dobrou indikací je i úplné spektrum signálu ze dvou ortogonálních snímačů výchylky hřídelových vibrací X-Y, kde se přidírání projevuje v záporné části spektra.

- **úplné kruhové přidírání** je další formou přidírání. Zvyšuje tuhost soustavy, zvyšuje frekvenci 1. kritických otáček. Oválný orbit je protiběžný a sleduje tvar ložiska. Ve frekvenčním spektru se kromě zvýšení harmonických násobků může projevit i tzv. suchý whirl se stabilní frekvencí cca 0,35-0,49 násobku otáček rotoru a na úplném spektru se toto buzení projevuje výrazně v záporné polovině spektra (protiběžná precese).

#### ➤ **Nestabilita rotoru v kluzných ložiskách**

Nestabilita rotoru nemusí vznikat pouze v kluzných ložiskách, často se projevuje na ucpávkách, Je to jev spojený se vznikem obvodového proudění oleje nebo stlačovaného média mezi statorom a rotorem a jeho nestabilitou v částech jako jsou radiální ložiska a ucpávky a prostor mezi konci lopatek a statorom. Vede k rozsáhlým poruchám ucpávek a rychlému poškození kompozice ložisky.

Existují dvě fáze nestabilit, **whirl** a **whip**, česky uváděné jako **víření a tlučení oleje**. V první fázi, víření - whirl, se vytvoří obvodové proudění, často způsobené malou excentricitou hřídele v ložisku a následně i malou tuhostí olejového filmu. Vytvoří tzv. olejový klín, který s rychlostí o něco nižší než je 0,5 X otáčková rychlost hřídele obíhá po obvodu ložiska. Výsledkem je přídavné buzení, které se ve spektru vibrací projeví na cca 0,35 - 0,49 násobku otáčkové frekvence, které se sleduje změnou otáček, což je možno sledovat na 3D spektrálních diagramech. Amplitudy, zvláště při použití relativního měření vibrací X-Y. mohou být i výrazně vyšší než na otáčkové frekvenci. Fáze je ustálená. Na obvykle kruhovém orbitu se cyklicky posouvá synchronizační značka, na úplném spektru z X-Y snímačů se frekvence whirlu projevuje v kladné (pravé) polovině.

Se zvyšováním otáček, pak po překročení prahu stability, vzniká samobuzená forma této závady, tzv. tlučení čili whip, kdy poruchová frekvence už nesleduje otáčky, ale s otáčkami se asymptoticky přibližuje 1X násobku otáčkové frekvence rotoru, jak je dobře patrné z 3D spektrálních diagramů. Jak při whipu tak i whirlu jsou fáze otáčkových složek vibrací i amplitudy celkových efektivních hodnot vibrací ustálené.

Detekce je snadná z X-Y relativních čidel a úplného 3D spektrálního diagramu rozběhu a doběhu stroje. **Pozor!** V případě absolutních vibrací měřených na skříni nebo krytu ložiska se ani výrazná poruchy tohoto typu nemusí projevit jako dominantní složka spektra.

#### ➤ **Příčná trhlina v rotoru**

Praskliny na rotorech axiálních a odstředivých kompresorů se mohou objevit jako důsledek konstrukčních, výrobních a materiálových vad již v ranném stádiu života stroje, dále jako důsledek dlouhodobého provozu za nepřijatelného radiálního zatížení rotoru, protiběžné precese rotoru, korozním narušením apod. Vzniklé havárie znamenají pro provozovatele vysoké náklady a proto je nezbytná včasná detekce tohoto typu závady.

Detekce je založena na měření hřídelových (relativních) vibrací a dvou hlavních příznacích. Prvním je změna fáze amplitudy 1X složky vibrací, často spojená se změnou tzv. kompenzačního vektoru „slow roll“, způsobena průhybem rotoru s asymetrickou příčnou trhlinou. Druhým je změna velikosti vektoru vibrací filtrovaných na 2X násobek otáčkové frekvence a její výrazný nárůst zvláště při přechodu kritik (pokles efektivního tlumení). V oblasti kritik pak vznikají na orbitech filtrovaných na 2X vnitřní smyčky. Nástroje, které jsou tedy k dispozici, je sledování slow roll vektoru a střední polohy středu hřídele (orbita) a především definování akceptační zóny pro vektory vibrací 1X a 2X.

➤ **Uvolnění základů, uvolnění ložiska, opotřebením a nadměrná vůle kluzného ložiska**

Typickou závadou kompresorů, čerpadel a dalších rotačních strojů je uvolnění mezi ložiskem, ložiskovým stojanem a základy. Obvykle se vibrodiagnostické příznaky projevují ve všech třech měřených směrech. Uvolnění stacionárních částí - typicky základů - způsobuje především nárůst na  $1X$  otáčkové frekvenci, dané nárůstem poddajnosti soustavy, který může být spojen i s výraznějším snížením frekvence rezonančních oblastí.

Pokud je uvolnění periodického charakteru,  $1X$  za otáčku, typické uvolnění ložiska, dochází rovněž ke snížení tuhosti soustavy. Podle pásma rychlosti otáček ve vztahu k rezonanci rotoru se pak vibrace takto buzené projeví zvýšením synchronní odezvy ( $1x$  otáčková frekvence ve frekvenčním spektru) nebo typickými zlomky  $1/2X$  a  $1/3X$ . Děj má nelineární charakter a proto rovněž vybudí vyšší harmonické uvedených frekvencí.

Rozlišení od přidírání rotoru poskytne například filtrovaný  $1/2X$  orbit (pokud se tato frekvence vybudí), který je v tomto případě souběžný s otáčením rotoru, u přidírání je protiběžný. Přidírání obvykle vybudí více harmonických.

Do podobné kategorie spadá případ velkých vůlí ložiska, které mohou vzniknout výrobou nebo opotřebením. Diagnostika je kromě výše uvedeného založena na sledování orbitu z relativních snímačů X-Y na ložisku, který částečně sleduje ložiskové vůle a dále na sledování statické statické polohy hřídele, která má tendenci k nestabilitě.

➤ **Turbulence a pompáž ve spektru vibrací**

Pompážní jevy na lopatkových strojích jsou příčinou rychlého poškození důležitých částí stroje a navazujících potrubních systémů. Lopatkové stroje, kompresory, čerpadla, turbíny, jsou konstruovány pro určité návrhové množství protékajícího a stlačovaného média. V těchto návrhových pracovních bodech by nemělo docházet ke vzniku pompážních stavů. S tím, jak se skutečný pracovní bod vzdaluje od návrhového stavu, dochází ke snížení rychlosti proudění do stroje čili tedy nedostatku plynu na sání kompresoru a ke vzniku odtržení proudění na lopatkách a následně k šíření tlaku zpět do sání (pumpování). Především u axiálních strojů předchází pompáži stádium rotujícího odtržení, kdy odtržení vzhledem k nerovnoměrnosti vstupního proudění po obvodu stroje vzniká nejprve na několika lopatkách. Vznikem protisměrného šíření tlaku je charakteristická hluboká pompáž.

Frekvenčně se pompáž projevuje v oblasti jednotek Hz a má i charakteristickou zvukovou odezvu. Pompáž má i určitou hysterezi danou tvarem charakteristiky za pompážní mezí, proto obvykle nelze stroj z pompáže dostat pouhým snížením otáček na původní úroveň, ale pouze jeho úplným odlehčením a novým najetím do zátěže. Pro zamezení pompážních stavů jsou kompresory běžně vybavovány antipompážní regulací, založené na řízeném přepouštění plynu z výtlaku zpět do sání.

Jak je patrné z již uvedeného, tak v diagnostice kompresorů, ale i dalších rotujících strojů je časté použití orbitální analýzy a měření fáze (kap. 3.4.5 a kap. 3.4.9), metody zviditelnění provozních tvarů kmitů (identifikace slabých míst, uvolnění apod.) - kap. 3.4.7, určení defektu valivého a kluzného ložiska (kap. 3.4.4 a kap. 4.5), které jsou zpracovány do samostatných kapitol, neboť jejich použití je daleko širší než pouze pro diagnostiku kompresorů. Z tohoto pohledu nám tedy zbývá zmínka na téma:

## ➤ **Rozběhové a doběhové charakteristiky**

Nejčastěji používané rozběhové a doběhové charakteristiky rotujících strojů je polární (Nyquistův) diagram, Bodova křivka a 3D - diagramy frekvenčních spekter. Polární diagram a Bodova křivka jsou v podstatě křivky odezvy systému na buzení odstředivou silou nevyváhy rotoru při změně otáček a vynášejí fázi a amplitudu vibrací, čili vektor vibrací, versus rychlost otáček. Vibrace jsou obvykle filtrovány na 1X otáčkové rychlosti.

Bodova křivka zobrazuje v kartézských souřadnicích fázi a amplitudu vibrací v závislosti na rychlosti otáček stroje. Je vhodná především pro určení rezonančních oblastí a stanovení činitele jakosti soustavy (Q-faktor). Polární (Nyquistův) diagram zobrazuje v kartézských souřadnicích reálnou a imaginární část signálu vibrací a tedy je zároveň polárním grafem amplitudy a fáze vektoru vibrací. Lze použít pro vyvažování rotoru, identifikaci rezonanční oblasti (vnitřní smyčky), stanovení Q - faktoru.

Měření Q - faktoru se v tomto případě musí provádět měřením relativních vibrací na hřídeli. Pak platí, že  $Q = A_{\omega_{RES}} / A_{\omega_{HI}}$ , kde  $A_{\omega_{RES}}$  je amplituda vibrací při rezonanci a  $A_{\omega_{HI}}$  je amplituda vibrací při rychlosti vysoko za rezonancí. Z polárního diagramu rozběhu / doběhu stroje lze též určit směr působící síly nevyváhy (heavy spot).

Během startu a odstavení je důležité sledovat frekvenci a amplitudy rezonančních oblastí, ideálně je při přechodu 1. kritických otáček očekávána změna fáze v radiálních směrech o 180°, způsobená tím, že se rozhodující silou stávají dynamické síly setrvačnosti. Významné jsou rovněž 3-D spektrální diagramy, které ukazují zdroje vibrací při jednotlivých operacích startu čerpadla nebo kompresoru a jejich provozní zatěžování.

## ➤ **Statická poloha hřídele, kompenzační vektor**

Významnou roli hraje v případě relativního měření hřídelových vibrací na kompresorech, čerpadlech a turbínách snímači vířivých proudů sledování statické polohy hřídele. Je to v podstatě statická složka relativních vibrací (offset, střední hodnota mezery mezi snímačem sondou), která v případě měření pomocí ortogonálních snímačů X-Y a zobrazení v kartézských souřadnicích umožňuje stanovit střední polohu hřídele vůči vůlím ložiska. Standardně se statická poloha středu hřídele trenduje v čase při ustálení provozu. Významná jsou rovněž data z každého startu, kde je dobře patrné jak se hřídel ze své klidové polohy zvedá na olejovém filmu nahoru ve smyslu otáčení hřídele. Klidová poloha, směr pohybu střední polohy středu hřídele při startu a změny jeho polohy jsou příznaky pro diagnostiku závad radiálních kluzných ložisek pomocí statické polohy hřídele. Detekovat lze závady typu nesouososti, opotřebení nebo zvětšených vůlí ložiska. Použití existuje rovněž pro axiální posuv a axiální vibrace.

Kompenzační vektor, nebo také v některých materiálech slow roll vektor je vektor vibrací obvykle filtrovaný na 1X otáčkové frekvence, který se v případě měření relativními snímači vibrací zaznamená při otáčkách cca 100 - 200 min<sup>-1</sup>, kdy ještě nejsou dominantní dynamické síly působící na rotor a který se následně odečítá, aby se redukoval vliv statického průhybu rotoru, jeho ovality a drsnosti povrchu. Změny slow roll vektoru mohou indikovat, jak už bylo uvedeno nárůst průhybu rotoru způsobený vznikem trhliny.

Jak statická poloha hřídele, tak i kompenzační vektor mají svoji vazbu na orbitální analýzu, kdy při znalosti statické polohy hřídele, skutečných ložiskových vůlí a kompenzovaného orbitu si můžeme udělat představu o reálném pohybu hřídele v ložisku.

## 4.7. Elektromotory

Elektromotory jsou v současné době nejpoužívanějším zdrojem, který mění elektrickou energii na mechanickou, jsou zdrojem točivého momentu. Z hlediska výrobních nákladů patří k nejlevnějším a z hlediska provozních nákladů tj. nákladů na elektrickou energii, její přenos, ekologii, provozní spolehlivost a cenu oprav patří opět k nejefektivnějším.

Z hlediska druhu elektrické energie dělí se elektromotory na stejnosměrné a střídavé:

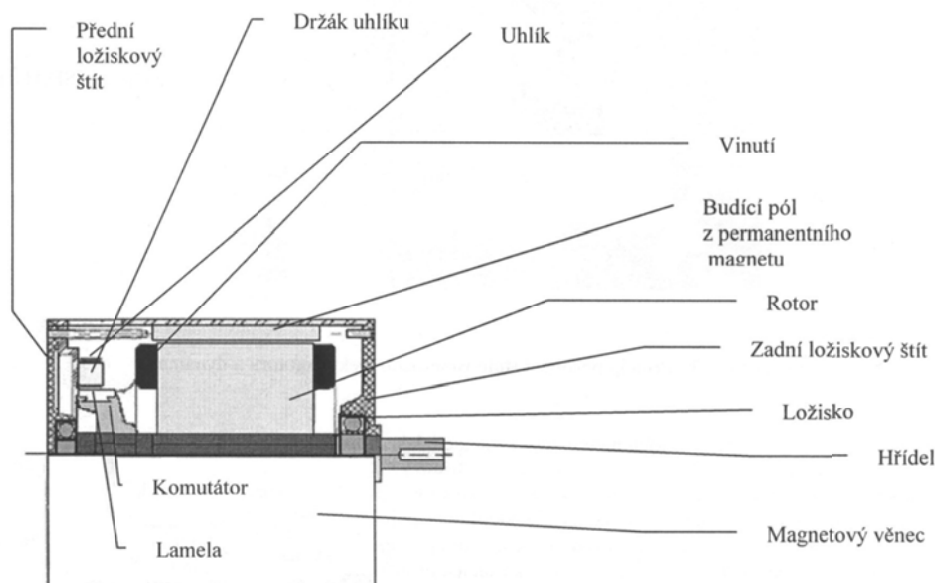
- **Stejnospměrné elektromotory se dělí na elektromotory s cizím buzením, derivační elektromotory, sériové elektromotory a elektromotory kompaundní (smíšené).**
- **Střídavé elektromotory se dělí na synchronní a asynchronní elektromotory, které se dále dělí na elektromotory s kotvou nakrátko a s kotvou kroužkovou**
- **Vzhledem k již uvedené rozšířené a také k tomu, že ne všichni studující těchto skript mají za sebou studium odpovídajícího předmětu, uvedeme z pedagogických důvodů a ucelenosti předkládaných skript základní nutný přehledový souhrn, z kterého by měly být zřejmé příklady konstrukce jednotlivých druhů elektromotorů.**

### □ Stejnospměrné elektromotory

#### ➤ Popis a působení stejnosměrného stroje

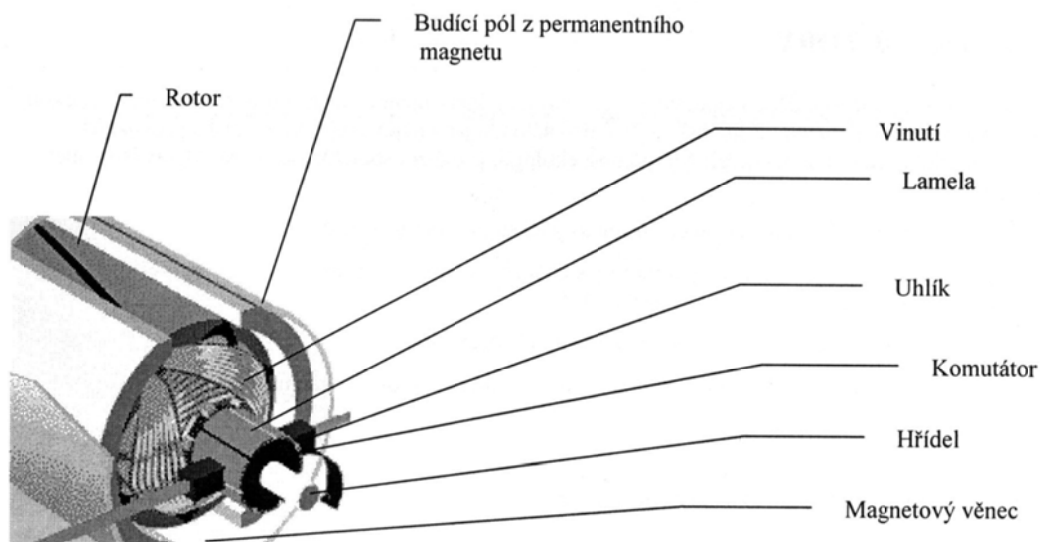
Každý stejnosměrný stroj může pracovat jako motor i jako generátor (dynamo). Stator tvoří magnetové těleso (obr. 55). Malé stroje mají zpravidla magnetový věnec (kostru - jho) z lité oceli a k němu jsou dole přivařeny patky. Střední a velké stroje mají obvykle hlavní konstrukční části z ocelového plechu a profilů. K magnetovému věnci jsou přišroubovány póly s budicími cívkami.

Kotva (rotor) je složena z dynamových plechů a na obvodu v drážkách je uloženo vinutí (obr. 56). Cívky jsou připojeny k lamelám komutátoru. Mezi lamelami jsou izolační vložky. Na komutátoru je obvykle tolik řad kartáčů, kolik má stroj pólů. Všechny kartáče souhlasné polarity jsou mezi sebou spojeny. Teplo vzniklé ve vodičích a komutátoru je odváděno proudem chladicího vzduchu.

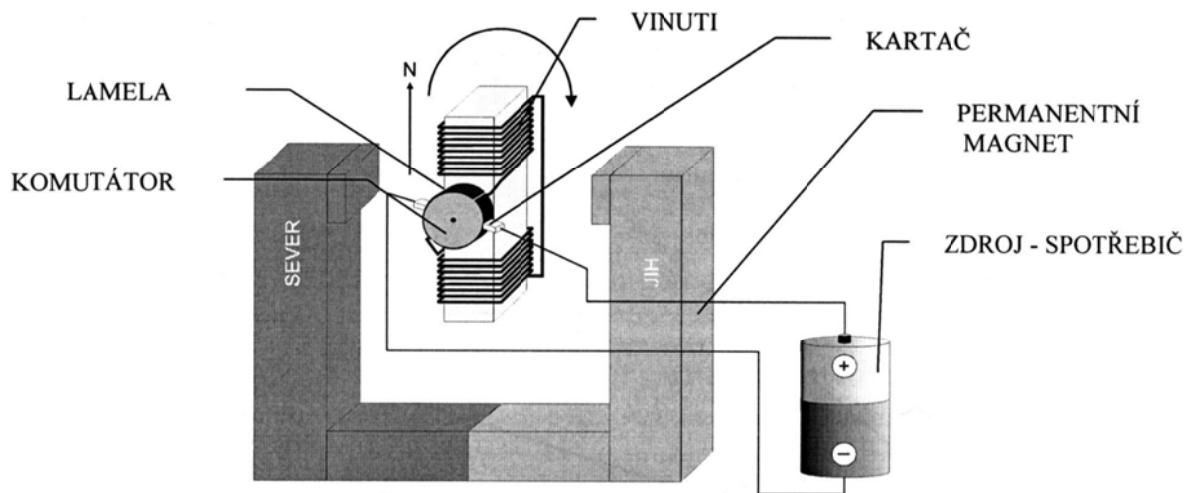


Obr. 55 Řez stejnosměrným přírubovým elektromotorem s permanentními budicími póly





Obr. 56 Pohled na otevřený stejnosměrný elektromotor



Obr. 57 Princip působení stejnosměrného elektromotoru a dynama

Otáčí-li se cívka (obr. 57) mechanickým momentem v magnetickém poli, indukuje se v něm střídavě napětí. Uzavřeným obvodem přes kroužky a kartáče by protékal i střídavý proud. Konce cívky jsou však připojeny ke dvěma půlkruhovým lamelám (komutátoru), které se současně otáčejí s cívkou a přicházejí střídavě pod + a - kartáč. Při otáčení je pod - kartáčem vždy lamela, ke které je připojena strana cívky nalézající se v oblasti severního pólu. Zároveň je pod + kartáčem vždy lamela, k níž je připojena strana cívky, která je v oblasti jižního pólu. Polarita na kartáčích se tedy nemění, napětí na kartáčích je stále stejného směru a vnějším obvodem prochází stejnosměrný. Jsou-li strany cívky mezi póly, napětí se v nich neindukuje.

#### ➤ Hlavní druhy stejnosměrných strojů

Různou kombinací buzení lze dosáhnout takových vlastností stejnosměrného stroje, jaké nemá žádný jiný druh elektrického stroje. U motorů je to hospodárná plynulá regulace rychlosti a velká tažná síla při malých rychlostech. Pro tyto vlastnosti se stejnosměrných motorů používá zvláště pro pohony válcovacích stolic, těžních strojů, velkých obráběcích strojů, rypadel apod.

Podle buzení rozeznáváme:

- Stroje s cizím buzením. Budicí vinutí hlavních pólů je připojeno na samostatný zdroj stejnosměrného napětí, (baterií, budič nebo usměrňovač).
- Další stroje mají vlastní buzení:
  - Stroje derivační. Budicí vinutí je připojeno paralelně čili v derivaci s kotvou. Při stálém napětí na svorkách je stálé buzení.
  - Stroje sériové. Budicí vinutí je zapojeno do série s kotvou. Budicí proud je též jako proud v kotvě a buzení je úměrné zatížení stroje.
  - Stroje kompaundní. Mají budicí vinutí derivační i sériové.Vlastnostmi se blíží vlastnostem stroje derivačního nebo sériového podle toho, které budicí vinutí převládá.

Uvedené stroje se projevují různými vlastnostmi. U dynamu se sleduje závislost napětí na budicím proudu a změna napětí při zatížení. U motoru je důležitá závislost točivého momentu a rychlosti otáčení na zatížení.

#### □ **Asynchronní indukční stroje**

##### ➤ **Význam a použití asynchronních strojů**

Pro svou konstrukční jednoduchost a provozní spolehlivost je trojfázový elektromotor nejužívanějším elektrickým motorem. Motor se snadno obsluhuje, jeho rychlost otáčení se při proměnlivém zatížení téměř nemění a vyhovuje tedy v případech, kdy se nevyžaduje regulace rychlosti. Při použití frekvenčních měničů lze velmi přesně regulovat otáčky asynchronního elektromotoru v celém rozsahu otáček.

Statorové kostry jsou litinové nebo svařované. Plechy statoru malých motorů drží v kostře pouze třením, u větších motorů se klínují.

Trojfázové vinutí z izolovaných vodičů je uloženo v drážkách na vnitřním obvodu statorových plechů. Plechy jsou 0,5 mm tlusté a izolované vhodným izolačním lakem. Vzduchová mezera mezi státorem a rotorem je co nejmenší s ohledem na ztráty a účinnost elektromotoru.

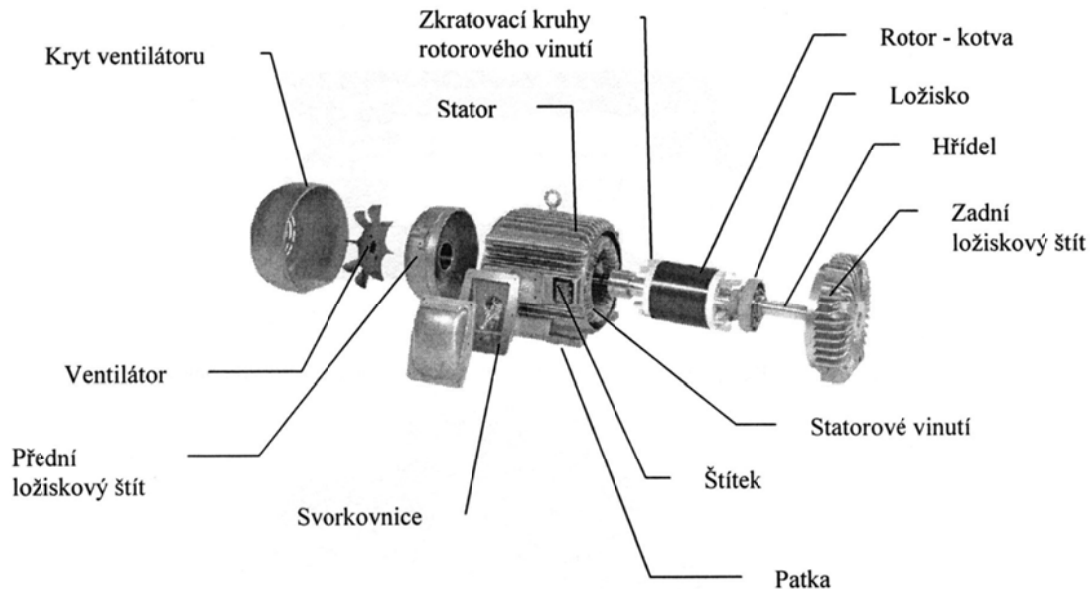
Rotorové plechy malých motorů se nasazují přímo na hřídel, který je buď vroubkován, nebo má drážku pro pérový klín. U větších průměrů se plechy nasazují na lité nebo svařované hvězdice, které jsou naklínované na hřídeli. Motory s kotvou nakrátko mají drážky rotoru vyplněné tyčemi. Po obou stranách rotoru jsou tyče spojeny kruhy. Tyče a kruhy tvoří klec. Dnes se často používá lité hliníkové klece. Tyče, kruhy i větrací lopatky na kruzích jsou odlity najednou.

Velké motory a motory, jejichž rychlost otáčení se má regulovat odporem v obvodu rotoru, mají na rotoru místo klece trojfázové vinutí podobné jako na statoru. Vinutí rotoru je připojeno ke třem kroužkům. Na kroužky dosedají bronzou-uhlíkové kartáče (uhlíky) a na ně se připojuje spouštěč nebo odporník k regulaci rychlosti. Při spouštění se postupně vyřazují odporové stupně spouštěče tak dlouho, až je při normální rychlosti celý vyřazen a vinutí je spojeno nakrátko. Kroužkové motory mívají odklápěč kartáčů. Po rozběhu se kroužky spojí nakrátko a kartáče odklopí.

Hřídel se otáčí v kuličkových nebo válečkových ložiskách, zasazených v ložiskových štítech. Zadní štít je na straně řemenice, druhý je štít přední.

Konce fází statorového vinutí jsou vyvedeny ke svorkám svorkovnice, která je umístěna na levé straně kostry při pohledu zředu. Statorové vinutí můžeme spojit do hvězdy nebo do trojúhelníku.

Indukční motory mívají výkony od několika wattů až do několika tisíc kilowattů. Výkony normálních motorů platí pro nadmořskou výšku do 1 000 m a pro teploty okolí do 40 °C. Při vyšší teplotě okolí je třeba výkon motoru zmenšit. Pro vyšší polohy nad 1 000 m zmenší se výkon na každých 100 m nebo započatých 100 m o 1 %. Výkon motoru je třeba volit tak, aby motor pracoval pokud možno plně zatížen.



Obr. 58 Rozložený asynchronní patkový elektromotor s kotvou nakrátko

### ➤ Působení asynchronního indukčního motoru

Statorové vinutí napájené trojfázovým proudem budí točivé magnetické pole. Točivý moment vzniká pak působením točivého magnetického pole na proud indukovaný v rotoru.

Rotor se otáčí ve směru točivého pole. Energie se přenáší ze statoru do rotoru pouze indukcí (vzduchovou mezerou), a proto se tyto motory nazývají indukčními. Aby se proud indukoval ve vinutí rotoru, musí točivé pole stále protínat vinutí rotoru a rotor se musí točit pomaleji než točivé pole.

U stroje dvoupólového se magnetické pole otočí za jeden kmit střídavého proudu o dvě pólové rozteče, tedy o jednu otáčku. Při kmitočtu  $f_1$  má magnetické pole  $f_1$  otáček za vteřinu a  $60f_1$  otáček za minutu. U stroje čtyřpólového odpovídá jednomu kmitu pootočení magnetického pole o půl otáčky, tedy  $60 \frac{f_1}{2}$  otáčkám za minutu. U stroje s počtem pólů  $2p$  se pole otáčí rychlostí

$$n_s = \frac{60f_1}{p}$$

kde  $n_s$  je tzv. synchronní rychlost otáčení.

Při kmitočtu  $f_1 = 50$  Hz bude synchronní rychlost otáčení  $n_s = 3\,000/p$ .

Rozdíl mezi rychlostí točivého magnetického pole  $n_s$  a rychlostí otáčení rotoru  $n$  je tzv. skluzová rychlost otáčení. Poměr skluzové rychlosti k rychlosti synchronní je skluz  $s$  a vyjadřujeme jej obvykle v procentech

$$s = \frac{n_s - n}{n_s} 100 \quad [\%]$$

Rotor má skluz a otáčí se asynchronně, proto motory indukční se v praxi často nazývají též asynchronní.

Skluz bývá u malých motorů až 10 %, u největších motorů i pod 1 %. V rotoru se indukují napětí o kmitočtu  $f_2$ , který odpovídá skluzové rychlosti

$$f_2 = \frac{p}{60} (n_s - n)$$

Dosadíme-li za rozdíl rychlostí magnetického pole a rotoru  $n_s s$ , dostaneme

$$f_2 = \frac{p}{60} n_s s = s f_1$$

Při rychlosti  $n=0$  je skluz  $s = 1$  a  $f_2 = f_1$ . Při synchronní rychlosti rotoru by byl skluz  $s = 0$  a také  $f_2 = 0$ . Statorový kmitočet  $f_1$  je stálý, kdežto rotorový kmitočet  $f_2$  s rychlostí otáčení klesá podle přímky.

#### ➤ **Motor s kotvou kroužkovou**

Nemá-li při spouštění motoru proudový náraz překročit dovolenou hodnotu nebo je-li zatěžovací moment. při spouštění velký, používáme indukčních motorů s kroužkovou kotvou. Tyto motory spouštíme rotorovým spouštěčem, kterým se zvětšuje odpor rotorového obvodu, takže zabírají i s největším momentem při vhodném záběrném proudu.

Trojfázové vinutí rotoru spojené do hvězdy nebo do trojúhelníku je vyvedeno ke třem kroužkům, které jsou izolované nasazeny na hřídeli. Na kroužky dosedají kartáče, z kterých se odvádí proud do trojfázového spouštěče. Jsou to tři sady stejných odporů, jež se trojramennou pákou opatřenou kartáči spojují do uzlu.

Menší kroužkové motory se vyrábějí bez odklápěče kartáčů. Tyto motory mají o něco menší účinnost a větší skluz než motory s odklápěčem. Větší motory mívají odklápět kartáčů, jímž se po dokončení rozběhu kroužky spojují nakrátko. Tak se vyloučí přechodové odpory na kartáčích a odpory přívodů ke spouštěči. Pak se kartáče nadzvednou, aby se zbytečně neopotřebovávaly.

V poslední době pro start asynchronních elektromotorů jsou používány tyristorové spouštěče tzv. softstartéry. Tyto elektronické spouštěče pracují bezztrátově.

#### □ **Synchronní stroje**

Synchronní stroje dělíme na synchronní generátory, tzv. alternátory, které slouží pro výrobu střídavé elektrické energie, synchronní motory a synchronní kompenzátory, kterých používáme pro zlepšování účinnosti v sítích. Elektrickou energii získáváme dnes výhradně přeměnou mechanické energie v trojfázových alternátorech poháněných turbínami v parních, vodních a atomových elektrárnách.

#### ➤ **Popis a působení trojfázového synchronního stroje**

Stator je v podstatě stejný jako stator trojfázového indukčního stroje stejného výkonu a stejného počtu pólů.

Na rotoru synchronního stroje jsou magnety buzené stejnosměrným proudem. Rotor je buď válcový (hladký- dvoupólový a čtyřpólový), nebo s vyniklými (vyjádřenými) póly (mnohopólový).

Těleso válcového rotoru je výkovek z chromniklové, chrommolybdenové nebo uhlíkaté oceli. Budicí vinutí je uloženo do drážek vyfrézovaných nebo vyhoblovaných na obvodě. Drážky jsou uzavřeny nemagnetickými klíny. Vinutí vně drážek je drženo nemagnetickými bandážovými obručemi. Zavedením proudu se vytvoří z rotoru magnet.

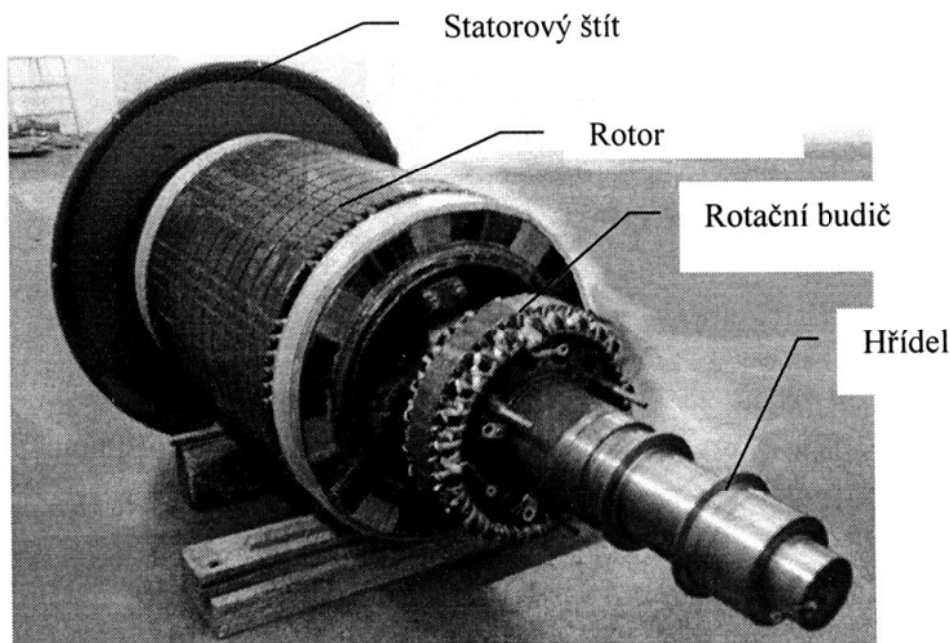
Rotor s vyniklými póly tvoří magnetové kolo. Budicí cívky jsou nasazeny na magnetové póly obdélníkového průřezu. Pólové nástavce jsou přišroubovány na póly. Budicí cívky jsou obvykle zapojeny za sebou a budicí proud se k nim přivádí z budiče přes kartáče na dva kroužky, ke kterým jsou připojeny konce budicího vinutí. Budič je obvykle samostatné derivační dynamo přímo spojené s hřídelí synchronního stroje. V poslední době se s výhodou používá u synchronních strojů buzení ze statických (polovodičových) usměrňovačů.

Otáčením rotoru se indukuje ve vinutí statoru střídavé napětí o 6,3 až 22 kV i vyšší. Rychlost otáčení alternátoru je dána vztahem

$$n_s = \frac{60f}{p}$$

kde  $f$  je kmitočet,  
 $p$  počet pólových dvojic.

Má-li kmitočet střídavého proudu být stálý, musí být i rychlost otáčení alternátoru stálá a synchronní s kmitočtem podle hořejšího vztahu. Proto se tyto stroje nazývají synchronní.



Obr. 59 Hladký rotor synchronního generátoru s rotačním budičem - Rebel

### □ **Vibrace elektromotorů**

Zdrojem energie je tedy elektrický proud, který je měněn elektrickými motory na pohybovou energii. Nejvíce používanými motory jsou asynchronní elektromotory. Provoz elektrických motorů je doprovázen různými nežádoucími parazitními jevy. K základním patří chvění, resp. vibrace, které vznikají v zásadě jako:

- vibrace mechanického původu,
- vibrace elektromagnetického původu,
- vibrace ventilačního původu,

Celkové vibrace elektrického stroje jsou tvořeny celkovým účinkem všech tří uvedených základních složek.

Ze stručně vedeného by mělo být zřejmé, že v jiném vyjádření lze uvést, že v točivém elektrickém stroji se mohou vyskytovat závady a poruchy v:

- elektrických obvodech, tj. ve vinutích statoru nebo rotoru,
- magnetickém obvodu statoru a rotoru,
- mechanických částech, tj. hřídeli, ložiskách, kostře atd.

Pokud vyloučíme úplné poruchy, tj. takové, které způsobí havárii stroje a nemožnost jeho dalšího provozu (zkrat ve vinutí nebo jeho porušení, zlomení hřídele, totální zadření ložisek, apod.), pak zjišťujeme diagnostickými metodami závady nebo postupné poruchy.

V elektrických obvodech to může být snížení izolačního stavu vinutí, zvýšení přechodových odporů, porucha vinutí rotoru u asynchronních, zvláště klecových motorů, závitový zkrat, nedovolené oteplení vinutí atd.

V magnetickém obvodu to může být mechanické uvolnění paketu nebo jeho jednotlivých plechů, zkrat mezi jednotlivými plechy paketu atd. Poškození mechanických částí, které nebude znamenat odstavení motoru z provozu, je např. opotřebení nebo velké průhyby hřídele, vysoká teplota a hluk ložisek, poškození patky, excentrická vzduchová mezera apod.

Projevem všech uvedených potíží mohou být např. zvýšené vibrace, zvýšený hluk různých částí stroje, velké oteplení aktivních nebo pasivních částí motoru, nedostatečný moment stroje při jinak jmenovitých hodnotách, deformace sinusových průběhů napájecího proudu motoru a některé další. Pro diagnostiku je důležité, že všechny tyto projevy lze zachytit, změřit a analyzovat ze běžného chodu motoru.

Je určitě logické, že cílem této kapitoly není opětovně objevovat už objevené, nebudeme se tedy vracet k tomu, co bylo uvedeno k nevyváze a nesouososti (kap. 3.5 a kap. 4.1; 4.2), k diagnostice závad valivých ložisek (kap. 3.4.4; 4.5), ohnutému hřídeli (kap. 4.3) apod., eventuálně ještě bude uvedeno v kap. 5, nýbrž uvedeme poznámky k diagnostice závad elektromotoru, které prozatím nebyly uvedeny. Lze také říci, že příčiny vibrací, jež mají mechanický původ, byly některé uvedeny, takže se soustředíme na ještě neuvedené a na příčiny vibrací, jež mají řečeno zjednodušeně, původ elektrický.

### ➤ **Přerušené rotorové tyče**

Rotorové vinutí asynchronního motoru může být buď připojeno ke kroužkům, anebo trvale spojeno nakrátko, tj. vinutí složené z tyčí uložených v drážkách a spojených na obou stranách čelními kruhy nakrátko - klecové vinutí. Každá rotorová fáze je tvořena jednou tyčí. V tyčích se indukují napětí, které vyvolává v kleci proudy, jež vytváří symetrický vícefázový systém. Jednotlivé tyče nebo i části kruhu mohou mít z různých důvodů (výrobních, technologických, provozních) různé elektrické odpory.

Krajním případem je pak přerušeni jedné nebo několika tyčí, nebo i kruhu. Takováto nesymetrie vinutí způsobí zhoršení provozních vlastností motoru. Jde zejména o zvýšení oteplení nepoškozené části vinutí, vznik parazitních momentů apod.

Uvedená nesymetrie se pak projeví deformací magnetického pole ve vzduchové mezeře a tím se změní i elektrické a magnetické veličiny. Ve statorovém proudu se objeví frekvence.

$$f_3 = f_1 (1 - 2s)$$

kde

$f_1$  je frekvence napětí napájecí sítě

$s$  je skluz stanovený  $\frac{n_s - n}{n_s}$

$n_s$  jsou synchronní otáčky  $n_s = \frac{60f_1}{p}$

$p$  je počet pólových dvojic motoru

$n$  jsou provozní otáčky motoru

Proud frekvenci  $f_3$  pak je nasuperponován na statorový proud  $I_1$  (o  $f_1$ ). Čím větší bude rotorová nesymetrie, tedy čím více bude přerušovaných rotorových tyčí, tím větší bude složka proudu o frekvenci  $f_3$ . Tuto složku proudu pak zjistíme harmonickou analýzou statorového proudu při konstantním a hlavně téměř jmenovitém zatížení. Tato složka bude tvořit postranní pásma kolem základní frekvence  $f_1$ . Bude-li rozdíl velikosti této složky oproti základní frekvenci menší než 40 dB, bude to znamenat, že rotorové tyče jsou porušeny.

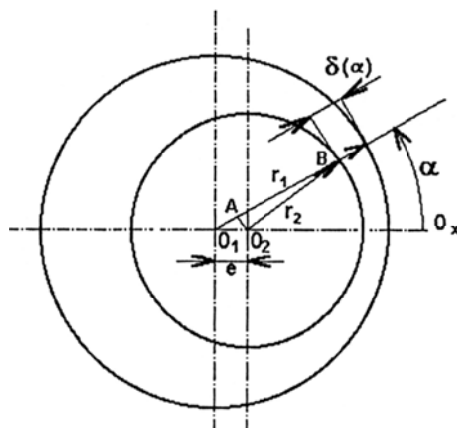
### ➤ Statická a dynamická excentricita

Skutečná vzduchová mezera není u asynchronního stroje konstantní. Odchytky od ideální mezery jsou zapříčiněny:

- Rozložením vinutí do závitů a cívek a jeho uložení do drážek, magnetické napětí pro vzduchovou mezeru je konstantní, ale umístění vinutí do drážek bude magnetické pole ve vzduchové mezeře stupňovité.
- Otevřením drážky, která způsobuje kolísání indukce ve vzduchové mezeře.
- Excentricitou rotoru, tak vzniknou harmonické, vztažené na celkový obvod.
- Vlivem nelinearity magnetické křivky  $B(H)_1$  ( $\mu_{Fe}$  není nekonečno).
- Špatným spojením stroje s poháněným zařízením (výškové či stranové vyosení apod. (viz kap. 4.2.).
- Deformací vzduchové mezery, která může nastat radiálními silami mezi rotorem a státorem; u asynchronních motorů, kde je malá vzduchová mezera během rozběhu stroje.
- Oválností rotoru a statoru, resp. špatná výroba.

Výpočet excentricity pak vychází ze znázornění na obr. 60. Vzdálenost AB pokládejme za  $r_2$ , neboť rozdíl ve vzdálenosti os rotoru a statoru je proti poloměru rotoru malý. Pak excentricita rotoru je dána

$$\delta(\alpha) = r_1 - e \cdot \cos \alpha - r_2$$



Obr. 60 Statická a dynamická excentricita

Kde  $\alpha$  je úhel po obvodu vzduchové mezery a (obvodový úhel měřený od osy  $O_x$ ) (magnetomotorické napětí  $F_m$ , magnetický tok  $\Phi_m$ , magnetický odpor  $R_m$ , případně magnetická vodivost  $\lambda$ )

Vzájemný vztah mezi veličinami udává Hopkinsonův zákon, který je analogií Ohmova zákona:

$$\phi_m = \frac{F_m}{R_m} = F_m \cdot \lambda, \quad \text{kde } R_m = \frac{1}{\mu \cdot S}$$

Při statické excentricitě se šířka vzduchové mezery nemění v prostoru a není závislá na čase. Při dynamické excentricitě jsou poměry složitější o to, že šířka vzduchové mezery není pouze funkcí polohy, ale zároveň funkcí času, neboť proměnná vzduchová mezera se otáčí rychlostí danou otáčkami rotoru. Je určitě zřejmé, že excentricita způsobuje nevyváhu se všemi důsledky.

#### ► Ustavení motoru

Dostí častou mechanickou závadou je nesprávné ustavení motoru vzhledem k poháněnému zařízení (nesouosost). Nesouosost vyvolává ve spojení motoru s poháněným zařízením deformační a třecí síly, které mohou deformovat ložiskový uzel i samotný rotor, takže otázkou u elektromotorů zůstává projev nejen na vlastním elektromotoru včetně projevu proudu, neboť problematika mechanických projevů byla obsahem již uvedených kapitol. V takovémto případě bývá při analýze statorového proudu zřetelně vyjádřeno postranní pásmo, tzv. otáčkové frekvence, tzn., že ve spektru statorového proudu bude vyjádřena frekvence vzdálená od  $f_1 \pm n/60$ .

Pro otáčkové frekvence ( $f_i$ ) vyskytující se v měřeném spektru do 650 Hz lze odvodit následující vztah:

$$f_i = \frac{n}{60} + s \cdot f_1 + i \cdot \frac{n}{60}$$



$$i = 0, 1, 2, \dots, \frac{f_1 - \frac{n}{60}}{\frac{n_s}{60}}$$

kde

$n$  jmenovité otáčky elektromotoru

$f_1$  frekvence sítě

$n_s$  synchronní rychlost

Pro příklad potvrzení uvedeného vztahu se postranní pásma osmipólového asynchronního motoru musí opakovat 3x. Při malých zatíženích motoru můžeme toto postranní pásmo snadno zaměnit za frekvenční pásmo dané synchronními otáčkami točivého magnetického pole statoru tj.

$$f_s = \frac{n_s p}{60} = \frac{60 f_1}{60 p} = \frac{f_1}{p}$$

kde  $f_1$  je frekvence napájecího napětí statoru. Samostatnou kapitolou je spojení elektromotorů s převodem. U převodových asynchronních motorů se ve spektru mohou vyskytovat frekvence odpovídající výstupním otáčkám. Motory se zubovými spojkami mohou mít silně vyjádřenou frekvenci rovnající se součinu počtu zubů ve spojce a otáčkové frekvence. Dalšími mechanickými závadami mohou být nevyváženost rotoru a uvolnění rotorového svazku na hřídeli nebo na rotorové hvězdici. Tyto závady pak mohou vedle vibrací zapříčínovat změny vzduchové mezery stroje.

### ➤ Ložiska elektromotoru

U elektromotorů se používají valivá ložiska (kuličková, válečková) a u větších motorů pak ložiska kluzná. Poškození ložisek může být zapříčiněno buď mechanickými rázy, nedostatečným mazáním, přetížením anebo elektrickými příčinami, tj. průchodem ložiskových proudů. Tyto závady nejlépe se objeví v oblasti vysokých kmitočtů (nad 10 kHz), to znamená, že jsme u kapitol 3.4.4, 4.5 a 5.3, takže nám zůstává stručně objasnit pouze termín, který lze formulovat jako následující otázku „Ložiskové proudy a jejich důsledky?“

### ❑ Vznik ložiskových proudů

Vznik ložiskových proudů je podmíněn vznikem ložiskových či hřídelových napětí, které pak při vodivém spojení mezi čepy hřídele a ložisky protlačuje přes ložiska proud.

Uvedený stav může nastat:

- při poruše izolačního systému stroje (svodové proudy),
- v důsledku nesymetrií elektromagnetického obvodu stroje, a to buď unipolární indukci nebo střídavým magnetickým tokem (vyrovnávací proudy),
- z některých dalších příčin (kapacita prvků rotorového obvodu u strojů napájených ze statických měničů apod.).

### ❑ Účinky ložiskových proudů

Při průchodu proudu přes ložiska dochází k narušování povrchu čepu hřídele, valivých tělísek i kompozice ložiska. Kluzné povrchy se zdrsnují, rýhují, případně dochází k tvoření kráterků. Takto jsou znehodnocovány nejen kluzné povrchy, ale také mazací olej, v němž se

může objevit značné množství nezadiratelných i zadiratelných nečistot. Protože ložiska pracují vždy s olejovým filmem, musí v případě průchodu ložiskového proudu dojít k průrazu tohoto filmu. To znamená, že je potřeba jistá velikost napětí, aby k tomuto průrazu došlo. To se týká jak ložisek kluzných, tak i ložisek valivých, u nichž dojde k proražení vrstvičky maziva mezi valivým tělískem a kroužkem.

#### □ **Zamezení průchodu ložiskových proudů**

Aby bylo spolehlivě zabráněno průchodu ložiskových proud, musí být odizolováno alespoň jedno ložisko na přední straně (tzn. tam, kde není spojka). To se provede u velkých strojů podložním ložiskového stojanu izolačním materiálem. Odizolování ložiska však musí být naprosto dokonalé, tj. je nutno odizolovat i případná olejová potrubí, měřící přístroje, neuzemňovat stojany apod. Pro zabránění průchodu proudu vyvolaného rotorovými kapacitami je nutno odizolovat všechna ložiska. Zde je pak nutné vodivé spojení hřídele se zemí. U strojů malých a středních výkonů lze provést izolaci ložiska buď ve štítu stroje, nebo na ložisku.

Další komplikovanější způsoby zamezení ložiskových proudů (tlumící vinutí kolem jha statoru, kompenzační obvody), nejsou prakticky používány. Při dokonalé izolaci ložisek lze mezi hřídelem a základovou deskou změřit hřídelové napětí  $U_{HZ}$ .

#### ➤ **Analýza statorového proudu při rozběhu asynchronního elektromotoru**

Zde je nutno navázat na již uvedenou problematiku „Přerušené rotorové tyče“ v případě tzv. klecového vinutí, které se projeví deformací magnetického pole ve vzduchové mezeře, čímž se mění elektrické a magnetické veličiny, tak jak už bylo uvedeno v odpovědi na danou otázku.

Danou závadu lze diagnostikovat také při rozběhu elektromotoru a odfiltrováním frekvencí vyšších než cca 10Hz. Jestliže existuje rotorová nesymetrie, pak se na statorovém proudu objeví již zmíněná složka  $f_3$  ( $f_3 = f_1 (1 - 2s)$ ), během rozběhu se tedy před danou otáčkovou frekvencí objeví dvakrát ( $u = 0,4 u_0$ ;  $u = 0,6u$ ; neboť při  $u = 0,5$   $u$  je nulová). Pokud rotorová nesymetrie neexistuje, tak danou složku nenaměříme a pro věrohodné vyhodnocení je nutné, aby rozběh trval minimálně 2S. u dvojitých klecí lze danou závadu objevit pouze v rozběhové kleci.

#### ➤ **Frekvenční analýza statorového proudu**

Řadu poruch jak elektrických (vady rotorových vinutí, nesymetrie rotorového obvodu apod.), tak i mechanických (excentricita vzduchové mezery, vadné ustavení) je možno odhalit při frekvenční analýze statorového proudu. Výhoda této metody je v tom, že se užívá za běžného provozního stavu agregátu. Je to tedy metoda bezdemontážní a veličinu schopnou výpovědi o stavu funkčních vlastností není nutno generovat vnějším zařízením. Měření je vhodné provádět při zatížení motoru blízkému zatížení jmenovitému.

Při vlastním měření je snímán proud jedné fáze např. klešťovým ampérmetrem nebo čidlem na principu Hallova jevu. Při měření klešťovým ampérmetrem se do jeho obvodu zařadí malý odpor (řádově ohmy) a z něj se snímá úbytek napětí, který se přivede buď na frekvenční analyzátor, případně do počítače s vhodně upravenými vstupy. U motorů na vysoké napětí se proud měří v sekundárním obvodu proudového měniče. Ve všech případech je nutno se přesvědčit, zda určité čidlo proudu či měřící transformátor u motorů VN průběh proudu nezkrslují, či nejsou přesyceny. Délku záznamu proudu je nutno přizpůsobit rozsahu frekvenční analýzy, přičemž je nutno dbát, aby zatížení motoru nekolísalo. Průběh proudu je

možno zaznamenat rovněž na magnetofon nebo do počítače a frekvenční analýzu provést až v laboratoři.

Na pořízeném záznamu se provede frekvenční analýza, která se vynese jako graf velikosti jednotlivých frekvenčních složek proudu (v dB, ampérech nebo procentech první harmonické) na frekvenci buď 0-100Hz, 0-1600 Hz apod.

Výsledky proudu v okolí 50 Hz (síťová frekvence) diagnostikují závady rotorového vinutí ( $f_3$  - předchozí text), mechanické poruchy ( $f = \frac{n}{60}$ ) apod. V okolí těchto frekvencí existují postranní pásma, která nám pomáhají specifikovat danou závadu. Typická postranní pásma jsou v okolí:

- frekvence  $f_3=(f_1-2s)$ , což představuje zvláště poruchy rotorových vinutí při vyloučení již uvedených (rotorová nesymetrie, přerušování rotorové tyče apod.)
- frekvence  $f_i$  (viz předchozí text), což hodnotí vadné sestavení a další mechanické závady,
- frekvence v okolí drážkových harmonických, jejichž řád je dán následujícím způsobem:

$$\mu = c_1 \frac{Q_1}{p} \pm 1 \quad \text{nebo} \quad c_2 \frac{Q_2}{p} \pm 1,$$

kde  $Q_1$  a  $Q_2$  jsou počty drážek statoru a rotoru,  $p$  je počet pólů a  $c_1$  a  $c_2$  jsou celá čísla. Rozhodující je vždy velikost těchto postranních pásem vzhledem k proudu při základní frekvenci (50Hz), či k velikosti proudů harmonických.

### ➤ **Vibrace sběrného ústrojí**

Sběrné ústrojí je sice nepatrná, ale velmi významná část elektrického stroje. Skládá se z kartáčů, držáků kartáčů, svěrek, roubíků a dalších konstrukčních částí. Kartáč klouže po komutátoru nebo kroužku a jedním z jeho hlavních úkolů je převádět proud ze stojící na rotující část stroje. Materiálem, z něhož jsou kartáče vyráběny, je elektrografit (pro stejnosměrné stroje) nebo kovografit a přírodní grafit (převážně pro asynchronní a synchronní stroje). Komutátory stejnosměrných strojů se skládají z lamel (šířky cca 7 mm), které jsou navzájem izolované mikanitem.

Komutátor musí tvořit pevný celek, tzn. že nesmí být neokrouhlý, lamely nesmí vystupovat ani být propadlé, mikanitové izolace nesmí vyčnívat a musí být 1 mm pod úrovní lamel a hlavy lamel musí být sražené. Kroužky střídavých strojů bývají z mosazi, bronzu nebo i ocelové. Opět je vyžadována přesná okrouhlost a neházivost.

V provozu jsou kladeny velké nároky na klidné mechanické klouzání kartáče po komutátoru nebo kroužku. V provozních podmínkách však právě chod kartáčů bývá vlivem různých činitelů neklidný - kartáč se chvěje. Tyto vibrace jednak působí nepříznivě na elektromagnetické děje ve stroji a jednak mechanicky narušují kartáče a držáky kartáčů. Na konkrétních strojích se pak vyskytují vibrace o různých frekvencích. Tak např. tangenciální kmity bývají v rozsahu 16-150 Hz apod. Vibrace kartáčů o vyšších frekvencích bývají již méně škodlivé.

Měření vibrací kartáčů je velmi nesnadné z několika důvodů:

- klasické vibrometry, které se používají např. pro měření vibrací strojů, mají ve srovnání s kartáči velkou hmotnost, a proto jich není možno pro měření vibrací kartáčů použít,
- společnou nevýhodou řady bezdotykových čidel je to, že musí být upevněny na některé části stroje (štítu, stojanu apod.); tyto části také kmitají, takže měříme relativní vibrace kartáčů vůči těmto částem,
- kartáč je při provozu stroje pod napětím, takže čidla vibrací mající nepatrnou hmotnost (max. 1-2 gramy), musí být odizolována od měřicího zařízení.

Z uvedených důvodů můžeme výsledky měření vzájemně porovnávat pouze tehdy, jestliže měření byla prováděna za týchž podmínek. Míra vibrací se pak posuzuje podle toho, zda dochází k jiskření kartáčů vlivem nedokonalého styku kartáče s komutátorem či kroužkem, nebo dochází k destrukci kartáčů nebo jejich držáků.

### ➤ **Ovalita komutátoru nebo kroužku el. stroje**

Jak je určitě zřejmé, komutátor a kroužky jsou pohyblivé části, sloužící mj. k převodu proudu ze stojící do rotující části stroje. Na dobrém mechanickém stavu povrchu, zvláště pak na okrouhlosti komutátoru nebo kroužku, závisí do značné míry bezvadný chod stroje.

Konstrukce komutátoru musí být takové, aby jeho povrch měl dokonale hladkou válcovou plochu, souosou s rotační osou rotoru. Musí to být naprosto jedolitý celek, i když je složen z měděných lamel a slídové izolace, tedy dvou prvků se zcela rozdílnými fyzikálními vlastnostmi. Odtud pak pramení řada potíží při snaze dodržet přesný válcový profil komutátoru, jeho mechanickou pevnost a kompaktnost. Přísné požadavky jsou nejen na házivost komutátoru, ale také na výškové rozdíly dvou sousedních lamel a úpravu mezilamelové izolace. Odchylka od válcového tvaru komutátoru neboli ovalita (házivost) komutátoru musí být menší, čím vyšší je obvodová rychlost komutátoru, a strmější jsou změny této odchylky. Ovalitu komutátoru definujeme jako rozdíl mezi největším a nejmenším poloměrem komutátoru, měřeným na jeho povrchu.

Praktické měření ovality komutátoru v klidu stroje se obvykle provádí číslicovým hrotovým úchylkoměrem. Úchylkoměr nastavíme do místa, kde ukazuje nejmenší hodnotu. Lamela v této poloze má rozměr  $O$  a od ní pak jsou měřeny hodnoty ostatních lamel. Vyneseme-li naměřené hodnoty do diagramu, jehož osa  $x$  znázorňuje lamely a osa  $y$  úchylku od výchozí lamely, dostaneme diagram odchylek lamel komutátoru. Toto tzv. statické měření ovality komutátoru či vystouplosti lamel nemusí dávat vždy věrnou představu o skutečných poměrech při chodu stroje. Je proto nutno provádět tato měření na stroji při provozních otáčkách a pokud možno i při normálním pracovním režimu stroje.

K tomu je zapotřebí mít bezdotyková čidla pro měření. Dnes je zkonstruována a v laboratorních podmínkách vyzkoušena řada přístrojů, které používají elektromechanické, indukční, kapacitní nebo optická čidla. V provozních podmínkách je zatím použití těchto dynamických metod měření stavu povrchu komutátoru obtížně realizovatelné z několika důvodů.

Při jakémkoliv měření ovality komutátoru je nutno předem zvážit, které místo na kluzné ploše komutátoru bude měřeno. V praxi se totiž velmi často setkáváme s nesprávným posuzováním příčiny ovality komutátoru. Každá naměřená ovalita je obvykle přičítána mechanické nestálosti a tzv. „rozlézání“ komutátoru. I když se v určitých případech můžeme setkat s touto mechanickou nepevností komutátoru, ve většině případů nejde při naměření ovality o mechanické příčiny, ale jde o opotřebení kluzné plochy komutátoru při činnosti kluzného kontaktu. Toto opotřebení je buď

elektrického, nebo i mechanického charakteru. Z tohoto důvodu je nutné měřit ovalitu komutátoru na několika místech po délce komutátoru a zvláště rovněž na části komutátoru, kde nepracují kartáče. Tímto způsobem se nejlépe přesvědčíme, zda se jedná o ovalitu způsobenou opotřebením komutátoru, nebo jeho mechanickou nepevností.

Naměříme-li na části komutátoru, na níž neklouzají kartáče, jen minimální ovalitu, anebo budou-li se naměřené hodnoty ovality v různých stopách měnit, pak můžeme zcela bezpečně prohlásit, že jde o ovalitu způsobenou opotřebením komutátoru a její příčiny je nutno hledat jinde než v mechanické pevnosti komutátoru.

### ➤ Diagnostika izolačního systému

Izolační systém má za úkol oddělit části elektrického stroje pod napětím od ostatních konstrukčních částí a také vzájemně oddělit vodivé části stroje a přispět tak k ochraně proti nebezpečnému dotyku. Jednotlivé části izolačního systému jsou závitové izolace, izolace proti kostře (drážkové) a izolace mezifázové. V současné době jsou tyto izolace většinou na bázi slídy, skla, umělých pryskyřic apod. V průběhu provozu elektrického stroje jsou izolační vlastnosti těchto materiálů znehodnocovány. K nejvýznamnějším degradačním činitelům patří teplota, napěťové namáhání, termomechanické namáhání, vibrace, vlivy prostředí apod. Postupnou degradací je pak snižována funkční schopnost izolačního systému.

K diagnostickým metodám, kterými se snažíme hodnotit provozní stav izolačního systému, patří: vizuální metody, měření izolačního odporu statorového a rotorového vinutí, měření ztrátového činitele, měření částečných výbojů, napěťové zkoušky stejnosměrným i střídavým napětím apod.

Při použití uvedených metod musí být stroj odstaven z provozu a měřitelná veličina je generována měřicím zařízením. Měření částečných výbojů lze realizovat i za běžného provozu stroje - tato metoda je ve vývoji.

### ➤ Zdroje hluku v elektrických rotujících strojích

Na celkovém hluku rotujícího elektrického stroje se podílejí tyto složky:

- Magnetický hluk, který je způsoben magnetickými silami, které pulsují běžně s kmitočtem 100 Hz. Dále je tento hluk způsoben drážkováním, vyššími harmonickými v magnetickém poli, nestejnomyšlností vzduchové mezery apod.
- Mechanický hluk, který je způsobován ventilací, ložisky, kartáči, nevyvážením apod. Podstatnou složkou je zde ventilační hluk, také aerodynamický hluk. Je způsoben turbulencí chladiwa obklopující stroj. Může být omezen vhodným tvarováním lopatek ventilátoru, vzduchových clon apod. Hluk způsobený ložisky je podstatnější u strojů s valivými ložisky. zde je to otázka stavu ložiska, jeho mazání a nevyváženosti rotoru. Nevyvážený rotor či chvění stroje mohou vyvolat kmitání základu, vzduchovodů, krytů a tím i další hluk. U stejnosměrných strojů bývá výrazný i hluk kartáčů, a to zvláště u takových strojů, které pracují delší dobu při chodu naprázdno. Při chodu naprázdno bývá výrazný a při zatížení mizí. Je to způsobeno přímým třením kartáče po komutátoru bez uhlíkové složky filmu, která se tvoří pouze při proudovém zatížení kartáčů. Hluk kartáčů lze omezit vhodnou volbou kartáčů, zvětšením jejich proudového zatížení, kvalitou filmu na komutátoru, stavem povrchu komutátoru apod. Velikost hladiny hluku je podstatná zvláště u elektrických strojů určených pro pohon spotřebičů v domácnostech, kancelářích, nemocnicích apod. Zde normy předepisují možné

zvýšení hluku nad okolní hladinu. V průmyslových podnicích bývá hluk v motorárnách, kde pracují i desítky velkých strojů (hodnoty přesahují i 100 dB).

Měření hluku není jednoduchá záležitost. malé stroje lze sice měřit ve speciálních komorách, ale velké stroje je nutno měřit na zkušebně či v provozu. Obvykle se měří 1m od stroje. Hluk stroje můžeme snížit řádným upevněním všech částí, různými nátěry, protihlukovými kryty. Tak např. se sníží hlučnost tím, že kromě upraveného ventilačního uzlu se použijí magnetické klíny v otevřených drážkách apod.

Je sice určitě zřejmé, že hluk jako takový je diagnostickým parametrem, ale rozhodně nepatří k prvotním diagnostickým parametrům, pokud myslíme hluk v slyšitelných frekvencích (ne ultrazvuk), takže hluk de facto řadíme mezi tzv. hygienická měření resp. měření zajišťující hygienu práce.

Co říci před závěrem této obširnější kapitoly. je určitě zřejmé proč byla zařazena do těchto skript, neboť si nelze dnes představit většinu pohonných jednotek strojních skupin bez elektromotoru, a proto bylo nutné k dané problematice věnovat bezpodmínečně nutnou část předkládaných skript i když jsou určeny především studujícím strojní fakulty. Zbývá tedy k úplnosti ještě se zmínit o následujícím.

### ➤ **Možnosti rozlišení mechanické a elektrické závady rotujícího elektrického stroje**

Vibrace asynchronního elektrického stroje jsou kombinací mechanických a elektrických příčin. Jednoduchou možností jejich rozlišení je odpojení el. stroje od napájecí sítě. Elektrické příčiny (pokud jde o as. a ss. motor) musí okamžitě zmizet. U motorů synchronních a u generátorů je nutno vypnout rovněž buzení. Mechanické příčiny vibrací zůstanou (generátor), eventuálně se mění s doběhem stroje (motory). Mechanické příčiny mohou ovlivňovat i magnetické pole el. stroje a tím i vibrace. Nevývaha rotoru, nesouosost motoru a poháněného mechanismu i uvolnění paketu rotoru mohou vyvolávat změny vzduchové mezery a tím i kolísání indukce ve vzduchové mezeře, neboť magnetomotorické napětí je neustále konstantní. pak při frekvenční analýze statorového proudu se objeví složky, které svou frekvencí odpovídají nejen otáčkám motoru, ale také otáčkám za převodovkou, počtu zubů převodovky, počtu kuliček v ložisku apod. Z výše uvedeného je patrné, že jakákoliv nesymetrie vzduchové mezery má za následek změny magnetické vodivosti této mezery a magnetického pole. Pro velmi hrubé rozlišení je možno použít následující:

- 2 x síťová frekvence - jedná se o statickou excentricitu, eventuálně závady statorového vinutí,
- otáčková frekvence s postranními pásy - - dynamická excentricita, porucha vinutí motoru,
- otáčková frekvence (změna velikosti a tvaru) - mechanická závada,

což mělo vyplynout z textu této kapitoly a samozřejmě pokud se týká mechanických závad, tak i z kapitol předchozích.

### ➤ **Přípustné hodnoty vibrací elektrických rotujících strojů**

Řídí se odpovídajícími normami (ČSN, ČSN ISO, ČSN IEC, ČSN EN), jako např. ČSN 350001, ČSN ISO 3945 atd., odpovídajícími předpisy a směrnicemi různé úrovně, které vychází většinou z daných provozních podmínek. I tady platí zásada, zjišťujeme

nejen velikost amplitudy vibrací, ale také její změnu v čase a změnu vyplývající ze srovnání změřeného frekvenčního spektra s referenčním.

### ➤ Diagnostický systém velkých rotujících elektrických strojů

Úvodem považujeme za nutné připomenout neměnný fakt, že cílem diagnostických měření musí být prodloužení doby mezi jednotlivými opravami a revizemi. Protokol o měření musí obsahovat i doporučení pro další opravy a údržbu, resp. údaje nutné pro strategické plánování a řízení údržby.

Pro plánování a řízení údržby a oprav velkých generátorů a motorů je důležité znát nejen aktuální stav funkčních vlastností jednotlivých uzlů těchto strojů. Z tohoto důvodu je nutné provádět diagnostická měření, a to buď periodická (většinou za odstávky stroje) nebo i za provozu (on-line) a měření po ukončení každé opravy, kdy se prověří dokonalost opravy. Pokud vynecháme izolační systém, tak je nutné si uvědomit, že pro bezvadný a spolehlivý chod tak složitého systému jako jsou elektrické stroje, nemůžeme podcenit význam žádného prvku. Proto se při diagnostice elektrických strojů používá řada metod, které sledují různé veličiny, nejen vibrace, ale také teplotu, průtoky chladících médií, hluk a pochopitelně elektrické veličiny napětí, proud, výkon, točivé momenty, hřídelová napětí apod. Při měření vibrací musíme rozlišit, zda jejich příčinou jsou vnitřní vady elektrického stroje (nevyváženost, nesouměrnost elektrického nebo magnetického obvodu, závady vinutí apod.), nebo jsou příčinami vibrací špatné ustavení stroje, nevhodný základ, vadné spojení s poháněcím nebo poháněným agregátem atd.

Při harmonické analýze se ve frekvenčním vibračním pásmu objeví obvykle výrazněji dvojnásobky síťové frekvence a násobky počtu polpáru stroje. U synchronních strojů, které mají buzení napájeno ze statických měničů, to pak mohou být i další frekvence, které jsou dány druhem statického měniče a počtem pólů napájecího pomocného generátoru.

Další důležitou veličinou, které je nutno při diagnostice strojů sledovat, je teplota nebo oteplení zvláště vinutí a ložisek, ale i chladícího média, magnetického obvodu, případně i kostry stroje. Dovolená teplota nebo oteplení vinutí je závislé na materiálu izolačního systému použitém ve stroji. Tento materiál je zařazen do tzv. teplotních tříd. Dnes se vesměs používají u rotujících strojů materiály pro F (max. dovolená teplota 155 °C), H (180 °C), případně ještě zkouší B (130 °C). Teplotu strojů, tj. přívodů, kroužků a všech částí, na které je přímý pohled, je výhodné měřit termovizní technikou.

Dnes se u rotujících elektrických strojů, zvláště generátorů, používají monitorovací systémy (on-line) pro vibrační diagnostiku. Tyto systémy umožňují monitorování vibrací v čase, výpočet různých druhů spektra s velkým frekvenčním rozlišením i výpočet variačních koeficientů amplitudového spektra atd. Bezdotyková čidla vibrací či polohy, trvale zabudovaná ve stroji tak měří:

- relativní hřídelové vibrace ve vodících ložiskách,
- absolutní vibrace volného konce hřídele,
- polohu hřídele vůči ložisku,
- změnu velikosti vzduchové mezery mezi statorom a rotorem atd.

ale, to jsme již u uvedených kapitol, např. 4.2, 4.6 atd. a samozřejmě ještě neuvedených.

### ➤ Bezpečnost při měření vibrací rotujících elektrických strojů

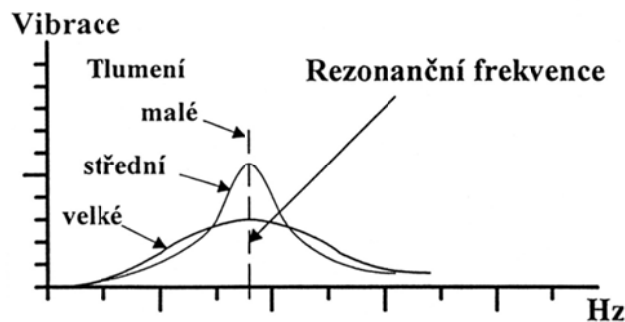
je nedílnou nezbytnou součástí, kterou musíme respektovat při zpracování uživatelské příručky diagnostického systému, metodice provozních měření a samozřejmě vlastních provozních měření. Na těchto strojích může dojít nejen k úrazu rotujícími částmi stroje,

ale také elektrickým proudem. Všechny osoby zúčastněné na měření musí být osobami prokazatelně seznámenými s celou řadou dalších nutných kroků souvisejících a vyplývajících z uvedeného.

#### 4.8. Rezonance

Tato kapitola by měla navázat na kap. 2, z které by mělo jednoznačně vyplynout, proč se této problematice musíme věnovat. Pokusíme-li se dané shrnout, tak lze ve zjednodušené podobě uvést. Rezonance jako taková vibrace nezpůsobuje, pouze zesiluje, až do vysokých hodnot a zapříčiňuje vysokou citlivost stroje na silové působení s rezonanční frekvencí. Je možno říci, že rezonance je velmi častá, ale někdy neznámá příčina velkých vibrací.

Každá část strojního systému (pohonné jednotky) má svoji tuhost a hmotnost, tzn. při silovém působení na tyto části se rozkmitají a doby kmitání závisí na již uvedené tuhosti a hmotnosti, a na které frekvenci silového působení je ta či ona část obzvláště citlivá. V praxi to znamená, že když se otáčková frekvence stroje (části stroje) přiblíží této obzvláště citlivé frekvenci (rezonanční frekvence) nebo frekvenci nějaké střídavé budící síly, nastávají vibrační problémy - rezonanční problémy. Rezonance na hřídeli má svůj název - kritické otáčky, což znamená, že se otáčková frekvence hřídele přiblíží jeho rezonanční frekvenci, takže nastává vážný problém. Pak je zřejmé, že i tření hraje důležitou úlohu tím, že redukuje vibrace při rezonanci, tzn. způsobuje ztlumení, které má vliv daný svojí velikostí, tak jak je na obr. 61.



Obr. 61 Vliv tlumení na velikost vibrací

Po tomto velmi krátkém a nutném objasňujícím úvodu můžeme udělat obecný závěr: „Pokud je otáčková frekvence stroje blízká rezonanční frekvenci, bude chování vibrací nepředvídatelné a budou se měnit bez zřejmého důvodu“, což vede k jednoznačnému závěru:

**Pokud jsou pracovní otáčky stroje shodné s kritickými otáčkami (rezonanční frekvencí) nebo se jim blíží, znamená to vždy problémy s velkými vibracemi stroje.**

Příznaky těchto problémů mohou být v následující podobě: nestálá úroveň vibrací, citlivost na teplotu, značná citlivost na nevyváhu, obtížné vyvažování, značné opotřebení těsnění, občas dojde k poškození rotoru.

Zásadní otázkou tedy zůstává „Jak odhalit problém související s rezonancí?“. Určitě je zřejmé, že daná otázka má několik odpovědí, pracovním teoretickým výpočtem (kap. 2 a lit [18]) a experimentálně (kap. 3.4.6 a lit. [18]). Je nutné si uvědomit, že experimentální modální analýza je dnes tím nej, co lze k danému problému nalézt, ale musíme se oprostít od pracnosti měření a vyhodnocení, od použití speciálního jednoúčelového softwarového produktu, že modální analýzou se nezabývá každý, kdo provádí vibrodiagnostická měření, časová náročnost přípravy měření a jeho následného provedení a vyhodnocení není



proveditelná ze dne na den apod. Uvedená fakta lze shrnout do jednoduchého závěru - modální analýza je jediná objektivní metoda k řešení problematiky rezonance, ale ekonomická náročnost nás nutí k technicky jednoduššímu a finančně méně náročnému řešení problému rezonance. Tímto postupem lze daný problém vyřešit, každopádně jej objektivně potvrdit a v případě nenalezení řešení teprve následně použít postup k jednoznačnému řešení - modální analýzu.

Vlastní postupy takového jednoduchého testu na rezonanci jsou následující:

- Zvyšujeme otáčky stroje a zároveň měříme vibrace ve vertikálním směru, ty se zpočátku zvětšují úměrně otáčkám, pak při přiblížení rezonanční frekvenci nastává její zesilovací účinek a po dalším zvýšení otáček se vibrace snižují.
- Na ložiskovém domku měříme velikost vibrací v V, H, A směru, a následně vyhodnotíme, jak bude uvedeno dále.
- Realizace tzv. jednoduchého testu na rezonanci, jehož podstatou je měření velikostí vibrací jako odezvy na budící sílu (úder). Úder a snímač se musí umístit pokud možno, asymetricky, tzn. např. na ložiskovém domku úder z jedné strany a z druhé strany snímač, ale nesmí být zase blízko sebe. Opakování úderu v intervalu cca 3 sekund po dobu měření měřícím přístrojem a prováděním měření frekvenčního spektra docílíme vlastně s určitou nadsázkou provedení provozní modální analýzy. Omezení je dáno celou řadou faktorů, ale především možností vybudování budící síly v objektu. Ne každý úder u velkých a hmotných objektů vybudí změřitelnou odezvu.

Z daných postupů získáme určité odpovědi, z kterých lze udělat následující závěry.

- Rezonanční frekvenci můžeme zjistit tak, že změříme otáčkovou frekvenci, při které jsou vibrace největší,
- Změříme úroveň vibrací ve vertikálním, horizontálním a axiálním směru. Porovnáme jejich velikost. Pokud je vibrace v jednom z těchto směrů alespoň třikrát větší než ve dvou zbývajících směrech, jedná se pravděpodobně o důsledek rezonance.
- Měřením dostaneme spektrum, kde největší úrovně vibrací odpovídají rezonančním frekvencím.

Je určitě logické, že existují-li dva příznaky rezonance, tak se naše jistota rozhodnutí zvyšuje. Po zodpovězení této zásadní otázky musíme hledat odpověď na druhou otázku: „Jak blízko mohou být pracovní otáčky k rezonanční frekvenci?“. Nejdříve ale ještě shrneme výchozí fakta:

- Pokud je zesílení vibrací alespoň trojnásobné, mohou být pracovní otáčky blízko k rezonanční frekvenci.
- Pokud je tlumení kmitů malé, je rezonanční křivka štíhlá a pracovní otáčky mohou být blízko k rezonanční frekvenci i bez toho, že by se zesílení vibrací nějak výrazně projevilo.
- Pokud je tlumení kmitů značné, pracovní otáčky mohou být blízko k rezonanční frekvenci a zesílení vibrací může být velmi malé.

Vzhledem k tomu, že v podstatě nikdy neznáme úroveň tlumení, tak se řídíme následující úmluvou: **Pracovní otáčky by měly mít odstup  $\pm 30\%$  od rezonanční frekvence. Totéž platí i pro další budící síly, které vznikají činností stroje.**

**Řešení** celého problému je tzv. dynamické ladění strojů, jehož jednoznačným cílem je snížení velikosti vibrací. Určitě je zřejmé, že změnou frekvence buzení se dosáhne požadovaného efektu. V provozní praxi se jedná např. o změnu pracovních otáček, o změnu tuhosti konstrukce, o konstrukční řešení tlumení vibrací apod.

## 5. PROVOZNÍ VIBRODIAGNOSTIKA

Cílem této kapitoly je na jednoduchých příkladech z praxe ukázat to co bylo uvedeno v předchozích kapitolách.

### 5.1. Provozní vyvažování rotujících objektů

Následující kapitola se zabývá vyvažováním tuhých rotorů (tj. rotorů, které jsou provozovány pod 70% jejich kritických otáček). Pružné rotory vyžadují vyvažování ve více rovinách.

V některých případech lze provést korekci nevyváženosti rotoru přímo v provozu za použití přístrojů pro měření vibrací. Mnoho moderních analyzátorů vibrací je vybaveno zabudovaným programem pro provozní vyvažování, které zahrnují následující operace jako je sběr dat, provedení nezbytných výpočtů a provedení požadované korekce nevyváženosti. Tyto přístroje dosahují obecně dobrých výsledků, avšak určité nepřesnosti se mohou vyskytnout. V tomto případě je užitečné rozumět základům (principům) vyvažování, takže patřičná náprava je provedena pro všechny jednotlivé vlivy, které se mohou vyskytnout.

Většina rotorů, které je nutno vyvažovat byla již pravděpodobně vyvážená při výrobě anebo následných opravách. I přesto může provozní vyvažování zlepšit vyváženost stroje.

Rotory vyvažované v provozu jsou totiž ve smontovaném stavu všech jeho částí a uloženy na jeho vlastních ložiskách. Jakákoliv nevyváha způsobená akumulací výrobních a montážních tolerancí je tedy korigována. Často vyvažování na dílně neumožňuje roztočit rotor na jeho provozní otáčky a uložení rotorů je odlišné (z hlediska tuhosti) od uložení v provozu. Provozní vyvažování je schopno rovněž korigovat teplotní vlivy, deformace rotoru pod zatížením, vlivy prostředí atd.. Nezanedbatelná je i finanční a časová úspora spojená s demontáží a následnou montáží rotoru (stroje). Určitě je zřejmé, že tato kapitola nám navazuje a rozšiřuje kap. 3.5 a 4.1.

#### 5.1.1. Příprava objektu

Dobrá příprava je určujícím předpokladem pro úspěšné vyvážení. Počínaje (vizuální) inspekcí stroje, kdy je nezbytná kontrola uchycení stroje (dotážené šrouby) a zjištění, zda v konstrukci nejsou trhliny nebo jiná poškození. Vnější i vnitřní povrch rotoru musí být zkontrolován na výskyt nálepu, nánosů nebo jiného materiálu - které musí být očištěny a z rotoru sejmuty. Rovněž kontrola rotoru na případné chybějící vyvažovací závaží musí být provedena.

Důležitým aspektem u provozního vyvažování je bezpečnost. Někdy se provozní vyvažování provádí v částečně rozmontovaném stavu stroje, většinou z důvodu přístupu k rotoru. Všechny bezpečnostní předpisy musí být dodrženy.

Měla by být provedena kontrola rotoru s ohledem na možnost upevnění vyvažovacích závaží. Volné závaží přináší velká bezpečnostní rizika a může způsobit i značné poškození stroje v případě uvolnění během provozu. Je vhodné si uvědomit, že obvodová rychlost např. rotoru ventilátoru a lopatek průměru 800 mm provozovaného na otáčkách  $1000 \text{ min}^{-1}$  je  $150 \text{ km.hod}^{-1}$ . Pokud je korekce nevyváhy prováděna přidáním závaží na rotor, pak je nutno mít připravené patřičná závaží. Provozní vyvažování vyžaduje několikrát zastavení a následné rozjetí stroje. Z tohoto důvodu nebude stroj většinou zapojen do normálního procesu výroby. Většina času stráveného provozním vyvažováním je čekáním:

- než stroj dosáhne provozních otáček,
- ustálení provozu (dosažení provozní teploty, zahřátí olejové náplně, ...),
- čekání na opětovný nájezd, jelikož najíždění větších motorů je časově limitováno.

Před vyvažováním je nutno provést vibrační analýzu pro potvrzení zda:

- problémem je skutečně nevyváha

- není zde jiný problém, který by měl být odstraněn dříve (nesouosost, vliv řemenů, ...)

#### □ **Zjištění typu nevývahy**

Na základě zjištěných vibračních dat v místě uložení rotoru na ložiskách je většinou možno spolehlivě rozhodnout o jaký typ nevývahy jde. V příkladech uvedených dále se předpokládá symetrické rozložení hmotnosti rotoru a symetrické uložení rotoru. V jiných případech je nutno následující tvrzení korigovat:

- Pokud rotor vykazuje statickou nevývahu, pak vibrace budou logicky vykazovat stejné amplitudy a fáze na obou ložiskách
- Pokud rotor vykazuje momentovou nevývahu, jsou vibrace na obou ložiskách stejné úrovně s odečtem fáze posunutým o 180deg.
- V případě kvazistatické nevývahy jsou vibrace rozdílné úrovně na jednotlivých ložiskách a fáze je posunuta o 180deg
- Rotor s dynamickou nevývahou má rozdílné odečty amplitud a fázi na jednotlivých ložiskách

Jednou z nejdůležitějších činností před provedením vyvažování je analýza stavu stroje, tzn. potvrzení, že problémem je skutečně nevývaha. V případě nevývahy platí následující devatero:

1. Dominantní vibrace jsou na otáčkové složce (1x, 1xRPM, 1. harmonická, ...).
2. Vibrace v horizontálním směru jsou zpravidla vyšší, než vertikálním (menší tuhost ložiskových stojanů v horizontálním směru).
3. Rozdíl fáze vibrací v horizontálním a vertikálním směru na jednom ložisku je cca 90deg.
4. Fáze v horizontálním směru obou ložisek je cca rovná ( $\pm 30$ deg). Stejně platí i pro fáze vertikálních vibrací obou ložisek
5. Hodnota celkových vibrací je cca rovna úrovni vibrací otáčkové složky
6. „Orbita“ vibrací by měla být mírně eliptická.
7. Rozdíl úrovně horizontálních a vertikálních vibrací nesmí být větší jak 1 : 5.
8. Nízké axiální vibrace (cca 10% úrovně radiálních vibrací). Toto nemusí platit pro převislé (letmo uložené) rotory, kde axiální vibrace mohou být větší.
9. Nízké amplitudy násobků otáčkové složky (2x, 3x).

#### □ **Požadavky na provozní vyvažování**

Provozní vyvažování vyžaduje:

- možnost roztočit a zastavit rotor, aby bylo možno provést kalibrační chody
- možnost přidat resp. ubrat závaží z rotoru v požadovaném místě
- bezpečné a pevné uchycení závaží

Provozní vyvažování je založeno na dvou jednoduchých předpokladech, které jsou u většiny strojů splněny:

- stroj vykazuje lineární vibrační odezvu na nevývahu. Jinými slovy, úroveň vibrací generovaná nevývahou je přímo úměrná velikosti přítomné nevývahy
- fáze vibrací od nevývahy se úhlově mění úměrně úhlovému posunu těžkého místa.

Přístroje určené pro vyvažování musí mít možnost separovat otáčkovou složku vibrací a měřit její fázi. Existuje však i metoda vyvažování v jedné rovině nevyžadující měření fáze (zmiňovaná tzv. třibodová metoda - kap. 5.4). Provozní vyvažování začíná zjištěním charakteristik vibrací nevyváženého rotoru. Poté je stroj zastaven a je přidáno zkušební závaží známé velikosti. Následně zjistíme vliv zkušebního závaží na vibrace. Výše uvedená data jsou pak použita pro výpočet požadovaného korekčního závaží (velikost a umístění). Pro vyvažování je doporučováno použití měření výchylky vibrací (použité jednotky jsou

mikrometry). Ve skutečnosti je libovolné, zda je vyvažování provedeno na základě měření výchylku nebo rychlostí vibrací.

### 5.1.2. Metody vyvažování

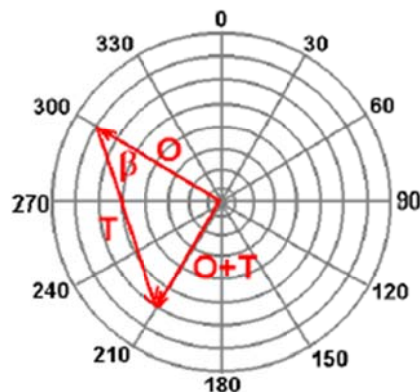
#### □ Vyvažování v jedné rovině

Za provozu stroje jsou zjištěny amplituda a fáze otáčkové složky vibrací na jednom ložisku v jednom směru (typicky horizontálním). V našem příkladu se jedná o vibrace 300  $\mu\text{m}$  a fáze je 300 deg. Tyto vibrace jsou v obrázku č. 62 reprezentovány vektorem O (délka vektoru reprezentující vibrace je vynesena v zadaném poměru). Libovolné zkušební závaží je přidáno na rotor. Ve skutečnosti je nutno zjistit, zda závaží není příliš velké, aby zapříčinilo poškození rotoru a na druhé straně aby bylo s ohledem na požadovanou změnu vibrací dostatečně velké. V optimálním případě má zkušební závaží zapříčinit 30% změnu ve vibracích a (anebo) 30 stupňů změny fázového úhlu.

**Poznámka:** moderní analyzátory mají zpravidla zabudovaný výpočet přípustného závaží. Uvedený výpočet je založen na otáčkách rotoru a jeho hmotnosti. Pravidlem je, aby odstředivá síla od zkušební závaží nepřekročila 10% statického zatížení podpěrných ložisek.

Po přidání zkušební závaží mohou nastat následující kombinace:

- Pouze náhodou může být závaží přidáno do těžkého místa rotoru, čím se nevyváha zhorší. To způsobí zvýšení vibrací, ale fázový úhel se nezmění.
- Rovněž náhodou může být závaží přidáno naproti těžkému místu rotoru. Pokud je závaží těžší než těžké místo rotoru, fáze se otočí o 180deg a vibrace budou na nějaké nové úrovni. Pokud závaží bude lehčí než těžké místo, dojde ke snížení vibrací a fázový úhel zůstane stejný.
- Nejpravděpodobněji bude závaží umístěno někde mezi výše citované možnosti, a výsledné vibrace i fázový úhel se ustálí na nových hodnotách.



Obr. 62 Vektorový výpočet pro vyvažování v jedné rovině

V našem příkladě uvažujeme, že přidání zkušební závaží má za následek vibrace 250 $\mu\text{m}$  a fázový úhel 210deg. Tento výsledek je součtem efektu původní nevyváhy rotoru a zkušební závaží. Data jsou v obrázku vynesena jako vektor O+T (obr. 62). Spojením konce obou vektorů O a O+T získáme vektor T, který představuje efekt použitého zkušební závaží. Ve skutečnosti se snažíme získat korekční závaží, které má stejnou velikost ale směr opačný než původní nevyváha rotoru O. Korekční závaží může být spočteno odměněním vektoru T a z následující rovnice:

$$\text{Korekční závaží} = \text{zkušební závaží} \times (\text{O/T})$$

V našem příkladu hodnota vektoru  $T$  je  $390 \mu\text{m}$ . Požadované vyvažovací závaží je tedy zkušební závaží  $x$  ( $300/390$ ), neboli  $0,77$  krát zkušební závaží.

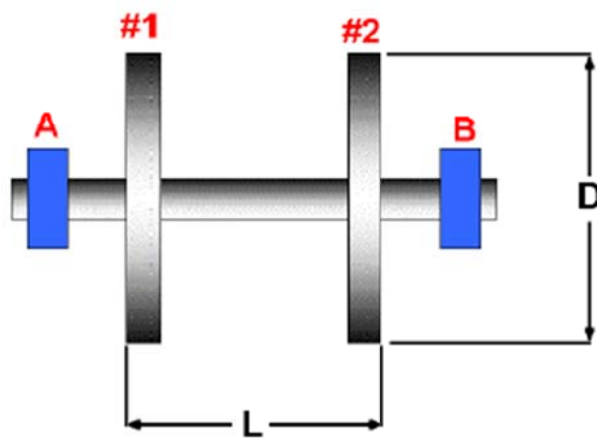
Úhel  $\beta$  mezi vektory  $O$  a  $T$  je odměřen z diagramu. Tento úhel reprezentuje umístění korekčního závaží vzhledem k umístění zkušební závaží. V našem případě je tento úhel  $40^\circ$ . Výsledkem výpočtu pro vyvažování je tedy vyvažovací závaží o hmotnosti  $0,77$  x zkušební závaží, které je posunuto o  $40\text{deg}$  od místa zkušební závaží. Směr posunutí závaží závisí na použité metodě měření fáze.

#### □ Vyvažování ve dvou rovinách

Vyvažování v jedné rovině vyhovuje úzkým rotorům s provozními otáčkami do  $1500 \text{ min}^{-1}$ . Vyvažování ve více jak jedné rovině je nezbytné v případě širších rotorů a vyšších rychlostech otáčení. Obecná doporučení:

- Pokud je rotor provozován s otáčkami vyššími než je  $70\%$  jeho kritických otáček, je rotor považován za pružný a jeho vyvážení vyžaduje korekci ve více rovinách.
- Rotor s provozními otáčkami většími než  $150 \text{ min}^{-1}$  a poměrem jeho délky k průměru větším než  $0,5$  vyžaduje vyvažování ve dvou rovinách
- Dlouhé rotory (např. válec papírenského stroje) s poměrem délka/průměr větším než  $2$  vyžaduje vyvažování ve dvou rovinách i při otáčkách nižších než  $150 \text{ min}^{-1}$ .

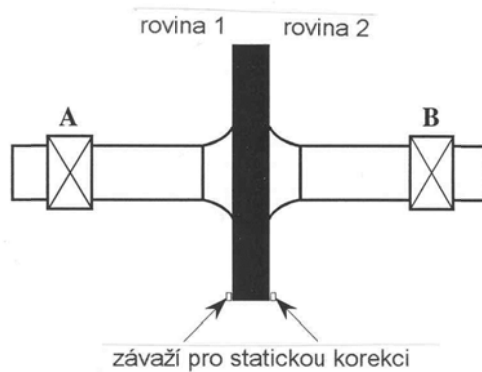
Uvažujme rotor z obrázku 63. Z obrázku je patrné, že rotor má poměr délky k jeho průměru větší než  $0,5$ . Vyžaduje tedy vyvažování ve dvou rovinách. Rotor je uložen ve dvou ložiskách A a B, a má dvě roviny, kde může být vyvažovací závaží přidáno #1 a #2. Je zřejmé, že vibrace měřené na ložisku A mohou pocházet z nevyváhy v rovině #2. Obdobně vibrace měřené na ložisku B mohou pocházet z roviny #1. Toto je nazýváno křížový efekt.



Obr. 63 Rotor se dvěma vyvažovacími rovinami

#### □ Použití vyvažování v jedné rovině

Metoda vyvažování v jedné rovině může být rovněž použita pro řešení problému nevyváhy z obr. 63. Výchozím bodem řešení je ložisko, které vykazuje nejvyšší vibrace. Předpokládejme, že je to ložisko A. Snímač umístíme na ložisku A a postupem vyvažování určíme korekční závaží pro rovinu #1. Dojde ke snížení vibrací na ložisku A, přičemž rovněž dojde ke změně vibrací na ložisku B. Snímač pak přemístíme na ložisko B a vyvažování v jedné rovině je zopakováno pro získání korekčního závaží do roviny #2. Postup pak může být opakován, až do získání přijatelných hodnot vibrací. Některé rotory vykazují vysokou úroveň vibrací resp. nevyváhy (obr. 64). Řešením je pak jednoduché přehození vyvažovacích rovin: pro měření vibrací na ložisku A, provedení korekce v rovině #2 a opačně.



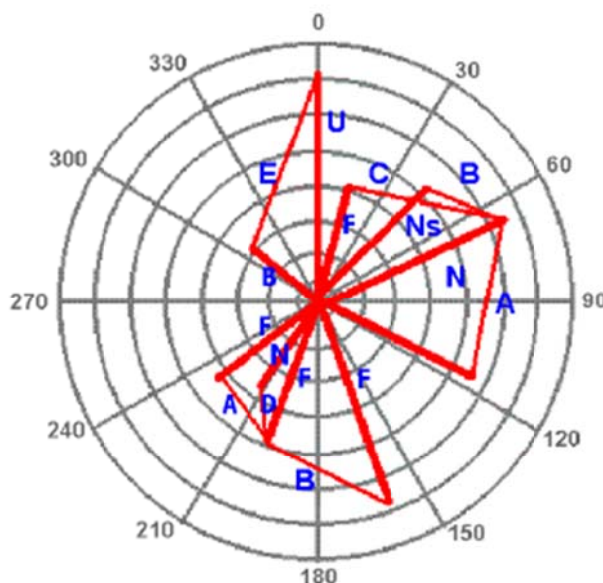
Obr. 64 Vyvažování v jedné rovině

#### □ Metoda vyvažování ve dvou rovinách

Vektorové grafické řešení vyvažování ve dvou rovinách je stejně jako u vyvažování v jedné rovině, založeno na měření amplitudy a fáze otáčkové složky vibrací na ložiskách. Postup vyvažování je následující:

- měření vibrací nevyváženého rotoru na ložiskách A a B, a zaznamenání výsledků měření
- přidání libovolného zkušební závaží do roviny #1
- měření vibrací na ložiskách A a B, se zaznamenáním výsledků měření
- sejmutí zkušební závaží v rovině #1 a přidání libovolného zkušební závaží do roviny #2
- měření vibrací na ložiskách A a B, a zaznamenání výsledků měření

Podobně jak u grafické metody vyvažování v jedné rovině, jsou výsledky vyneseny do grafu na obr. 65. Samotný diagram i příslušné výpočty jsou však komplexnější než v případě vyvažování v jedné rovině. V současné době se využívají vyvažovací programy, které eliminují nutnost manuálního zpracování diagramu. Výhodou použití těchto programů je, že vyžadují co nejmenší počet rozjezdů a zastavení stroje pro sběr vibračních dat. Redukuje se tím výrazně čas nezbytný pro vyvažování.



Obr. 65 Vektorový diagram pro vyvažování ve dvou rovinách

### 5.1.3. Shrnutí praktického postup provozního vyvažování

Bez ohledu na to, jestli provádíme vyvažování v jedné nebo ve dvou rovinách, všechny vyvažovací postupy procházejí základními kroky. U postupu při vyvažování ve dvou rovinách provádíme stejné chody dvakrát, jednou se závažími v první vyvažovací (korekční) rovině 1 a opět se závažími ve druhé korekční rovině 2. Pro jednoduchost následující příklad shrnutí popisuje postup při vyvažování v jedné rovině.

#### ❑ **Nastavení vyvažovacího zařízení a parametrů měření**

**Stop** - Nejprve při zastaveném stroji nastavíme vyvažovací zařízení a vyznačíme referenční bod na hřídeli pro tachograf. Použijeme volby v nabídce nastavení analyzátoru, abychom konfigurovali parametry měření při vyvažování pro sekvenci vyvažovacích chodů.

#### ❑ **Provedení referenčního chodu**

**Roztočit** - Nastartujeme stroj a provedeme měření - tzv. **referenční chod**. Referenční chod jednoduše znamená „počáteční bod“ pro vyvažovací výpočty. Zaznamenává se počáteční nevyváženost stroje (amplituda a fázový úhel otáčkové složky vibrací - 1x). Později při vyvažovacím postupu jsou referenční data automaticky porovnávána s daty při chodu se zkušebním závažím pro zjištění citlivosti stroje na nevyvážek.

#### ❑ **Přípevnění zkušebního závaží**

**Stop** - Po sběru dat při referenčním chodu zastavíme stroj a připevníme zkušební závaží. Zkušební závaží je dočasně připevněné závaží pro vyvolání změny odečtu vůči původní nevyváženosti (odečtu při referenčním chodu). Zadáme velikost zkušebního závaží a úhel jeho umístění do programu pro výpočet.

#### ❑ **Provedení zkušebního chodu**

**Roztočit** - S bezpečně připevněným zkušebním závažím znovu nastartujeme stroj a provedeme **zkušební chod** se zkušebním závažím. Zkušební závaží kalibruje nevyváženost stroje a umožňuje, aby analyzátor vypočetl **příčinkový součinitel (součinitel vlivu)**, velikost a umístění trvalého korekčního závaží - vývažku.

Aby byly možné přesné vyvažovací výpočty, má zkušební závaží splnit pravidlo 30/30. Zkušební závaží má:

- A - zvýšit nebo snížit amplitudu vibrací 1x alespoň o 30 %, nebo
- B - změnit úhel fáze alespoň o 30°, nebo
- C - představovat kombinaci A a B.

#### ❑ **Přípevnění trvalého vyvažovacího korekčního závaží**

**Stop** - Zastavíme stroj, odstraníme zkušební závaží, potom připevníme vypočtené korekční závaží ve vypočteném úhlu.

#### ❑ **Provedení chodu s korekčním závažím**

**Roztočit** - Nastartujeme opět stroj a provedeme chod s korekčním závažím. Chod s korekčním závažím má dvě funkce:

- Provádí se výpočet zbytkové nevyváženosti s připevněným korekčním závažím pro potvrzení, že je stroj nyní vyvážen v přípustných mezích.
- Pokud je nezbytné další vyvažování, je automaticky aplikován příčinkový součinitel pro výpočet dodatečných „dovažovacích“ závaží, která mohou být přidána pro další zlepšení vyvážení stroje.

#### ❑ **Přípevnění dovažovacího závaží, pokud je to potřebné**

**Stop** - Pokud jsou nezbytná dovažovací závaží pro vyvážení stroje do přípustných tolerancí, zastavíme stroj a připevníme specifikovaná dovažovací závaží.

#### 5.1.4. Typické přídatné funkce vyvažovacích programů

Typickou výhodou moderních vyvažovacích programů je flexibilita ve volbě provádění korekce nevývahy. Korekce může být provedena přidáním závaží nebo jeho odebráním (odvrtání, odbroušení materiálu). Některé programy umožňují přidání zkušebních závaží a finální korekce je provedena odebráním závaží. Rovněž je zde možnost nechat zkušební závaží na rotoru a vypočítat rozdílové výsledné korekční závaží.

##### □ Změna poloměru

Někdy může být užitečné přidat zkušební závaží na jiný průměr rotoru, než kde bude umístěno výsledné vyvažovací závaží. Příkladem může být použití plastické hmoty jako zkušebního závaží (např. vosk, plastelína) a výsledné závaží je pak z jiného materiálu. V tomto případě bude vyvažovací poloměr pro uchycení výsledného závaží odlišný.

Je nutné si uvědomit, že nevývaha je způsobena závažím na daném poloměru. To znamená, že pokud je poloměr dvojnásobný, závaží musí být poloviční, aby se dosáhlo stejného účinku.

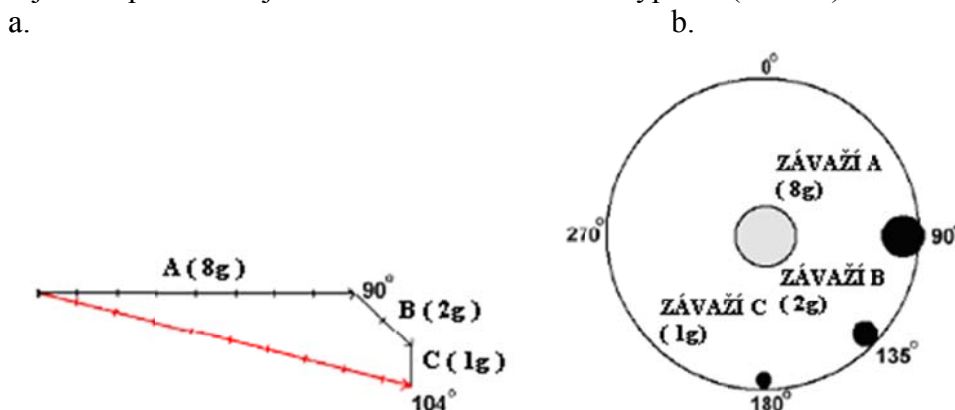
##### □ Kombinace vyvažovacích závaží

Často se může stát, že jeden vyvažovací cyklus nestačí pro snížení vibrací na přijatelnou úroveň. Přídavný, tzv. dolaďovací běh ve skutečnosti znamená, že více jak jedno závaží je přidáno do každé vyvažovací roviny. Někdy je vhodné spojit tato jednotlivá závaží do jediného výsledného vyvažovacího závaží. Proto je potřeba provést jednoduchý vektorový výpočet. Příklad takového grafického výpočtu.

- Obr. 66b reprezentuje rotor s třemi vyvažovacími závaží o určité hmotnosti. V praxi je úhlová poloha jednotlivých závaží odměřena ve vztahu k referenční značce.
- Nejdříve je vynesena vektor A reprezentující závaží A. Délka vektoru je ve zvoleném poměru. Dále vektor B ve stejném poměru k jeho hmotnosti, jak bylo zvoleno minule. Stejným způsobem je vynesena i vektor C (viz obr. 66a). Spojnice začátku vektoru A a konce vektoru C reprezentuje výsledné závaží jako vektorový součet jednotlivých vektorů  $A+B+C$ , se stejným vyvažovacím účinkem (v našem případě 9,7 jednotek, umístěných ve 104 deg).

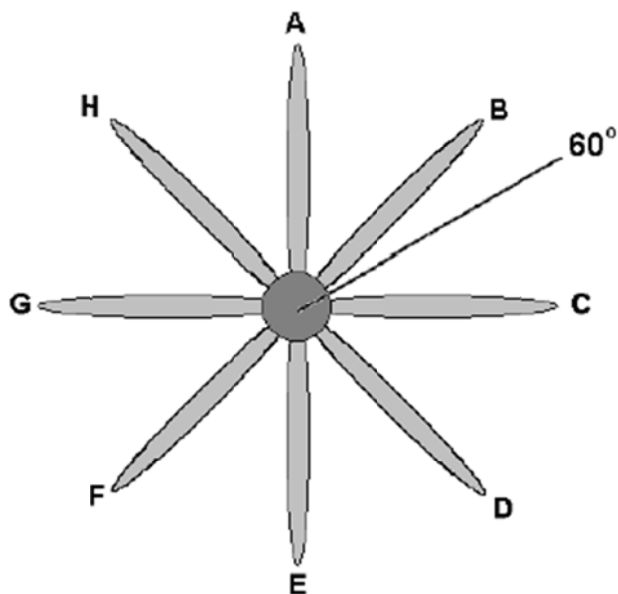
##### □ Rozdělení vyvažovacího závaží

Někdy nelze umístit vyvažovací závaží do místa, odpovídajícího výsledku výpočtu. Může to být příklad vyvažování ventilátoru, kdy výsledné závaží má být umístěno někde mezi oběžné lopatky. Je požadováno rozdělit výsledné závaží na dvě přilehlé lopatky (obr. 67). Řešením je zase provedení jednoduchého vektorového výpočtu (obr. 68).

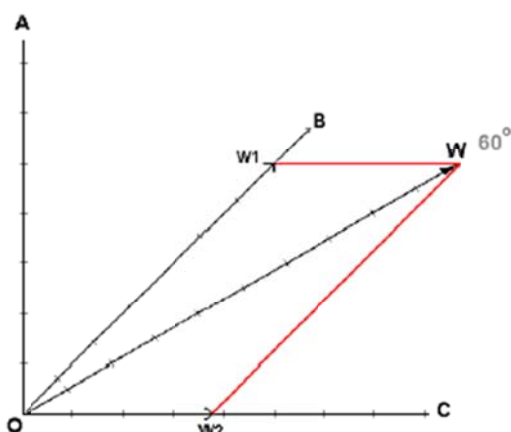


Obr. 66 Vektorový diagram pro kombinaci závaží v rotoru se třemi korekčními závažími





Obr. 67 Rotor ventilátoru s 8-mi lopatkami vyžadující umístění korekčního závaží mezi lopatky



Obr. 68 Vektorový diagram pro rozdělení korekčního závaží

#### □ Tolerance

Mezinárodní norma ISO 1940 (resp. Český překlad ČSN ISO 1940) specifikuje požadavky na kvalitu vyvážení pro tuhé rotory. V praxi však není jednoduché tyto požadavky aplikovat na provozní vyvažování, jelikož uvedená norma předpokládá vyvažování v procesu výroby na vyvažovacích stolicích. Pro provozní vyvažování je většinou přihlíženo k obecným normám přípustných vibrací, jako jsou ČSN ISO 10 816, nebo jiným tolerancím na základě zkušeností nebo zvyklostí.

#### Poznámky k provoznímu vyvažování

- Zkušenost ukazuje, že přesné úhlové umístění závaží je důležitější, než dodržení přesné hmotností závaží. Častým zdrojem úhlové nepřesností je použití jedno-kanálového analyzátoru pro provedení vyvažování ve dvou rovinách, kdy je nutno přemísťovat snímače na jednotlivá ložiska. V tomto případě se doporučuje použít dvou snímačů a přepínací krabice.

- Umístění snímače pro měření vibrací by mělo být ve směru nejvyšších vibrací. Pokud jsou vibrace vyšší v horizontálním směru (typické, s ohledem na menší tuhost ložiskových stojanů v horizontálním směru) - snímač by měl být umístěn v horizontálním směru.
- V případě opakovaného vyvažování stejného stroje je možno využít spočtené příčinkové součinitelé z minulého vyvažování a provést výpočet korekčního závaží ihned po provedení prvního měření (předpokládá se stejné umístění snímačů i fázové reference).

### **Kontrolní list pro provozní vyvažování**

1. Je problémem skutečně nevyváha? (vibrace na 1x otáčková frekvence, rozdíl fáze Horizontální versus Vertikální je cca 90deg, větší vibrace v horizontálním směru, ...).
2. Pravidlo „tři pokusy“ - pokud nedojde ke snížení vibrací ve třech pokusech, přestaňte vyvažovat a hledejte jinou závadu (viz níže)
3. Je rotor očištěn, bez nánosů?
4. Je odečet vibrací stabilní? (Jsou provozní podmínky jednotlivých chodů stejné?)
5. Jsou výsledky opakovatelné?
6. Je odezva na zkušební závaží dostatečná, tj. 30/30? (30% změna amplitudy, resp. 30deg změna fáze)
7. Rezonance? (zkusit doběh, rázový test)
8. Zaznamenávejte Horizontální, Vertikální a Axiální vibrace v jednotlivých vyvažovacích chodech. Změny Horizontální, Vertikální vibrací by měly být procentuálně stejné.

## **5.2. Provozní ustavování pohonných systémů**

Neustále stoupající výroba klade stále vyšší nároky nejen na výrobu strojů, ale také provozní spolehlivost a servisní nároky. Zavedením laserových systémů a nových postupů lze dosáhnout požadované přesnosti ustavení mnohem rychleji a snadněji než tomu bylo dříve. Tato kapitola navazuje na kap. 3.5 a 4.2, resp. je rozšiřuje o další souvislosti.

### **5.2.1. Přínos ustavení hřídelí do osy**

Vždy platí, že k nejučinnějšímu přenosu točivého momentu (energie) dochází při souosém uložení hřídelí, tzn. hřídele se chovají tak, jakoby tvořily jeden celek. Nesouosost se pak projevuje pěti vzájemně souvisejícími problémy:

- zvýšenými vibracemi,
- nárůstem energetických ztrát,
- zvýšeným zatížením ložisek, těsnění a jejich mechanických součástí,
- snížením výrobní kapacity,
- sníženou výrobní kvalitou,

a i ty neoptimističtější průzkumy v posledních pěti letech ukazují, že 50% havárií strojů je zapříčiněno nesouosostí, a že až 90 % strojů je provozováno s nedodržením předepsaných tolerancí. Nyní ke každému problému budou uvedeny nejzákladnější fakta.

#### **□ Vibrace**

Nesouosost je příčinou vibrací (50 - 70 %) a pro naměřené vibrace platí následující empirická pravidla:

- horizontální vibrace ukazují na nevyvážení (H)

- vertikální vibrace ukazují na staré nebo uvolněné základy (V)
- axiální vibrace ukazují na špatné ustavení (A)

#### □ **Spotřeba energie**

Správným ustavením lze snížit spotřebu energie až o 15 %, ale lze říci jednoznačně, že špatné ustavení má na svědomí minimálně 3% všech nákladů na energii.

#### □ **Opotřebením mechanických část**

##### • **Ložiska**

Nesouosost generuje nežádoucí síly, které snižují životnost ložiska.

- špatná souosost má za následek exponenciální snížení životnosti ložisek
- dvojnásobné zatížení ložiska snižuje životnost ložiska na sedminu projektované životnosti
- životnost valivých prvků ložiska se snižuje s třetí mocninou zvýšené síly
- 20 % zvýšení zatížení ložiska snižuje jeho projektovanou životnost o 50 %

##### • **Těsnění**

Nesprávným ustavením působí na těsnění síly, které mohou způsobit únik kapalin a problémy s mazáním. V mnoha případech právě problémy s mazáním jsou přímým symptomem neustavenosti, kterým lze snadno předcházet zavedením pravidelných kontrol souososti hřídelí. Vlivy na životnost těsnění jsou samozřejmě různé, ovšem 30 - 50 % životnost z vypočtené životnosti není neobvyklá. Značná část vynakládaných finančních prostředků je možné tedy ušetřit správným ustavením.

##### • **Spojky**

Síly a tření vznikající špatným ustavením se vždy za nějaký čas projeví na každém druhu spojky. Např. u pružných spojek souosost má výrazný vliv na četnost výměny pružných elementů (běžným příznakem nesouososti je drobení pryže nebo plastu), u ozubených spojek nesouosost má přímý vliv na opotřebením zubů v záběru (dokonce dochází ke kontaktu kov na kov, tzn. zcela chybí mazivo), atd. . Obrazem o stavu souososti u spojek je termovizní obraz po nastavení stroje.

##### • **Výrobní kapacita**

Zvýšení provozuschopnosti o každé procento výrazně ovlivňuje produktivnost výroby a tím i finanční výsledek výrobní společnosti.

##### • **Kvalita výrobků**

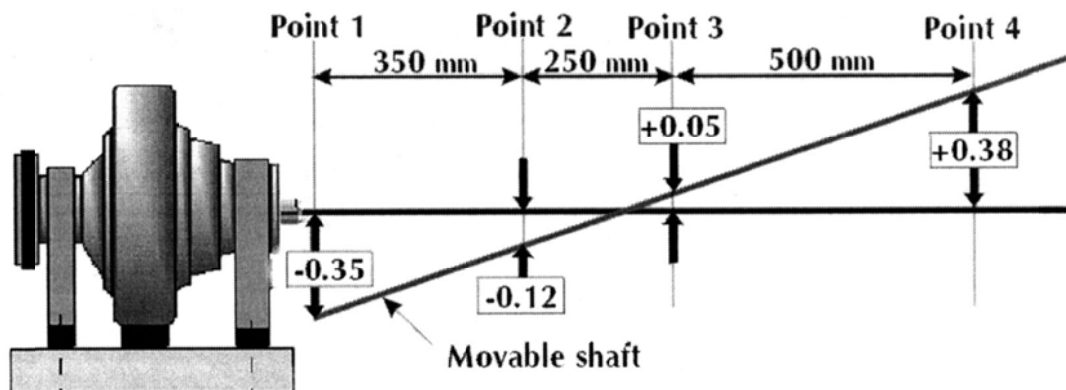
Jedná se o přídavný efekt celé řady výrobků (např. zvlnění a homogenost povrchu apod.).

### **5.2.2. Základy teorie ustavování hřídelí**

Celá řada nutných základních pojmů je uvedena v již zmíněných kapitolách 3.5 a 4.2 (např. střed rotace, souosost, rovnoběžná a úhlová nesouosost apod.), takže zbývá pouze uvést několik nutných doplnění. Rovnoběžná nesouosost bývá velmi často také označována jako posunutí hřídele. Při ustavování jakýchkoliv dvou strojů je vždy jeden označen jako stacionární a druhý jako pohyblivý, tzn. chyba souososti (nesouosost, špatné ustavení) pak vyjadřuje definování polohy pohyblivého stroje vzhledem ke stacionárnímu. Jako horizontální nesouosost je označováno ustavení posuzované shora a korigované posunováním přední

a zadní části pohyblivého stroje a je logické, že vertikální nesouosost je posuzována ze strany a korigována podkládáním přední a zadní části pohyblivého stroje.

- **Rovnoběžná nesouosost** (osová nesouosost, posunutí hřídele), tedy znamená posunutí odchýlení osy jednoho hřídele v určitém bodě nebo rovině po celé jeho délce, což je patrné z obr. 69, kde posunutí je vymezeno pro hřídel pohyblivého stroje vzhledem k referenční ose stacionárního stroje. Je pravdou, že u tohoto typu nesouososti se pro názornost referenční hřídel zobrazuje jako vodorovný nebo paralelní (obr. 35), což je v praxi velmi vzácné, neboť většinou vždy je pohyblivý hřídel také nakloněný vzhledem k referenčnímu hřídeli nahoru (obr. 69).

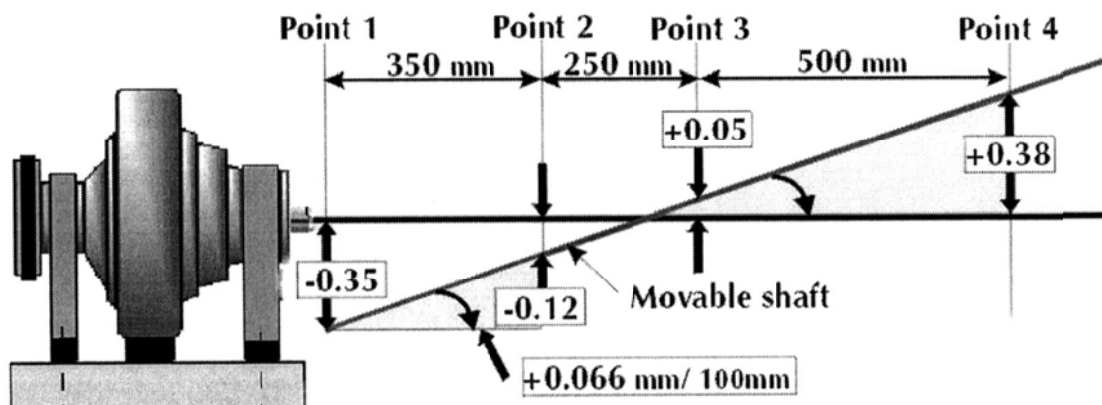


Obr. 69 Posunutí hřídele. Odchytky rotační osy jednoho hřídele od osy jiného hřídele v určitých bodech (nebo rovině) podél hřídele [19]

- v bodě 1 je osa pohyblivého hřídele 0,35 mm níž
- v bodě 2 je osa pohyblivého hřídele 0,12 mm níž
- v bodě 3 je osa pohyblivého hřídele 0,05 mm výš
- v bodě 4 je osa pohyblivého hřídele 0,38 mm výš

#### ➤ Úhlová nesouosost





Vlastní sklon se nejnáze kvantifikuje jako rozdíl posunutí ve dvou rovinách (obr. 70 - rovina 1 a 2) a daný rozdíl se podělí vzdáleností těchto rovin.



Obr. 70 Úhlové vychýlení hřídele. Vzájemný sklon dvou os otáčení [19]

### □ Tolerance pro ustavování

Tolerance pro ustavování jsou odvislé od významu daného stroje, resp. zařízení, takže následující tabulka je příkladem běžně akceptovatelných (obr. 71).

	Úhlová nesouosost mm/100 mm		Posunutí mm	
				
ot/min	Výborný	Vyhovující	Výborný	Vyhovující
-1000	0.06	0.10	0.07	0.13
-2000	0.05	0.08	0.05	0.10
-3000	0.04	0.07	0.03	0.07
-4000	0.03	0.06	0.02	0.04
-5000	0.02	0.05	0.01	0.03
-6000	0.01	0.04	>0.01	>0.03

Obr. 71 Tabulka tolerancí [19]

### □ Přístup k ustavování

Prvním krokem procesu ustavování je stanovení cíle:

- Jedná se o kontrolu souososti?
- Jedná se o nápravu (korekci) nesouososti (špatného ustavení)?

#### ➤ **Kontrola souososti**

Postupy kontroly souososti:

- připravte zařízení nebo systém pro ustavování
- změřte neustavení
- zdokumentujte a uložte stav ustavenosti
- zhodnoťte stav ustavenosti soustrojí

#### ➤ **Kontrola nesouososti**

Úplný postup přesného ustavení:

- proveďte přípravné kontroly a korekce
- připravte měřicí pomůcky (přípravky) nebo systém pro ustavování
- zkontrolujte a opravte měkké patky
- změřte neustavení
- zhodnoťte stav ustavení soustrojí
- proveďte přesné korekce ustavení
- proveďte opakované měření a stav ustavení zdokumentujte

#### ➤ **Tři fáze ustavování**

##### **1. fáze - Příprava (Pre-Alignment)**

- obvykle zahrnuje kontroly teplotního nárůstu, volbu ustavovací metody, kontrolu opotřebování hřídele a spojky apod.

## 2. fáze - Hrubé ustavení (Rough-Alignment)

- tzn. zajištění stavu, kdy hřídele strojů jsou přibližně v ose, za což se obecně považuje stav, kdy posunutí na spojce je okolo 0,05 palce a vertikální a horizontální úchylku je asi 0,010 palce/palec.

## 3. fáze - Přesné ustavení (Precision-Alignment)

- k jehož dosažení jsou používány určité metody (viz. následující kapitola 5.2.3) a hřídele ustaveny v daných tolerancích.

### 5.2.3. Metody ustavování

Existuje velmi široké spektrum, ale nejběžnější rozdělení metod je následující:

- **Mechanické metody**
  - Průměrná pravítka (Straight edge)
  - Lístkové spároměry (Feeler ganges)
  - Kalibrované kužele (Calibrated cones)
- **Číselníkové úchylkoměry**
  - Čelně-obvodová ustavovací metoda
  - Reverzní obvodová metoda
- **Laserové metody**

Provedeme-li nejjednodušší porovnání metod ustavování, tak je možno uvést:

- Ustavování „ od oka“ průměrným pravítkem bylo (a někde stále ještě je) často používanou metodou. Protože rozlišovací schopnost lidského oka je asi 1/10 mm, je tím limitována i přesnost ustavení.
- Korekční hodnoty pro patky stroje jsou obvykle odhadovány a víceméně záleží na zkušenostech ustavujícího pracovníka a jeho znalostech o ustavovaném stroji. Výsledek: stroj se ustavuje několikrát, dokud není více či spíše méně přesně ustaven a přesto ani potom není přesnost ustavení nijak závratná.
- Ustavování pomocí číselníkových úchylkoměrů znamená výrazné zvětšení přesnosti - o řád, tedy 1/100 mm. Předpokládá to však patřičně zkušeného a vyškoleného pracovníka, který namontuje vše potřebné a bude při měření správně postupovat. Nezbytnou pomůckou pro výpočet korekčních hodnot pro patky je kalkulačka.
- Laserové přístroje měří s přesností až 1/1000 mm a řídicí jednotka automaticky pro vložení požadovaných rozměrů vypočítá korekční hodnoty pro patky, přesazení v rovině spojky a informuje, zda ustavení je v požadované toleranci.

- **Průměrná pravítka / listové spároměrky**

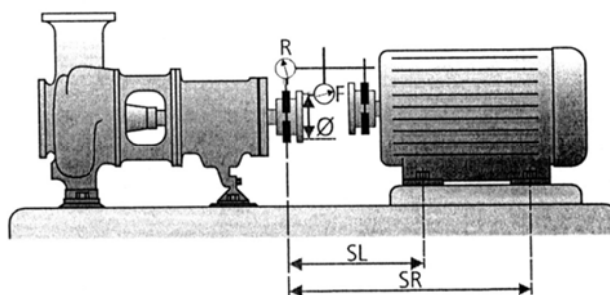
Je určitě zřejmé z obr. 72, takže pouze doplňujeme, že měření úhlové nesouososti (obr. 72.b) se provádí ve dvou místech pootočených od sebe o 180°.



Obr. 72 Měření nesouososti průměrnými pravítky / listové spároměry  
 a - měření rovnoběžné nesouososti  
 b - měření úhlové nesouososti

□ Čelně obvodová ustavovací metoda - obr. 73

Jedno měření prováděné na obvodu spojky zjišťuje rovnoběžnou nesouosost a druhé měření uskutečňované na čele spojky zjišťuje úhlovou nesouosost. Tradiční připevnění číselníkových úchylkoměrů a měření hodnoty jsou uvedeny na obr. 73.



Obr. 73 Čelně obvodová ustavovací metoda měřená pomocí číselníkových úchylkoměrů [20]

Kde tedy R (0, 3, 6, 9) jsou radiální hodnoty odečtené v pozici (12, 3, 6, a 9 hodin); F (0, 3, 6, 9) jsou axiální hodnoty odečtené v pozici (12, 3, 6 a 9 hodin); SL a SR je vzdálenost mezi úchylkoměrem a předními patkami, resp. zadními patkami pohyblivého stroje; ø je kružnice opsané číselníkovým úchylkoměrem na čele spojky; průhyb u číselníkového úchylkoměru - měření na obvodu (RS) a při měření na čele (FS). Pak lze uvést, že hodnoty nesouososti (radiální a axiální přesazení) lze vypočítat

- $V0=(R6-R0-RS) / 2$  - vertikální radiální přesazení
- $VA=(F6-F0-FS) / \varnothing$  - vertikální axiální přesazení
- $H0=(R9-R3) / 2$  - horizontální radiální přesazení
- $HA=(F9-F3) / \varnothing$  - horizontální axiální přesazení

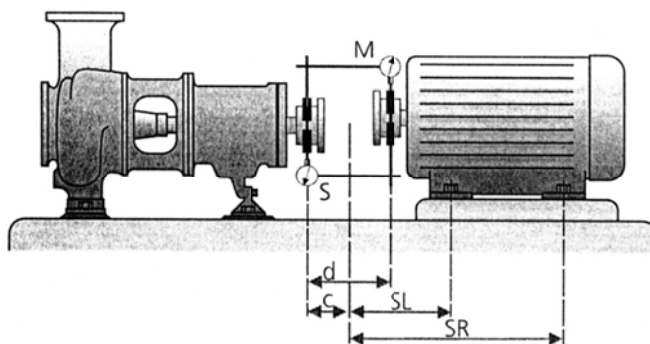
Pozice (3,6 hodin atd.) je určována při pohledu na spojku od pravého stroje k levému. Vypočtené a neměřené hodnoty mohou být kladné i záporné. Korekce předních i zadních patek se vypočítává pro každou pozici úchylkoměrů (odečítaná pozice k vynulované pozici) a pro horizontální a vertikální korekci. Kladná hodnota vertikální korekce znamená vkládat podložky a záporná odstraňovat podložky. Kladná hodnota horizontální korekce znamená pohyb k pozici 3 (vpravo) a záporná pohyb k pozici 9 (vlevo). Blíže k uvedenému a neuvedeným nutným vzorcům pro ustavení najdete [19,20]. Je určitě zřejmé, že po připevnění číselníkových úchylkoměrů se při této čelně obvodové ustavovací metodě otáčí, resp. pootáčí oběma hřídeli.

## POZNÁMKA

Pokud se neuvažuje s průhyby držáků (RS, FS) a otáčí, resp. pootáčí pouze jednou hřídelí (pohyblivý stroj), tak lze tuto metodu použít pouze k velmi hrubému ustavení spojky a bývá tato metoda ustavování nazývána

### Prostá metoda - měření na obvodu a čele spojky způsobem pokus - omyl

#### ➤ Reverzní obvodová ustavovací metoda - obr. 74



Obr. 74 Reverzní obvodová ustavovací metoda měřená pomocí číselníkových úchylkoměrů [20]

Reverzní indikátorová, reverzní periferní, reverzní obvodová, reverzní číselníková a dvojitá reverzní jsou názvy používané pro tutéž metodu ustavování používající dva číselníkové úchylkoměry. Princip reverzní obvodové metody spočívá v tom, že se na obvodu spojek provádí dvě měření pro určení posunutí hřídele ve dvou místech. Dva hřídele rotují současně, nebo v některých případech se měření provádí ve dvou etapách, kdy se měří jen jedním úchylkoměrem a mění se jeho umístění. Úhlová nesouosost je odchylka dvou posunutí měřených ve dvou bodech. Vlastní výraz „měření na obvodu spojek“ je odvozen od vzájemné polohy číselníkových úchylkoměrů (posunutých o  $180^{\circ}$ ). I zde po připevnění číselníkových úchylkoměrů se otáčí oběma hřídeli a na stupnici se odečítají hodnoty pozicích 12, 3, 6 a 9 hodin. Další komentář k obr. 6 včetně objasnění měřených (M,S,SL... atd.) a vypočítávaných korekcí přesazení a předních a zadních patek pohyblivého stroje neuvádíme, pouze odkazujeme na lit. [19,20].

## POZNÁMKA

I zde je možné při zanedbání průhybů držáků číselníkových úchylkoměrů a použití jednoho úchylkoměru (na pohyblivém stroji) a otáčení hřídelí pouze pohyblivého stroje získat k hrubému ustavení spojky určité výsledky. Tzn. i zde existuje již zmíněna prostá metoda

### POZNÁMKA K ČELNÍ A REVERZNÍ OBVODOVÉ USTAVOVACÍ METODĚ

Mimo provedení výpočtů korekcí k ustavení souososti je možné také daný problém řešit pomocí grafického řešení. Hlavní výhodou grafického řešení je vizualizace polohy rotačních os a tím i vlastně stavu souososti. Blíže zase v již citované literatuře [19, 20].

#### ❑ Laserové metody

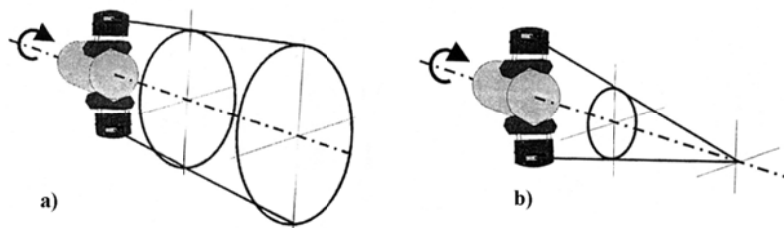
Používáme-li k ustavování souososti dvou rotujících hřídelí laserů, mluvíme o tzv. laserových metodách ustavování. Jedna z těchto metod, která k promítnutí osy rotace užívá



speciální metodu zvanou „coning“ (kuželová metoda) je používána firmou FIXTUR LASER. Skutečnost, že světlo z laserů vytváří dokonalou přímku bez průhybů a dovoluje promítnout osu rotace jakéhokoliv rotačního objektu na dlouhé vzdálenosti je zde využíván ve dvou principech.

Pokud přiložíme laser k rotačnímu objektu, tak opisuje laserový paprsek kužel a jeho promítnutím do jedné roviny je opisována kružnice, jejíž střed je středem rotace v této rovině. Směr osy rotace rotačního objektu je pak určen promítnutím středu rotace ve dvou rovinách obr. 75.a.

Nastavením úhlu laserového paprsku vycházejícího z vysílače se zmenšuje, až paprsek vytvoří bod. Postupné vytvoření bodů v různých vzdálenostech od rotačního objektu slouží k promítnutí osy rotace - obr. 75.b.



Obr. 75 Coming princip [19]

a - princip 1 - střed kružnice je středem rotace hřídele

b - princip 2 - osa rotace je vytýčena v bodě mimo konec hřídele

Je nutné pro nejjednodušší a nezákladnější srovnání laserových metod s metodami prováděnými pomocí číselníkových úchylkoměrů si uvědomit, že při ustavování laserem jsou výpočty rychlé a průběžně se zobrazují na displeji, takže je možná kontrola průběhu ustavování v reálném čase.

### 5.3. Vibrodiagnostika valivých ložisek

#### □ Zjišťování etap poškození ložiska

Včasné zjištění problémových podmínek jako je neadekvátní mazání nebo nesouosost umožňuje diagnostikovi aplikovat proaktivní nápravná opatření pro prodloužení trvanlivosti ložiska. Vznik zhoršování stavu ložiska se často objeví velmi brzy, když se valivé dráhy začínají opotřebovávat a v zatížené zóně se objevuje mikropitting. Výskyt mikropittingu v tomto ranném stádiu neznamena nezbytně zkrácení provozní životnosti ložiska, ale je často dobrou indikací, že hrozí rozvoj závady do etapy jedna.

- **První ETAPA** znamená, že ložisko je stále ještě „dobré“. Avšak když proběhne podstatná část životnosti ložiska, mikro-pitting má za následek, že se ložisko zhorší do stavu, kdy se na valivých drahách rozvíjejí velmi malé krátery. Na tyto malé vady ne vždy dopadají nárazy s dostatečnou silou, aby byly generovány měřitelné vibrační signály v oboru rychlosti vibrací. Zde technologie **SEE**<sup>®</sup>, patentovaná SKF, často dává detekovatelný signál, který se vztahuje k periodickému plošnému doteku. Když se ložisko zhoršuje a valivé prvky narážejí na vady v FFT spektru, začínají být vidět harmonické násobky frekvence závady.
- **Druhá ETAPA** znamená ložisko s určitým opotřebením, což je indikováno harmonickými násobky. Není žádný důvod měnit ložisko v tomto okamžiku. Demontovaná ložiska v této etapě vykazovala pozorovatelné poškození, které

představovaly nepatrné mikrosváry na valivých drahách. Avšak když roste amplituda harmonických složek je rozumné zvětšit četnost sběru dat. Zhoršování stavu ložiska je obvykle lineární po určitou dobu a může být trendováno, ale jak se zkracuje životnost, stává se děj nelineárním.

- **Třetí ETAPA** životnost ložiska se blíží k závěru. FFT spektra ukazují základní frekvenci závady a harmonické násobky často začínají mít postranní pásma s otáčkovou frekvencí hřídele. Toto obzvláště platí u BPFI (Ball Pass Frequency Inner Race - frekvence závady na vnitřním kroužku), kde vada rotuje přes zatíženou zónu ložiska. Vibrace se zvyšují, když vada prochází zatíženou zónou a signál je modulován, takže vytváří otáčková postranní pásma. Signál BPFO (Ball Pass Frequency Outer Race - frekvence závady na vnějším kroužku) obvykle souvisí s konstantním zatížením ložiska, pokud uvolnění ložiska, nevyvaha, nesouosost nebo ohnutý hřídel nemoduluje signál od vady, což má často za následek otáčková postranní pásma.

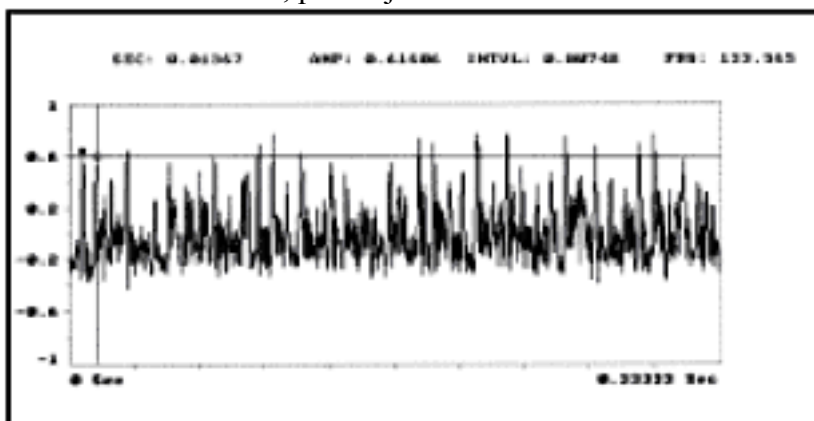
Např. při použití BPFO 107,6 Hz na hřídeli s otáčkovou frekvencí 30 Hz budou postranní pásma na frekvenci 77,6 Hz a 137,6 Hz (107,6 plus a minus 30), druhá harmonická bude mít postranní pásma na frekvenci 185,2 Hz a 245,2 Hz (215,2 plus a minus 30). Další rozvoj závady bude generovat další postranní pásma ve dvojnásobku otáčkové frekvence (47,6 Hz a 167,6 Hz). Když se postranní pásma překrývají, stávají se spektra obtížnější z hlediska analýzy.

Ložisko má své poslední dny životnosti a mělo by být vyměněno co nejdříve. V průběhu TŘETÍ ETAPY kromě informací ve spektru i celkové amplitudy poskytují klíč ke stavu ložiska.

- **Čtvrtá ETAPA** Životnost (trvanlivost) v tomto okamžiku je extrémně krátká a vyžaduje okamžité provedení nápravné akce. Je často charakterizována ve spektrálním oboru rychlosti nebo zrychlení širokopásmovým šumem („kupou“ amplitud) v oblasti frekvencí závad ložiska. Ve spektru obálky zrychlení se objeví frekvenční komponenty závady v ložisku s vysokou amplitudou a také otáčková postranní pásma 1x a 2x (která indikují uvolnění) okolo BPFO a v extrémním případě se také objeví komponenty, odpovídající poškození klece.

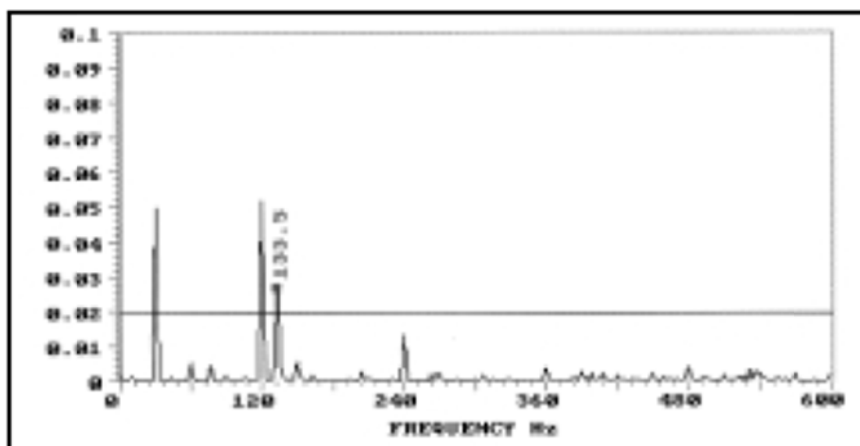
#### □ Příklady

- Následující spektra ilustrují ložiska v různých etapách ve srovnání s obvyklým odečtem rychlosti vibrací. Ačkoliv se normálně nedíváme do oboru časové obálky, signály od vady v ložisku budou viditelné, pokud je vada dostatečně velká.



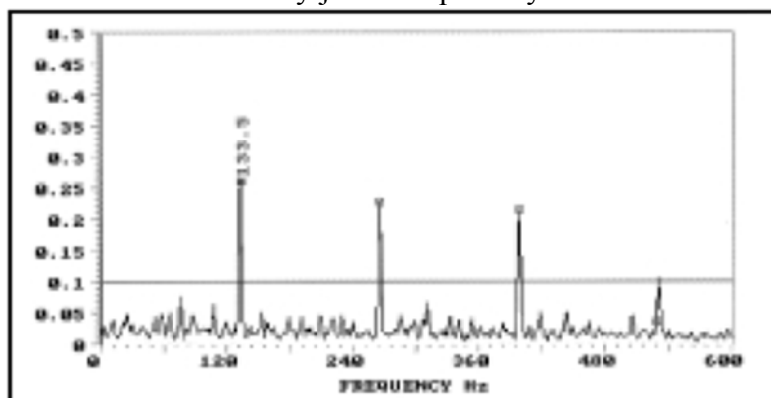
Obr. 76 Obálka zrychlení / čas

Na obr. 76 závada na vnitřním kroužku ukazuje VZRŮST, když každý váleček prochází přes vadu. Značky ukazují, že interval je 0.00748 sekundy, což se rovná frekvenci 133,5 Hz. Ložisko bylo poškozeno při montáži.



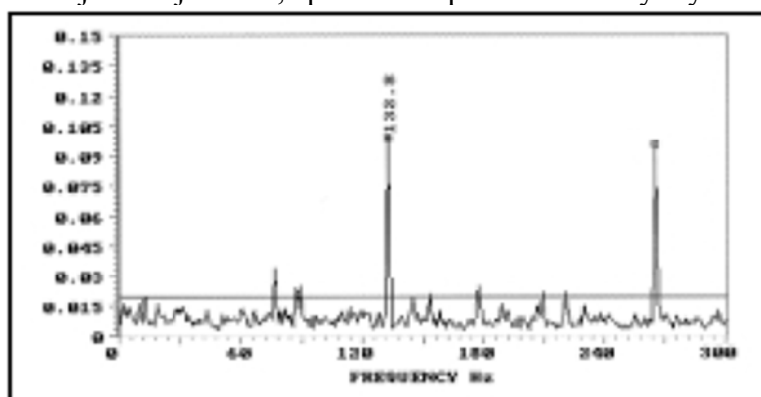
Obr. 77 Rychlostní spektrum vibrací

Na obr. 77 je spektrum vibrací stejného ložiska (6201). Ve spektru rychlosti (palce/s) vidíme BPFO, protože vada byla velká, ale nejsou zde harmonické násobky a amplituda je malá. Složka 60 Hz a harmonické složky jsou komponenty šumu od síťového napájení.



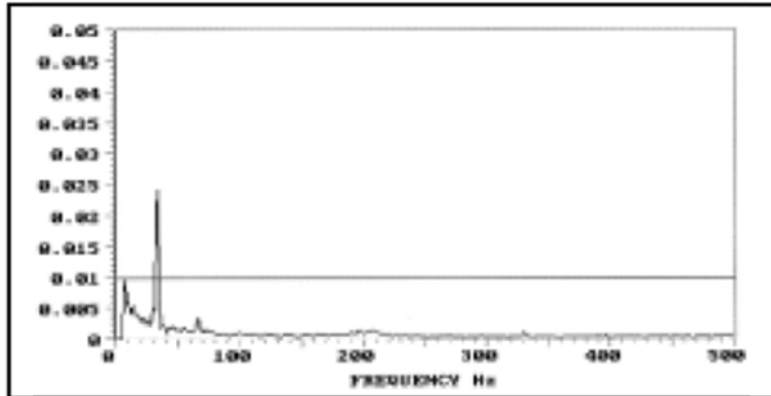
Obr. 78 Obálka zrychlení/čas

Na obrázku 78 jsou stejná data, zpracovaná použitím obálky zrychlení.



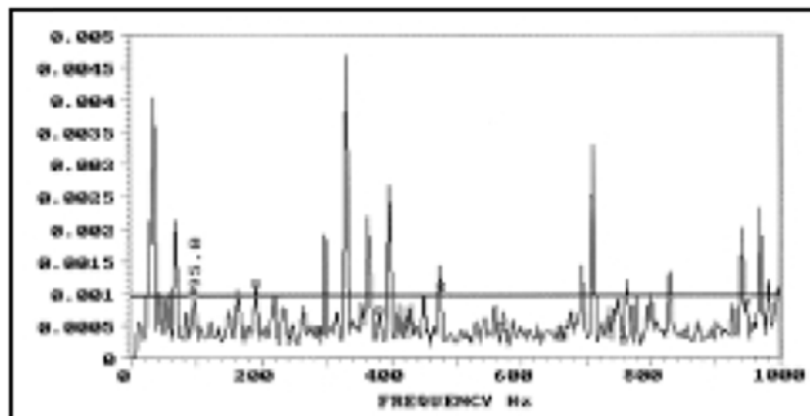
Obr. 79 Technologie SEE

Nakonec na obrázku 79 je odpovídající spektrum *SEE*. Amplitudové jednotky jsou vyjádřeny jako jednotky *SEE*. Pro lepší souhlas by bylo vhodné nastavit rozsah na 600 Hz, při kterém by byly vidět další harmonické složky, jako je tomu na obrázku 78. Když se díváme na tyto čtyři obrázky, mohli bychom se divit, zda jsou všechna tato měření potřebná. Avšak když je potřeba učinit rozhodnutí, zda odstavit stroj nebo ne, je rozumné použít všechny diagnostické nástroje. Čím více kvalitních informací máme, tím lepší je naše rozhodnutí



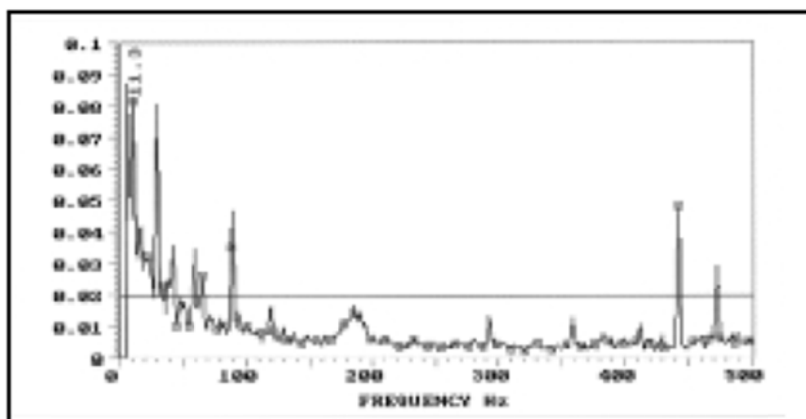
Obr. 80 Rychlostní spektrum vibrací

- Na obrázku 80 je spektrum pro ložisko MRC, které bylo nesprávně skladováno. Bylo ponecháno na polici po sedm let v kyselém prostředí, které mělo za následek naleptání kuliček a boku dráhy. Když bylo ložisko namontováno, kuličky generovaly BSF (Ball Spin Frequency - frekvence otáčení kuliček) na 95.0 Hz. Ve spektru rychlosti, které je na obrázku 80, tato komponenta - BSF - není. Je pouze ve spektru obálky, které je na obrázku 81. Ačkoliv jsou amplitudy spektra velmi malé, vadný valivý prvek produkoval za chodu stroje klepavý zvuk.



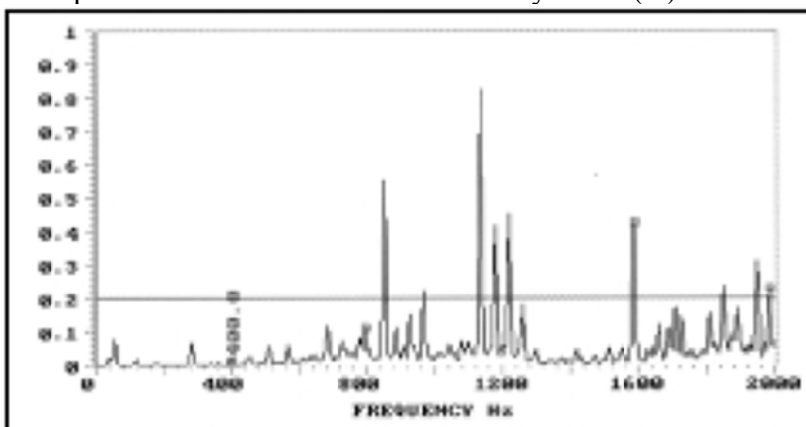
Obr. 81 Obálka zrychlení

- Na obr. 82 je spektrum ložiska s poškozenou klecí. Vlastník byl nešťastný, když vysoké amplitudy vibrací a analýza potvrzovaly poškození klece. Bylo zjištěno, že ložisko je dvacet let staré! Dalším problémem zde bylo to, že osmá harmonická od FTF (Fundamental Train Frequency - frekvence poškození klece) se překrývala se třetí harmonickou otáčkové frekvence. Ložisko bylo vyměněno a vibrace klesly na přijatelnou úroveň.



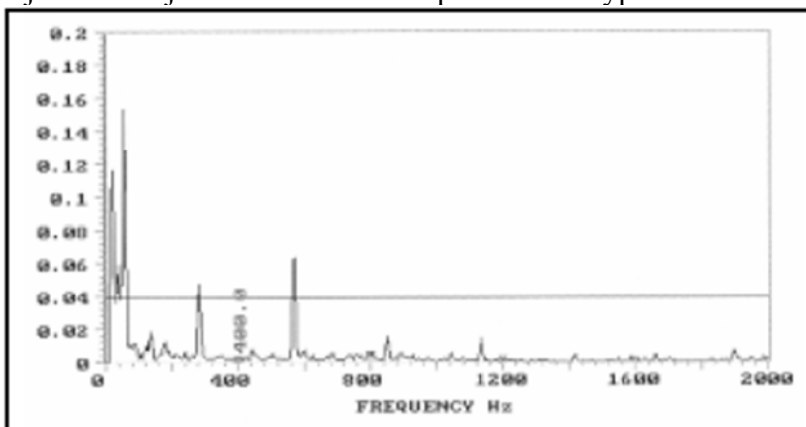
Obr.82 Rychlostní spektrum vibrací

- Další sada obrázků je ze zkušebních chodů u výrobce kompresorů, který chtěl ověřit, že lze detekovat problémy ložisek. Účelově bylo poškozeno jedno ložisko ze šesti a úkolem bylo nalézt poškozené ložisko. Na obr. 83 je spektrum zrychlení (jednotky G). Základní BPFO není vidět, ale její harmonické násobky ano. To by mělo varovat analytika, že se něco děje, ale většina diagnostiků neprovádí rutinní měření ložisek na zrychlení (G).



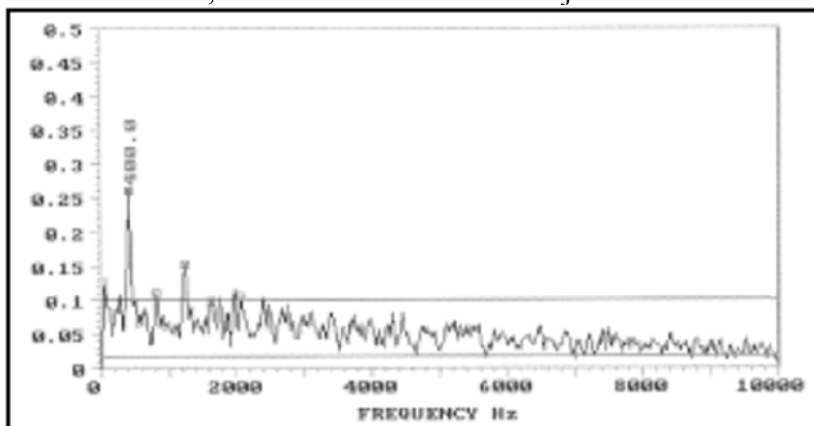
Obr. 83 Zrychlení G

Jedna dodatečná poznámka k diagnostikování valivých ložisek. Většina valivých ložisek má frekvence BPFO a BRFI jako necelé násobky otáčkové frekvence. Jinými slovy, když je otáčková frekvence 1x, potom BPFO bude 3,56x nebo 4,73x. Toto je cenná informace, když jsme u stroje a nemáme žádnou představu o typu namontovaných ložisek.



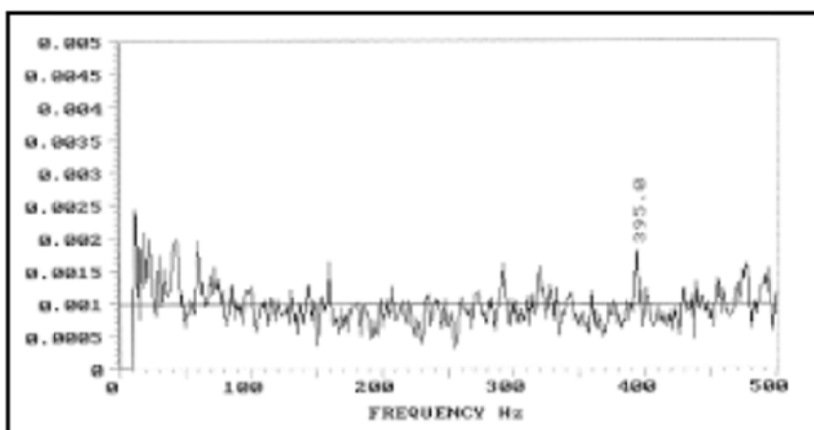
Obr. 84 Rychlostní spektrum vibrací

Na obr. 84 je měření rychlosti, což je metoda, kterou používá nejvíce diagnostiků. Zde není absolutně nic, co by nás varovalo. U šesti ložisek na stroji nám vlastník neřekl, které bylo poškozeno, avšak v důsledku různých velikostí ložisek se lišily všechny frekvence ložiskových závad. Ukázalo se, že BPFO vadného ložiska je 400 Hz.



Obr. 85 Obálka zrychlení

Na obr. 85 je stejné měření, zpracované použitím obálky zrychlení. Zde je jasně ukázána BPFO, která nebyla viditelná ve znázornění rychlosti. U této sady měření byla data zpracována použitím technologie *SEE* (obrázek 86).

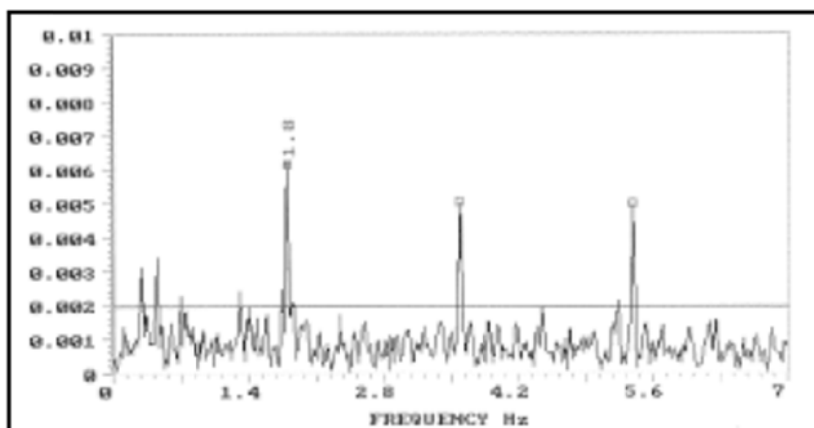


Obr. 86 Technologie *SEE*

Kdyby byl frekvenční rozsah větší, byly by vidět harmonické násobky, ale důležité je, že je přítomen SEE signál, což napovídá, že existuje kovový styk. Povšimněte si, že amplitudy jsou velmi malé, takže kontakt je mírný.

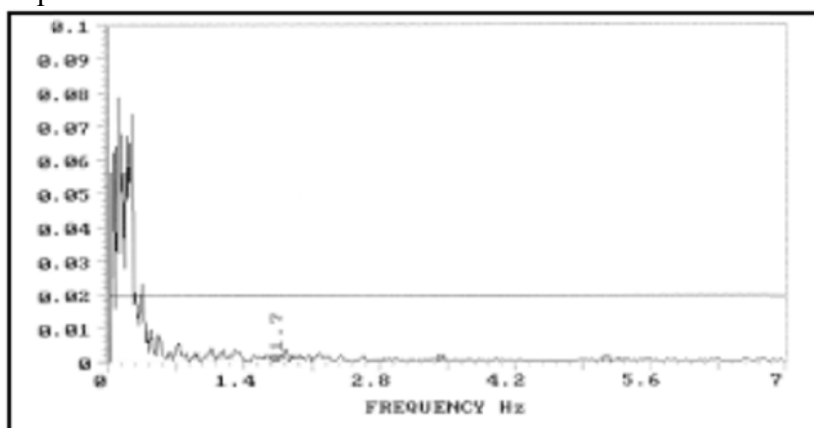
- **Následující čtyři spektra jsou od ložisek s velmi malou otáčkovou frekvencí. Tato aplikace je pravděpodobně nejcennější aplikací obálky ve srovnání s rychlostí, protože zde není integrace a tudíž nedochází k zesílení nízkofrekvenčního šumu, který existuje ve všech datových kolektorech.**

Tato spektra jsou z převodovky pohonu dopravníku v hutích. U dolního ložiska byla v minulosti řada poruch a zákazník musel udržovat třídenní zásoby, aby včas splnil dodávky v případě, když ložisko havarovalo. Znalost stavu těchto ložisek umožnila při zajištěném plánu oprav snížit časové zásoby drahých strojních komponent. Otáčková frekvence této jednotky je  $8.3 \text{ min}^{-1}$ . BPFO se měnila mezi 1.4 až 1.8 v důsledku změn otáček v průběhu čtyř měření.



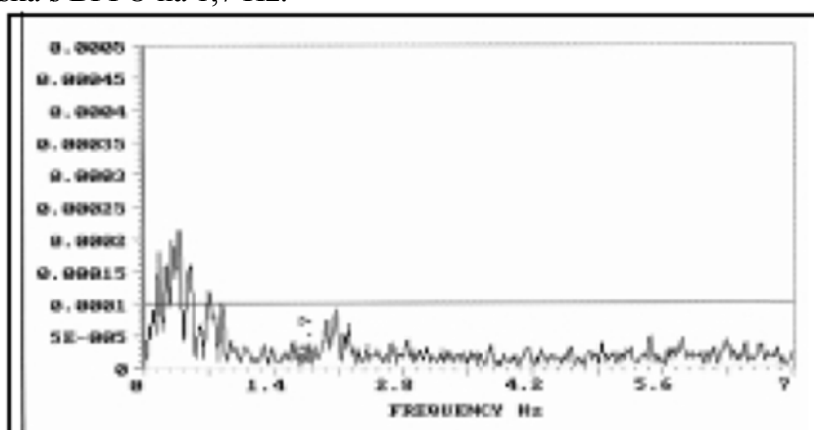
Obr. 87 Obálka zrychlení

Na obr. 87 je spektrum obálky zrychlení s BPFO na 1.8 Hz a se dvěma přidruženými harmonickými. Protože zde nejsou otáčková postranní pásma, bylo diagnostikováno, že ložisko má lehké poškození.



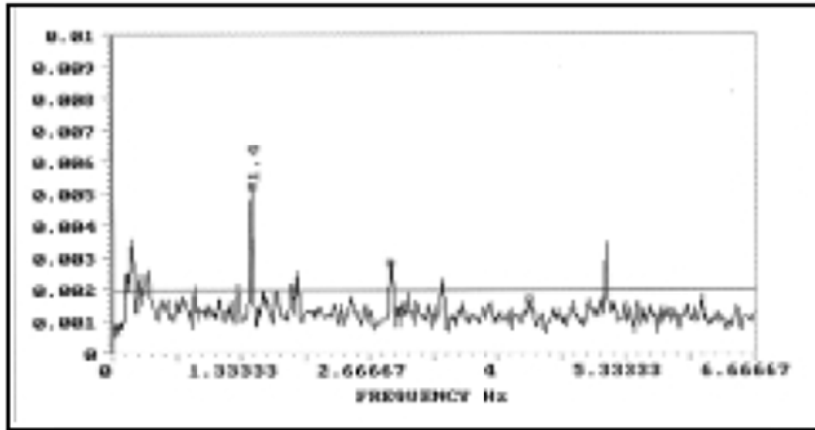
Obr. 88 Rychlostní spektrum vibrací

Na obr. 88 je normální spektrum rychlosti. Povšimněte si, že zde není žádná indikace poškození ložiska s BPFO na 1,7 Hz.



Obr. 89 Zrychlení

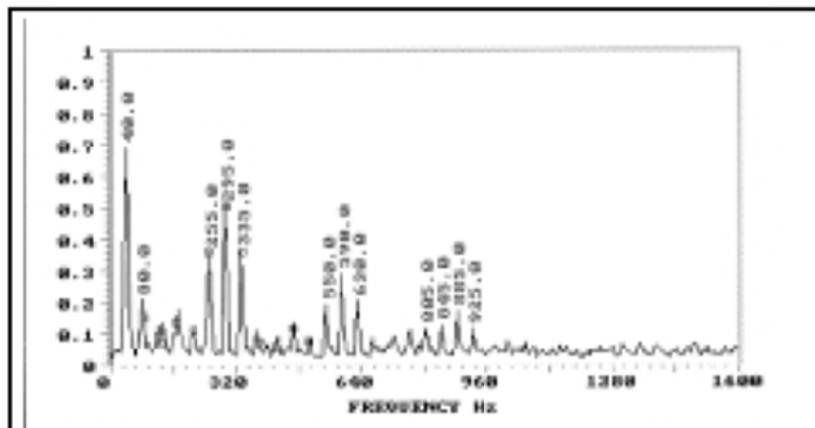
Na obr. 89 je spektrum zrychlení stejného ložiska, které neukazuje žádné známky poškození. Na druhé straně obrázek 87 jasně ukazuje BPFO s harmonickými. Stroj byl ponechán v provozu, ale zvýšila se četnost měření, jednou týdně, místo jednou měsíčně. S uvažováním kritické podstaty provozu by mělo být ložisko vyměněno při vhodné příležitosti.



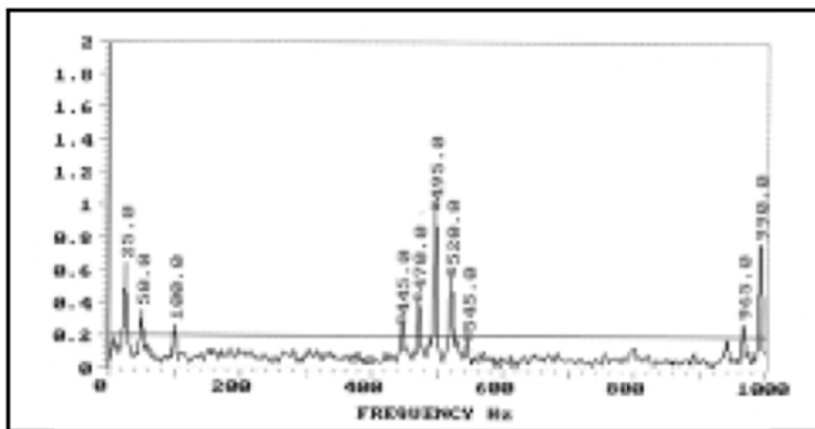
Obr. 90 Obálka zrychlení

Další příklad na obr. 90 je pro jiné ložisko ze stejné převodovky. Je silně zatíženo a právě začalo ukazovat harmonické od BPFO závady.

Je obtížné získat příklady pro třetí etapu poškození. Příklad ložiska na obrázku 91 je pro ložisko, které již bylo dostatečně poškozeno, aby se ukázala postranní pásma. Frekvenční odstup postranních pásem od základní frekvence je 40 Hz. Stejná postranní pásma se objevují u harmonických násobků.



Obr. 91 Obálka zrychlení



Obr. 92 Obálka zrychlení



V posledním příkladu na obr. 92 je převodovka ve stavu, odpovídajícím etapě tři. Při nastavování frekvenčního rozsahu nebyla známa frekvence záběru zubů, takže byl vybrán rozsah do 1000 Hz. Toto je dobré pro „rutinní“ sběr dat. Kdybychom hledali v převodovce problém, měli bychom vybrat větší frekvenční rozsah, pravděpodobně 2000 Hz. Zachycena byla jasně druhá harmonická na 990 Hz, ale postranní pásma byla zcela jasná s odstupem 25 Hz, což je otáčková frekvence.

## **Závěr**

Obálka zrychlení a technologie *SEE*<sup>®</sup> jsou relativně nové přístupy k měření. Nicméně ukázaly se být velmi cennými diagnostickými indikátory pro široký rozsah strojních problémů. Navíc ke standardním měřeným parametrům - rychlosti a zrychlení - jsou tyto obálkové metody univerzálně přijímány v programech údržby na celém světě.

## **5.4. Vibrodiagnostika elektromotorů**

Sice by mělo být z předchozího textu zřejmé, ale přesto slovně stručně shrnujeme.

### **➤ Vibrace elektromotoru mechanického původu**

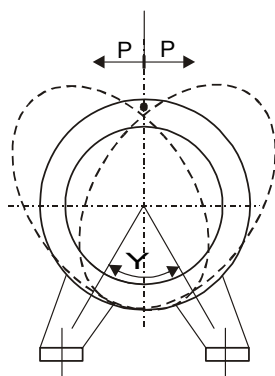
Chvění mechanického původu je způsobeno především valivými ložisky a dále nevyvážením všech rotujících částí stroje a nesouosostí elektromotoru a poháněné jednotky. Valivá ložiska vytvářejí řadu frekvenčních složek, které mají svůj původ především v nerovnosti valivých částí i samotných drah na kroužcích ložiska. Lze říci, že chvění mechanického původu má smíšený charakter. Chvění způsobeno nevyvážením, nesouosostí a taktéž chvění ložisek se šíří konstrukcí velmi dobře, a proto je při instalaci stroje nutné a velmi účinné oddělení stavební konstrukce od samotného stroje pružnými spoji (tlumiče chvění), pečlivým dynamickým vyvážením při výrobě. Také dodržení výrobních tolerancí a technologických postupů je nejlepší cestou ke snížení chvění mechanického původu.

### **➤ Vibrace elektromotoru elektromagnetického původu**

Chvění elektromagnetického původu je nejnepřítější složkou chvění u elektrického rotujícího stroje. Jeho příčinou je kmitání kostry, popř. jiných částí stroje, způsobené elektromagnetickými silami. Další příčinou tzv. elektromagnetického chvění je magnetostricke magnetického obvodu. Frekvenční spektrum chvění elektromagnetického původu je diskrétního charakteru.

Chvění stroje elektromagnetického původu zjišťujeme často tak, že stroj vypneme ze sítě a sledujeme pokles chvění v čase. Je-li tento pokles velmi rychlý, jde zcela evidentně o složku chvění elektromagnetického původu. Jiný způsob vyšetřování elektromagnetického chvění je měření frekvenčního spektra pro různé hodnoty napájecího napětí, popř. i kmitočtu. Snížení složky elektromagnetického chvění je především otázkou vhodného elektrického návrhu stroje. To znamená dodržení např. optimálního poměru počtu statorových a rotorových drážek v některých případech natočení drážek rotoru, popř. zesílení konstrukce v místech zvýšeného namáhání elektromagnetickými silami.

Běžně provedený elektrický stroj je uchycen na základ stroje pomocí patek. Je-li uchycený na základ a konstrukční provedení patek dostatečně tuhé, je možno stator uvažovat jako prsteneц pevně vetknutý v bodech připojení patek na jhu. Stator pak může kmitat takovým způsobem, při němž v bodech připojení patek vznikají uzly. Kmitání tohoto druhu je ilustrováno na obr.93. Je však třeba poznamenat, že kmitání stroje může do značné míry ovlivnit způsob připevnění patek ke kostře a jejich uchycení na základ.



Obr. 93 Kmitání statoru uchyceného na patkách

Technická bezdemontážní diagnostika elektromotorů se dělí v zásadě do těchto skupin:

- vibrodiagnostika
- diagnostika výkonu (parametrická diagnostika)
- diagnostika izolace

Kromě zjišťování technického stavu elektromotoru je velmi důležité jeho napojení na elektrickou síť. Elektrická síť musí být velmi tvrdá. Tvrdosti označují v elektrických sítích pro napájení elektrických motorů velmi malý úbytek napětí při jmenovitém chodu nejlépe do 5 %  $U_n$  a malý úbytek při rozběhu elektromotoru nejlépe do 20 %  $U_n$ . A nyní již můžeme přejít k vlastnímu jádru kapitoly.

#### ➤ Vibrodiagnostika elektromotoru

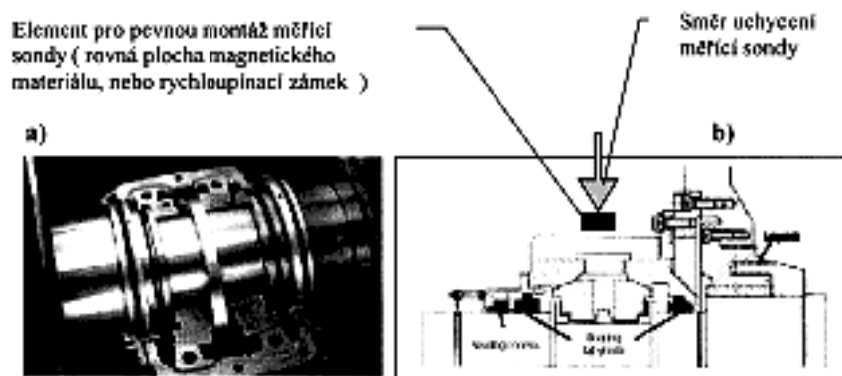
Vibrodiagnostikou lze u elektrických strojů točivých bezdemontážně zjistit jejich stav po mechanické i elektrické stránce. Elektrický točivý stroj je vždy spojen s pracovním mechanismem, proto při posuzování elektrických točivých strojů je nutné přihlížet na technický stav poháněného mechanismu a při posuzování poháněcího mechanismu nutno přihlížet na technický stav elektromotoru.

Pro vibrodiagnostická měření elektromotoru je nutno v rámci metodiky zpracovat jako první to co platí běžně - zjištění následujících technických údajů:

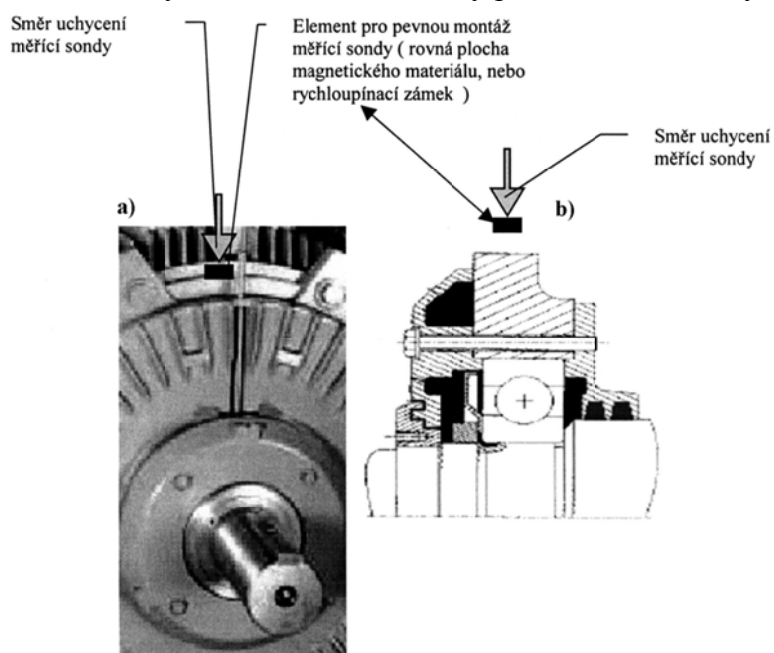
- napájecí napětí elektromotoru  $U_n$ ,
- počet otáček elektromotoru
- frekvence sítě,
- počet pól párů,
- počet drážek rotoru,
- počet drážek statoru,
- skluz,
- kinematické schéma stroje,
  - typy ložisek a tabulkovitý přehled o jejich rozměrech, počtu a typech točných elementů, typu klece,
- výpočet očekávaných budících frekvencí v jednotlivých spektrech,
- schéma měřících bodů,
- nastavení frekvenčních filtrů v měřícím přístroji, kterým bude příslušný elektromotor, diagnostikovat.

Vyznačení měřících bodů se řídí již uvedenými zásadami v předchozích kapitolách těchto skript (co nejbližše ložiska, vyznačení bodů pro opakovatelnost apod.), což u elektromotorů je při provozním měření možno řešit tak jak je uvedeno na obr. 94, obr. 95

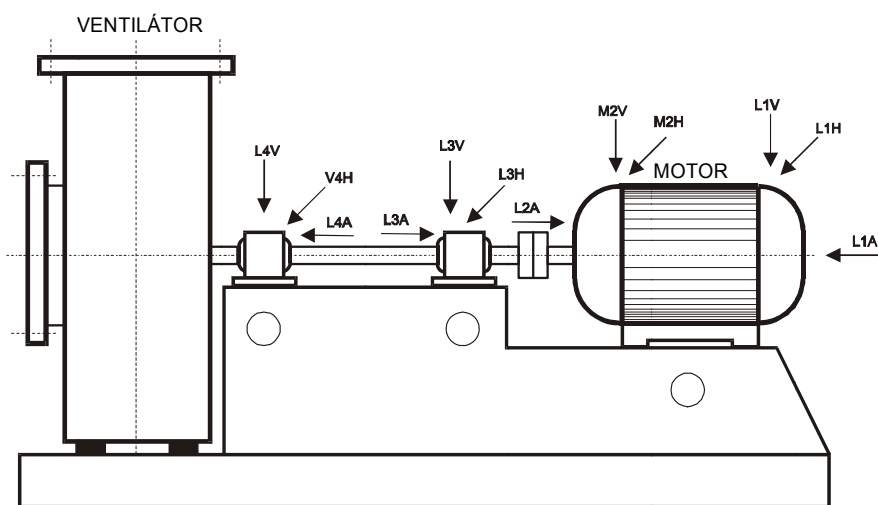
a na obr. 96, kde máme schématickou ukázkou měřících míst na ventilátoru poháněném elektromotorem.



Obr. 94 Elektromotor s kluzným ložiskem a-skutečný pohled, b-řez kluzným ložiskem



Obr. 95 Elektromotor s valivým ložiskem, a - skutečný pohled, b - řez valivým ložiskem



Obr. 96 Schéma měřících bodů na ventilátoru poháněném elektromotorem

Příčiny, které způsobují vibrace strojů a zařízení jsou mechanického a elektrického původu, proto výpočet očekávaných budících frekvencí je dvojitý. Výpočet očekávaných frekvencí mechanických budících lze provést na základě vztahů uvedených v těchto skriptech anebo jsou k dispozici firemní programy např. výrobců ložisek pomocí kterých lze tyto frekvence vypočítat.

Ložiskové frekvence v tab. č. 2 jsou vypočítány pro elektromotor typu KWB 160, 160 kW, 1000V, 50 Hz. Z tabulky je patrné, že elektromotor má dvě valivá ložiska různých typů, které se pouze od sebe liší počtem točných elementů a tím i vlastními frekvencemi.

Tab. 2 Ložiskové frekvence elektromotoru a základní parametry ložisek

Číslo uzlu	Označení	D <sub>t</sub> [mm]	d <sub>w</sub> [mm]	Počet val. Elementů	Otáčky [Hz]	Základní frekv. [Hz]	Frekvence [Hz]			
							klece	Va l. el.	Vnt. kr.	Vnj. kr.
1	NU 2318	140	25	13	1460	24,3	10,0	66,0	186,4	129,9
2	22318	140	25	14	1460	24,3	10,0	66,0	200,7	140,0

Pro elektrické příčiny je výpočet očekávaných základních budících frekvencí následující:

- statická změna vzduchové mezery nebo zkratované statorové plechy, popřípadě proudová nesymetrie se projeví na dvojnásobku síťové frekvence  $f_1$  potom platí:

$$f_{st} = 2 \cdot f_1$$

- statická změna vzduchové mezery vzniká nesouosým uložením ložiskových stojanů rotoru elektromotoru nebo nesouosým uložením ložiskových štítů,
- zkratování statorových plechů může nastat při špatné manipulaci s rotorem v době jeho vytahování se statoru. Mechanickým otěrem o povrch statorových plechů dochází k jejich zkratování a tím také k magnetickému zkratu v průběhu provozování elektromotoru,
- proudová nesymetrie vzniká s titulu provozních závad v napájecí síti.
- další závady a jejich dynamické účinky, tzn. např. změna rotující vzduchové mezery, závit nakrátko na rotoru, zlomená rotorová tyč nebo zkratované rotorové plechy, projevují se na frekvencích:

$$f_{dyn} = f_o \pm 2fsk$$

- změna rotující vzduchové mezery je způsobená uvolněným rotorem na hřídeli,
- poškozením rotorových plechů a to hlavně tepelným poškozením může dojít ke zkratování částí plechu a tím k vytvoření nesymetrie, závit nakrátko. U vinutých rotorů asynchronních motorů závit na krátko vzniká poškozením rotorového vinutí.
- ke zlomení (prasknutí) rotorové tyče dochází především při rozběhu asynchronních elektromotorů a taktéž i při normálním provozování těchto elektromotorů v těžkých provozních podmínkách.
- mezi frekvencemi, otáčkami a skluzem platí vztahy:

$$n_1 = \frac{f_1}{p}$$

$$n_2 = \frac{t_2}{p}$$

$$f_2 = s \cdot f_r$$

$$n_2 = n_1 - n$$

$$s = \frac{n_1 - n}{n_1}$$

- statická změna vzduchové mezery nebo-li statická excentricita obsahuje kromě frekvence  $f_{st}$  složky frekvencí, které jsou závislé na počtu drážek a skluzu podle vztahu:

$$f_{drs} = f_1 \cdot \left[ \frac{i \cdot m \cdot (1-s)}{p} \pm k_1 \right]$$

- lokální přehřátí statoru v určitém místě je zobrazeno ve spektru frekvencemi  $f_{st}$ ,  $f_{drs}$
- dynamická změna vzduchové mezery obsahuje kromě frekvencí  $f_{dyn}$  také o složku:

$$f_{drd} = f_1 \cdot \left[ \frac{(i \cdot m \pm k_e) \cdot (1-s)}{p} \pm k_1 \right]$$

Legenda:

- $f_1$  - frekvence sítě 50 Hz
- $f_{sk}$  - skluzová frekvence neboli frekvence rotoru
- $i$  - 1, 2 .... číslo harmonické
- $p$  - počet pólpárů
- $s$  - skluz
- $k_s$  - počet drážek statoru
- $m$  - počet drážek rotoru
- $n_1$  - otáčky točivého pole statoru
- $n_2$  - otáčky točivého pole rotoru
- $a$  - nominální otáčky rotoru
- $k_1$  - 0, 2, 4, 6 ....
- $k_e$  - stupeň excentricity (pro statickou excentritu má nulovou hodnotu, pro dynamickou excentritu je to celé číslo).

Uvedené vztahy platí pro asynchronní motory. Nesouměrná zatížení se projeví na  $f_{st}$ . Statické nebo dynamické změny vzduchové mezery se analyzují velmi obtížně, zvláště u synchronních strojů, neboť vzduchová mezera u synchronních strojů je podstatně větší než u asynchronních motorů, takže její změna je relativně zanedbatelná.

Vibrace způsobené elektrickými příčinami se projevují hlavně v radiálním směru, tzn. že se vyskytují ve vertikálním a horizontálním směru. V axiálním směru by se měly projevit při nestejně vzduchové mezeře podél stroje způsobené nesouměrným uložením rotoru. Vypočtené očekávané frekvence ne vždy se ztotožňují s frekvencemi na spektrálním grafu. Příčiny odchylek jsou tři základní. První je v otáčkách rotoru, které jsou závislé na skluzu

a druhá ve frekvenci napájecí sítě, která není přesně 50 Hz. Třetí chyba je dána počtem spektrálních čar zvolených při rychlé Fourierové transformaci.

## **POZNÁMKA**

Uvedené vzorečky sice najdete v kap. 4.7, ale z pedagogických důvodů a ucelenosti textu při studiu jsme uvedli znovu s minimálním komentářem.

Dalším již zmíněným základem technické diagnostiky elektromotorů je diagnostika výkonu. Zde se vychází z tzv.

### **➤ Zkoušky výkonu**

Zkouška výkonu elektrického motoru je předepsána podle platných norem a u elektrických motorů se provádí při zkoušení prototypu a v průběhu běžné výroby se pouze zkouší určité vyrobené kusy. Běžně dodávaný elektromotor do provozu nemusí projít zkouškou na dynamometru - elektrická brzda. Totéž platí u motorů, na kterých byla provedena generální oprava. Popisovaný problém se vztahuje na elektromotory do 200 kW.

Z provozní praxe je známo, že po uvedení do chodu, nový nebo opravený stroj a zařízení, okamžitě havaruje 15 - 20 % nasazovaných strojů. Jsou známy případy, kdy nový nebo opravený elektrický motor nasazený do provozu cca po 60 minutách zhavaroval. Ve většině případů došlo ke zkratu ve vinutí nebo k jedнопólovému zemnímu spojení. Jiný druh poruchy, který se projevoval po několika hodinách provozu, je mechanické poškození elektromotoru.

Docházelo k poškození ložiska nebo k ukroucení hřídele. Výše uvedené poruchy způsobují velké výpadky ve výrobě, zhoršující ekonomiku provozu a snižující bezpečnost provozovaných zařízení.

Na základě těchto negativ musí elektromotor, např. pro důlní společnosti před nasazením do provozu být přezkoušen na dynamometru. Zkouška na dynamometru má následující kroky:

- proměření izolačního stavu za studena
- proměření odporu jednotlivých cívek za studena
- proměření proudu v jednotlivých fázích při chodu neprázdně
- zatížení elektromotoru na jmenovitý moment
- proměření motoru ve všech třech fázích při zatížení jmenovitým momentem a srovnání naměřených hodnot zda jsou všechny stejné
- zatížení elektromotoru na hodnotu 125 % jmenovitého momentu až do docílení provozní teploty elektromotoru. Oteplení elektromotoru je hlídáno tepelnými čidly speciálně umístěnými na elektromotoru, anebo ovládání dynamometru je připojeno přes tepelné ochrany, které jsou umístěny ve vinutí výrobcem. V obou případech při docílení provozní teploty dojde k vypnutí dynamometru.
- proměření izolačního stavu za tepla
- proměření odporu jednotlivých cívek vinutí za tepla
- vyhotovení protokolu naměřených hodnot s jednoznačným doporučením: elektrický motor je - není schopný spolehlivého a bezpečného provozu
- zkouška je prováděna při kontinuálním hlídání izolačního stavu zkoušeného elektromotoru.
- dynamometr a zkoušený elektromotor je automaticky vypnut při poklesu izolačního stavu na hodnotu 300/1 V.

Zkouškou výkonu elektromotorů je možno zjistit tyto závady:

- zkraty v magnetickém obvodu
- přerušené tyče rotorového vinutí asynchronního elektromotoru
- nedokonale provedená izolace mezi závity a mezi kostrou zařízení

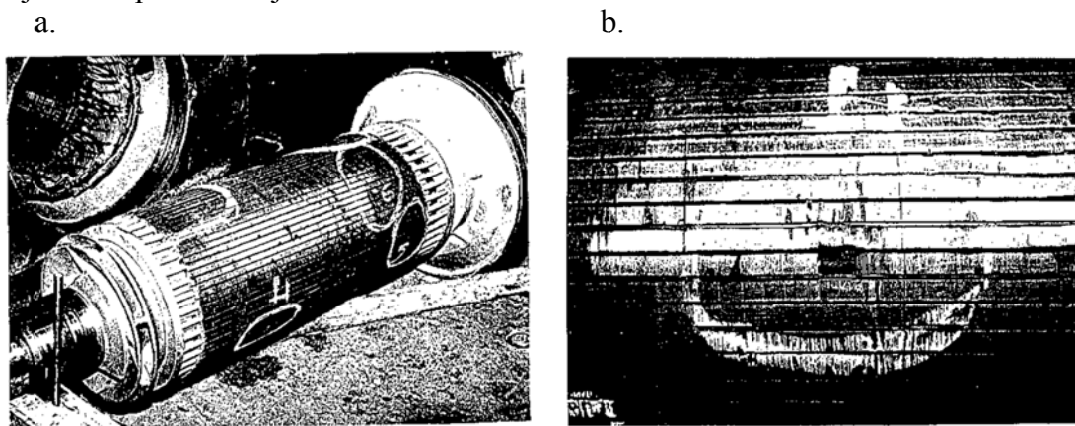
- nedokonalá impregnace vinutí nebo nedostatečně vysušený impregnační lak.

#### ➤ Zkraty v magnetických obvodech

Zkraty v magnetickém obvodu elektromotoru se projevují snížením točivého momentu. Při jmenovitém proudu je moment menší o 25 - 30 %. Zkraty v magnetických obvodech jsou ve většině případů ve jhu rotoru. Poškození rotorových nebo statorových plechů se tedy projevuje ve snížení točivého momentu, což lze vysvětlit lokálním zvětšením vzduchové mezery, elektromotorická síla zůstává konstantní, tudíž i statorový magnetický tok zůstává konstantní a zároveň dochází ke zvětšení magnetického odporu, a taktéž vznikají v místě poškození vířivé proudy, které způsobují lokální přehřátí rotoru a statoru.

Na obr. 97 je rotor elektromotoru KWB 135 W, 1000 V, 1450 min<sup>-1</sup>, který vykazoval při zkoušce na dynamometru pokles točivého momentu na 68 % M<sub>n</sub> při jmenovitém proudu.

Demontáží bylo zjištěno devět lokálních poškození magnetického obvodu (obr. 97a). Detail jednoho poškození je na obr 97.b.



Obr. 97 Rotor elektromotoru KWB 135 W, 1000 V, 1450 min<sup>-1</sup>,  
a) poškození magnetického obvodu, b) vylomený rotorový zub

K poškození magnetického obvodu statoru elektromotoru dochází také v důsledku tzv. bourání vinutí. U moderních izolací vinutí, nelze jej pouze mechanicky z drážek vytáhnout.

Stator musí být vhodnou metodou zahřát na teplotu měknutí impregnačního laku vinutí a následně je možno vytáhnout vinutí. Tyto teploty se pohybují v těsné blízkosti teploty, kdy statorové plechy ztrácejí své zaručované magnetické vlastnosti. Pokud rozehtívání statoru elektromotoru je prováděno nevhodnou metodou např. plynovými hořáky, které svůj plamen přímo směřují na statorové plechy, dochází k lokálnímu nevhodnému prohřátí statorových plechů. Lokálně přehřátý stator má větší magnetické ztráty a menší točivý moment. Pokud byl zjištěn daný stav elektromotoru, tak může sloužit pouze jako náhrada náhrad.

#### ➤ Přerušené rotorové vinutí

U asynchronních motorů s kotvou nakrátko dochází k poškození rotorových tyčí vytavením nebo přerušením. Dále dochází k prasknutí zkratovacího věnce vinutí, a to především u rotoru s dvojitou klecí. Při těchto poruchách dochází opět ke snížení točivého momentu a zvýšení oteplení. Zmenšení točivého momentu je způsobeno zmenšením magnetomotorické síly a tím i magnetického toku. Zvýšení teploty způsobuje rozdělení rotorového proudu do neporušených rotorových tyčí.

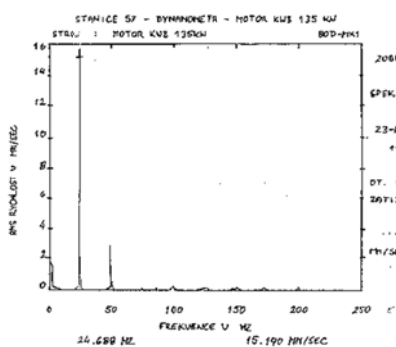
Zvýšením teploty rotorového vinutí dochází k tepelnému namáhání izolace rotorových tyčí a taktéž ke zvýšené roztažnosti rotorových tyčí a následně k rozpojení rotorového zkratovacího věnce, což vede ke zničení elektromotoru.

V následujících řádkách ukážeme příklad prováděných měření na elektromotoru KWB135 kW (elektromotor dobývacího kombajnu KWB3RDU). Pro tento elektromotor platí následující základní výpočty frekvencí.

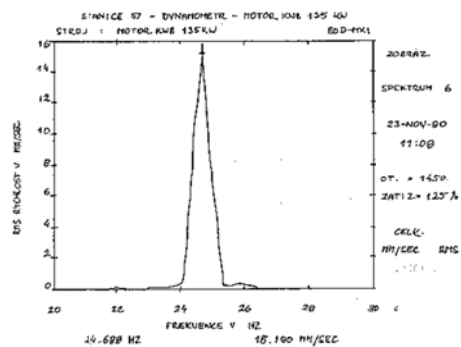
$$f_{st} = 2 \cdot f_1 = 2 \cdot 50 = 100 \text{ Hz}$$

$$f_{dyn} = f_0 \pm 2f_{ak} = 24,688 \pm 2,0,7488 = \begin{matrix} 23,19\text{Hz} \\ 26,18\text{Hz} \end{matrix}$$

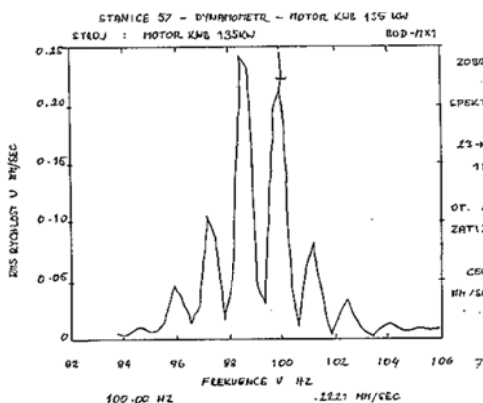
Daný elektromotor byl postupně zatěžován (25 %, 50 %, 75 %, 100 % a 125 % jmenovitého výkonu). Jako příklad uvádíme na obr. 98 frekvenční spektrum při zatížení elektromotoru na 125% jmenovitého výkonu, které na první pohled vykazuje nevyváženost rotoru. Analýzou frekvenčního spektra v oblasti 20 - 30 Hz, což je oblast nevyváženosti rotoru a dynamické změny vzduchové mezery  $f_{dyn}$ , spektrum jednoznačně vykazuje nevyváženost - viz obr. 99, ale analýzou frekvenčního spektra v oblasti 92 - 106 Hz, což je oblast stacionární změny vzduchové mezery  $f_{st}$ , byly zjištěny velmi malé amplitudy, ale silně členěné. Provozní praxe nám říká, že takové spektrum má např. opotřebovaný hřídel v místě drážky pro péro (obr. 100). Elektromotor byl demontován a rotor vytažen ze statoru. Na rotoru byla zjištěna poškození tří kusů rotorových tyčí (prasknutí) včetně prasknutí rotorového věnce. Tyto závady se jednoznačně projeví snížením točivého momentu a silně členěným spektrem v oblasti 100 Hz.



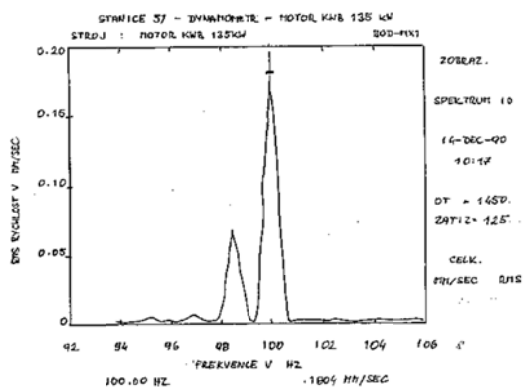
Obr. 98 Frekvenční spektrum při zatížení elektromotoru na 125 % jmenovitého výkonu zoom od 0 do 250 Hz



Obr. 99 Frekvenční spektrum při zatížení elektromotoru na 125 % jmenov. výkonu zoom od 20 do 30 Hz

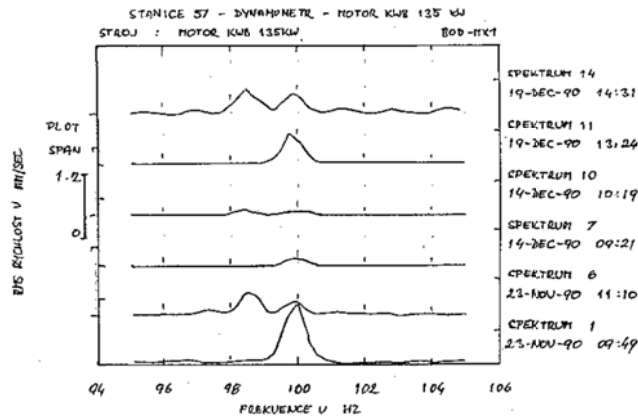


Obr. 100 Frekvenční spektrum elektromotoru v zoom od 92 do 106 Hz (poškozené rotorové tyče)



Obr. 101 Frekvenční spektrum dobrého elektromotoru v zoom od 92 do 106 Hz





Obr. 102 Porovnání všech naměřených spekter v zoom od 92 - 106 Hz

Následně byl na dynamometru zkoušen další elektromotor KWB 135 kW za účelem zjištění referenčního spektra dobrého elektromotoru. Moment motoru vykazoval jmenovitou hodnotu a spektrum vykazovalo malé amplitudy. V oblasti 100 Hz spektrum vykazovalo klasický průběh (obr. 101).

Za účelem experimentu byl na dynamometr namontován elektromotor KWB 135 kW s tím, že byly přerušeny další tři tyče. Zkouškou se mělo prokázat vliv počtu prasklých tyčí. Moment motoru při jmenovitém proudu a napětí byl stejný, spektra vibrací stejná s tím, že jejich amplitudy se zvýšily přesně o 100 %. Na obr. 102 jsou zobrazena spektra všech tří měření vždy při chodu neprázdná a při zatížení 125 %.

Na základě výše uvedených skutečností nelze jednoznačně říci, že ta nebo ona metoda zjišťování stavu asynchronního motoru je dostatečná. Nejvhodnější se jeví postup komplexního proměřování elektromotorů (vibrace, výkon a izolace). Metoda je na první pohled nákladná, ale vynaložené prostředky se vrátí tím, že špatně vyrobené nebo opravené elektromotory jsou zjišťovány již na zkušebně a ne v provozu.

Další řádky této kapitoly nám ukazují vybrané experimenty a poznatky z problematiky diagnostiky elektromotorů ve vztahu na poháněné soustrojí.

#### □ Experimentální stanovení vlivu nevyváženosti rotoru nevybušného elektrického motoru na vlastní mechanickou soustavu a poháněný mechanismus

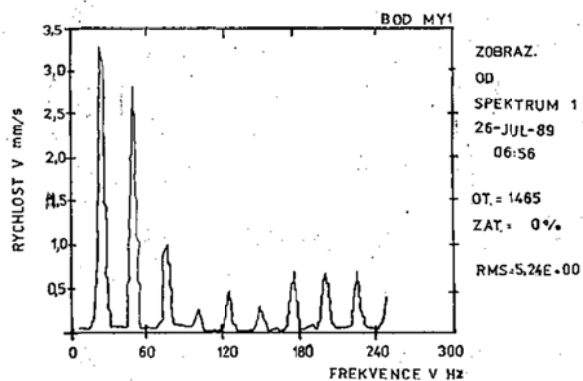
Při samotném měření vibrací elektromotoru se naskytá otázka při jakém zatížení provádět měření. Nebude-li zjišťován stav stroje při rozjezdu, potom je nejlépe měření provádět při obvyklých pracovních podmínkách. Další řádky popisují experiment, který se zabývá jedním z celé řady problémů diagnostiky elektromotorů.

Na zkušebně byl zkoušen asynchronní nevybušný elektrický motor typ CWM 200, 30 kW, 500 V, 1458 ot/min.,  $I_n = 45$  A,  $M_n = 220$  Nm. Motor byl připojen na tvrdou síť 3 + PEN, 50 Hz, 500V, IT. Zatěžování bylo prováděno dynamometrem DS 250 MEZ Vsetín. Měření vibrací bylo prováděno ve čtyřech měřicích bodech po desetiprocentních zatěžovacích intervalech frekvenčním analyzátozem. Elektrický motor byl po nainstalování na dynamometr změřen z hlediska úrovně jeho vibrací při chodu naprázdno. Frekvenční analýza prokázala, že elektrický motor je nevyvážený. Úroveň vibrací na první harmonické byla  $3,25 \text{ mms}^{-1}$ . Dále byla zjištěna značná nesouosost, neboť druhá harmonická amplituda byla  $2,73 \text{ mms}^{-1}$ . Třetí harmonická měla amplitudu  $0,97 \text{ mms}^{-1}$ , což je stav přípustný. Stav válivých ložisek, elektromagnetické pole elektromotoru vykazoval úroveň vibrací v oblasti velmi dobrý.

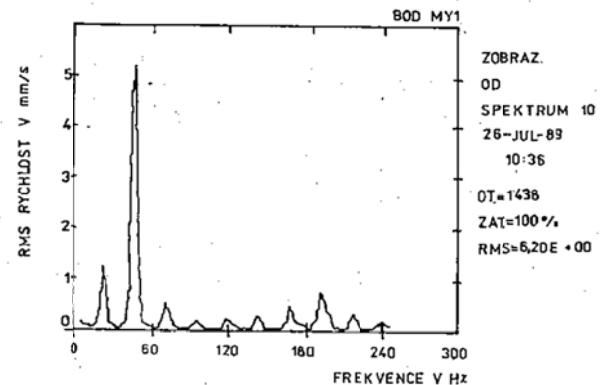
Spektrum nezatíženého elektromotoru je zobrazeno na obr. 103. Při každém zvýšení výkonu o 10% bylo provedeno měření vibrací. Na obr. 104 je zobrazeno frekvenční spektrum při jmenovitém zatížení. Frekvenční analýza spektra prokázala, že nevyváženost klesla na minimum a narostla na dvojnásobnou hodnotu nesouosost. Elektrický motor byl zatěžován až do třináásobku jmenovitého proudu. Vliv zatížení na vibrace je graficky zobrazen na obr. 105.

Z grafu je vidět, že při chodu naprázdno je velká nevyváženost, středně velká nesouosost a velmi malé mechanické vůle včetně rezonančních frekvencí ložisek, které udávají stav ložiska. Při zatěžování elektrického motoru brzdou, nevyváženost a mechanická vůle klesají, narůstá nesouosost a rezonanční frekvence ložisek. Příčina této změny je v symetrickém točivém elektromagnetickém poli asynchronního elektromotoru, které se snaží přizpůsobit nedokonalý geometrický tvar rotoru dokonalému pomyslnému tvaru točivého magnetického pole. Rotor je magnetickým polem vychylován, v důsledku čehož vzniká nadměrná nesouosost a vznikají nadměrné dynamické síly na ložiscích. Tyto síly se přenášejí na poháněný mechanismus a působí na něj destruktivně. Tento závěr platí pro elektromotory s dobrými elektrickými vlastnostmi.

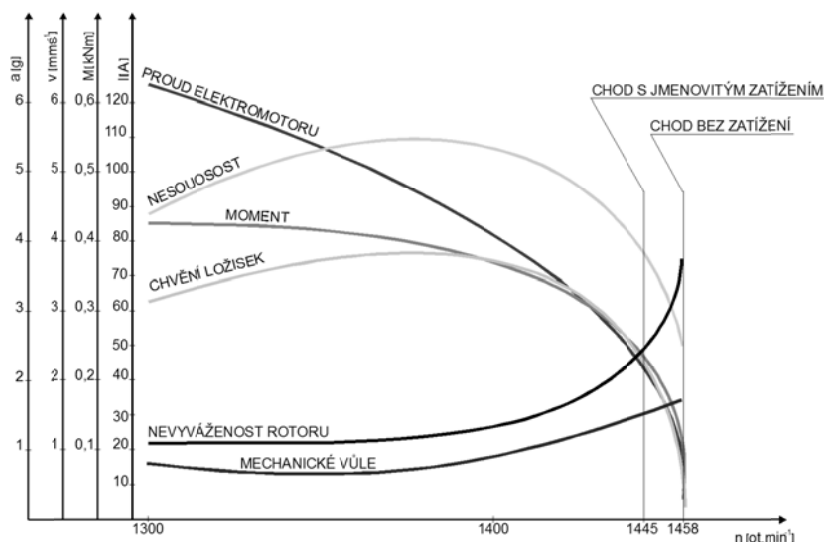
STROJ: ELEKTRICKÝ MOTOR CVM200 30kW



Obr. 103 Spektrum chvění nezatíženého elektromotoru



Obr. 104 Spektrum chvění při jmenovitém zatížení elektromotoru



Obr. 105 Závislost vibrací na zatížení asynchronního elektromotoru

Při měření vibrací elektrických točivých strojů je nutné vždy zjistit zatížení stroje a analýzu spektra provádět s přihlédnutím na zatížení. Proto je velmi výhodné a zároveň i nutné každý elektrický stroj točivý proměřit po vyrobení nebo po opravě jako samostatný prvek, čímž se zjistí jeho stav a následně elektrický motor proměřit jako součást celého soustrojí.

Tento postup nepřipustí chybu při analýze výsledků a určení diagnózy stavu. A pak je určitě zřejmé, že elektrický motor z hlediska vibrací má vliv na poháněný mechanismus a opačně.

#### □ **Možné vzniky nesymetrie elektromagnetického pole elektromotoru**

V mnoha publikacích jsou popsány příčiny vzniku nesymetrie elektromagnetického pole elektromotoru. Patří mezi ně např.: nesymetrie vzduchové mezery, přesycování zubů statoru a rotoru, nevhodný poměr počtu statorových a rotorových drážek, nevhodné natočení drážek rotoru, excentricita rotoru, vliv uspořádání vinutí s několika paralelními větvemi u větších strojů s napětím  $U < 1000V$ , vliv neharmonického napájení atd. V průběhu diagnostických měření na kombajnových elektromotorech a motorech hlavních důlních čerpadel v důlních provozech a provozech tepláren a elektráren na elektromotorech čerpadel a ventilátorů a taktéž přejímek nových elektromotorů pro teplárny přímo u výrobce byly zjištěny dvě základní příčiny vzniku nesymetrie elektromagnetického pole.

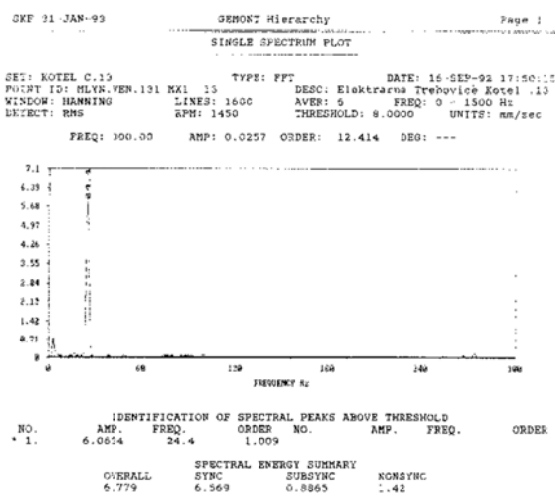
- K poškození magnetického obvodu statoru elektromotoru a následně k nesymetrii elektromagnetického pole dochází také v důsledku již zmíněného bourání vinutí.
- Při nákupu dynamových plechů pro výrobu statorových a rotorových plechů ne vždy jsou vybaveny atestem kvality z hlediska magnetických vlastností. Nekvalitní tabule dynamových plechů ne vždy mají po celé ploše přesně stejnou tloušťku. Při prostřihávání a následném skládání jednotlivých plechů délka je nestejnorodá a způsobuje nesymetrii elektromagnetického pole.

#### □ **Identifikace poruchy elektromotoru zapříčiněné nesymetrii elektromagnetického pole a jeho vliv na poháněný mechanismus**

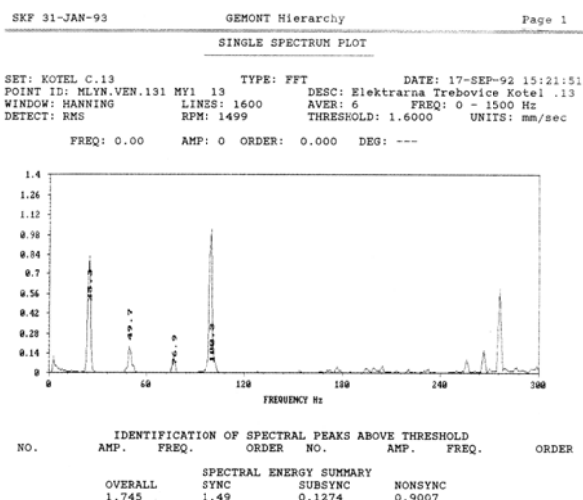
Poruchy elektromotorů zapříčiněných nesymetrií elektromagnetického pole se projevují na poháněném mechanismu i na samotném elektromotoru vibracemi a to v oblasti hodnocení mezních stavů jako ještě přípustný nebo nepřípustný. Poruchu lze identifikovat při zatížení na první harmonické frekvenčního spektra viz obr. 106. Chvění na první harmonické odpovídá nevyváženosti rotujících hmot. Hodnoty chvění jsou na elektromotoru o 15 % větší od hodnot chvění na poháněném mechanismu, v některých případech jsou stejné. Při zjištění tohoto stavu každý diagnostik začne vyvažovat. Nejprve poháněný mechanismus měřením ve dvou rovinách. Následně na elektromotoru resp. jeho rotor, pak spojku, brzdu atd. Hodnoty vibrací po těchto opatřeních se zlepší, ale jsou nadále nevyhovující. Následuje provedení demontáže elektromotoru a vyvážení na vyvažovací stolici rotoru. Po montáži elektromotoru a proměření vibrací je stav stejný. Tento proces probíhá několik dnů. Zde je popsán skutečný případ, který se stal v jedné organizaci, kde po dvou týdnech pokusů se snížením vibrací na ventilátoru jsme byli pozváni, abychom se k danému problému vyjádřili, míněna účast firmy HUDECZEK servis. Tak jako předchůdci jsme začali vyvažovat, s tím rozdílem, že pro vyvažování jsme použili starou graficko-početní třibodovou metodu. Z moderní techniky jsme použili pouze data kolektor pro přesné měření první harmonické vibrací na dané vyvažovací rovině. Důvodem použití staré graficko-početní třibodové metody vyvažování byla skutečnost, že sonda pro měření fáze při předchozím vyvažování na jiném stroji, byla mechanicky zničená. Při třetím vyvažovacím běhu jsme zjistili, že grafické zjišťování místa

a hmotnosti vyvážku nemá řešení. Tím podstatné pro vyvažování nebylo zjištěno. Vyvažování jsme opakovali několikrát se stejným výsledkem. Zároveň kolegové vyvažovali na moderním vyvažovacím přístroji. Tento přístroj pro vyvažování automaticky vedl celý vyvažovací proces a vždy určil místo a hmotnost vyvážku. Po připevnění vývážku na vyvažovací rovinu bohužel výsledek z hlediska snížení vibrací byl nulový. Příčina neúspěchu s moderním vyvažovacím přístrojem pravděpodobně byla v tom, že algoritmus vyvažování má přístroj napevno určen mikroprocesorem a vždy musí určit místo, kde se připojí vyvážek. Z dřívějších vyvažování pomocí graficko-početní metody jsme se poučili, že v případě, kdy se při grafickém řešení vyvážku kruhy  $k_1, k_2, k_3$  nesejdou, viz obr. 111, je celá soustava nelineární. Nelinearity v předchozích případech se projevovaly tím, že byly uvolněné svorníky v základech, které kotvily konstrukci stroje. Dále se nelinearita projevovala při značně měkké nosné konstrukci rámu stroje atd. Při vyvažování ventilátoru jsme nezjistili konstrukční závady, které by způsobovaly nelinearitu. Po dalších úvahách jsme nechali rozpojit spojku a proměřili vibrace elektromotoru bez zatížení. Celková efektivní hodnota vibrací elektromotoru při chodu naprázdno byla na úrovni stavu dobrého, což by nasvědčovalo tomu, že elektromotor je dobrý. Frekvenční analýzou, viz. obr. 107, jsme zjistili, že na dvojnásobku síťové frekvence tj. 100 Hz je amplituda větší od první harmonické. Z dřívějších diagnostických měření jsme věděli, že při této konfiguraci frekvenčního spektra je ve stroji anomálie a stroj nutno zastavit a opravit.

Dále jsme věděli, že na této harmonické se u elektromotorů vyskytují závady elektromagnetického pole. Nechali jsme elektromotor vyměnit i při značných protestech provozních pracovníků, protože výměna elektromotoru byla značně obtížná. Po výměně elektromotoru vibrace celého stroje byly na kvalitě hodnoty dobré. Tímto prvním náhodným pokusem jsme začali tento postup používat jako standardní pro řešení uvedeného problému. Na obr. 108 je uvedeno spektrum vibrací elektromotoru, který byl zkoušen na zkušebně za účelem zjištění jeho technického stavu. Po provedeném měření jsme jednoznačně určili, že elektromotor je vadný. Příčinou tohoto tvrzení byla frekvenční analýza spektra vibrací, kde na dvojnásobku síťové frekvence je amplituda o velikosti 2/3 základní harmonické a navíc má postranní pásma.

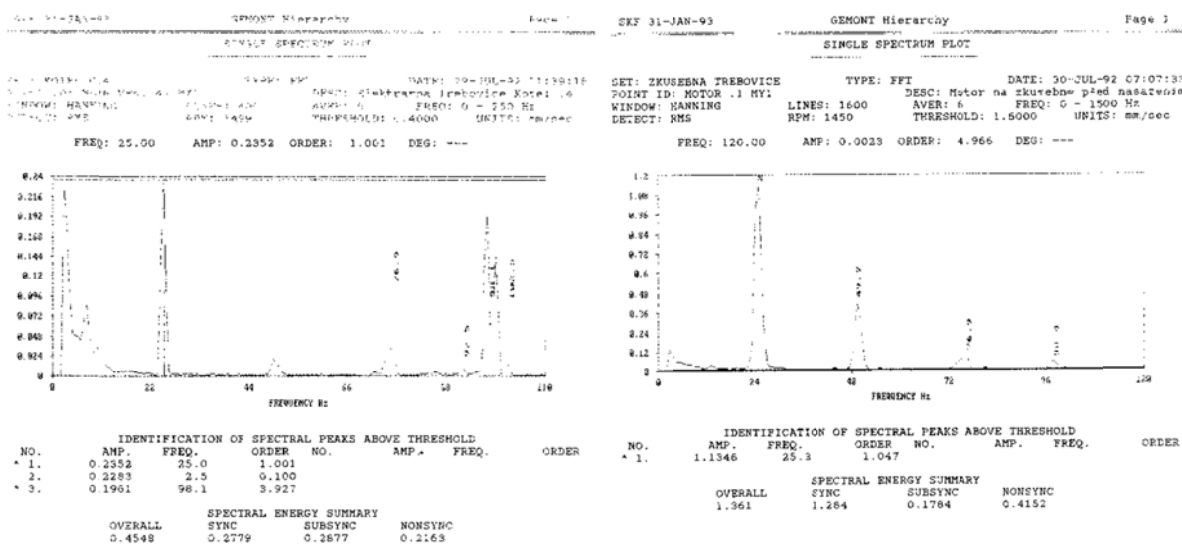


Obr. 106 Frekvenční spektrum nevývahy (celé soustrojí)



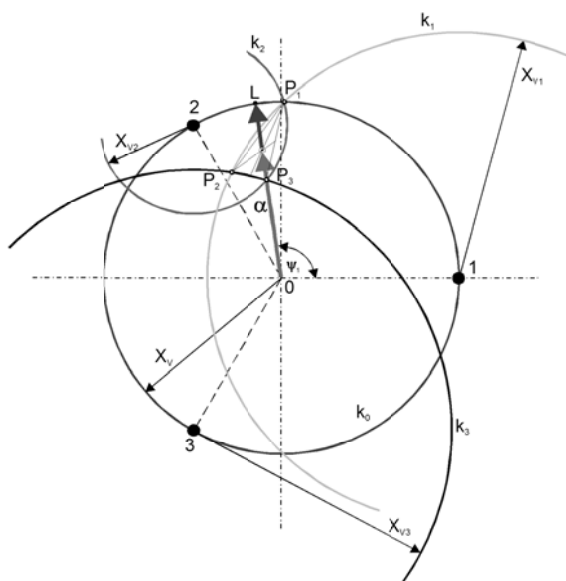
Obr. 107 Frekvenční spektrum napájení elektromotoru

Na obr. 109 je uvedeno spektrum dalšího elektromotoru téhož typu a parametrů. Elektromotor byl označen jako dobrý a mohl být použit v provozu. Spektrum vibrací tohoto elektromotoru je možno označit jako školní příklad. Každý dobrý stroj má spektrum o takovémto průběhu.

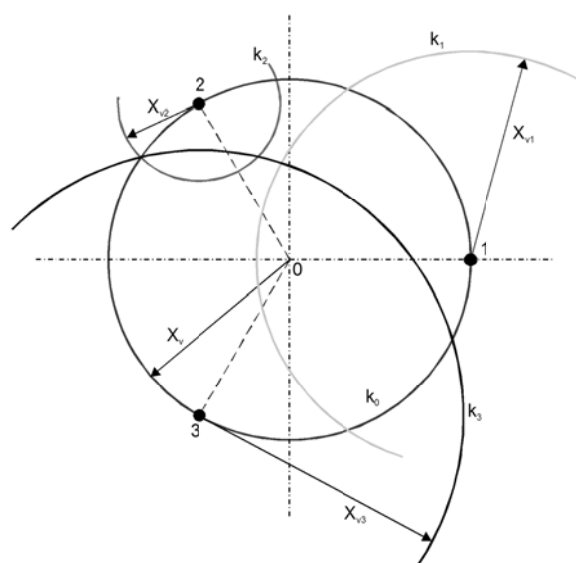


Obr. 108 Frekvenční spektrum elektromotoru (vadného)

Obr. 109 Frekvenční spektrum elektromotoru (dobrého)



Obr. 110 Tříbodová metoda



Obr. 111 Tříbodová metoda (nelinearita)

### POZNÁMKA k danému způsobu vyvažování

Při tomto vyvažování nutno dbát na bezpečnost a to z hlediska protipožárního při svařování jednotlivých pomocných vývažků do jednotlivých bodů a taktéž z hlediska zajištění stroje proti nahodilému zapnutí. U elektromotorů je nutné dodržet výrobcem stanovenou čekací dobu mezi jednotlivými zkušebními běhy. Nedodržením čekací doby hrozí tepelné poškození vinutí elektromotoru a následný elektrický zkrat.

Pokud se všechny tři kružnice neprotknou vlivem nelineárních vlastností měřené soustavy a nevytvorí tři průsečíky  $P_1$ ,  $P_2$ ,  $P_3$  viz obr. 111 měření je nutno pro kontrolu zopakovat a pokud další výsledek je stejný, soustava je jednoznačně nelineární. Nelinearitu je nutno hledat v prasklém základovém rámu, měkké nosné konstrukci ventilátoru, uvolnění oběžného kola v náboji atd. Pokud závada není nalezená v konstrukčně mechanické části soustrojí, je nutné rozpojit spojku a elektromotor proměřit při chodu bez zatížení. Pokud naměřená spektra budou podobná frekvenčním spektrům na obr. 106 a 107 elektromotor nutno vyměnit za nový. Elektromotor, který vykazuje takováto frekvenční spektra, má poškozené elektromagnetické pole. Ve většině případů se motor nedá opravit. Závada je konstrukčně výrobního charakteru. Náklady na opravu převyšují pořizovací náklady na nový elektromotor.

Vlastní postup vyvažování je možno uvést následujícím způsobem:

- Vyvažovaný stroj např. ventilátor se připojí pod napětí a když otáčky stroje se ustálí na jmenovitých otáčkách ( u vyvažovacích stolic stačí otáčky  $750 \text{ min}^{-1}$ , otáčky při všech bězích musí být stejné) je možné zahájit měření vibrací. Měření vibrací provádíme vždy v jednom bodě a záleží, kterou vyvažovací rovinu chceme vyvažovat. Například měřící bod L4V (obr. 96) musí být vyznačen tak, aby byla kdykoliv zachována opakovatelnost měření. V tomto bodě L4V se změří vibrace, pokud chceme vyvažovat oběžné kolo ventilátoru, přístrojem, který dovede jako výsledek uvést frekvenční spektrum alespoň v rozsahu od 0 do 200 Hz v efektivní hodnotě, v lineárních souřadnicích a mohutnost kmitání v rychlosti [ $\text{mm}\cdot\text{s}^{-1}$ ]. Na první harmonické odečteme hodnotu amplitudy rychlosti vibrací. Na výkrese sestrojíme kružnici  $k_0$  o poloměru rovném hodnotě této amplitudy. Někdy je nutné kreslit v měřítku pro lepší rozlišitelnost. Stroj zastavíme a tím je ukončen první běh.
- Při zastaveném a zajištěném stroji proti nahodilému zapnutí rozdělíme oběžné kolo na tři části vzájemně posunutě o  $120^\circ$ . Na každé části vyznačíme bod na stejném poloměru a označíme je čísly 1,2,3. Do těchto bodů budou postupně připevňovány pomocné vývažky a při stejných otáčkách budou proměřeny vibrace v bodě L4V a odečteny hodnoty amplitud. Po změření těchto amplitud je ukončen druhý, třetí a čtvrtý běh. Hmotnost pomocného vývažku se volí podle empirického vztahu  $m_w = \frac{X_v M}{r_w} [\text{kg}\cdot 10^{-3}]$ , kde  $X_v$  je hodnota amplitudy změřená při prvním běhu v bodě L4V,  $M$  je hmotnost rotujících částí (oběžné kolo, hřídel, spojka),  $r_w$  je poloměr pomocného vývažku udávajícího vzdálenost jeho těžiště od osy rotace. Tímto vztahem se lze dobře řídit při určování pomocného vývažku avšak je nutná velká zkušenost při vyvažování.
- Z naměřených hodnot se graficky určí příčinkový činitel  $\alpha$ , potřebný pro výpočet hmotnosti  $m_v$  hledaného vývažku (obr. 110), takto:
  - ⇒ kolem zvoleného počátku  $O$  se opiše kružnice  $k_0$  poloměrem rovným  $X_v$ ;
  - ⇒ na kružnici  $k_0$  se vyznačí body 1, 2, 3 odpovídající místům připojování pomocného vývažku  $W$ ;
  - ⇒ kolem bodu 1 se opiše kružnice  $k_1$  poloměrem  $X_{v1}$ , kolem bodu 2 kružnice  $k_2$  poloměrem  $X_{v2}$  a kolem bodu 3 kružnice  $k_3$  poloměrem  $X_{v3}$ ; všechny tři kružnice by se teoreticky měly protknout v jednom bodě  $P$ . Vlivem nelineárních vlastností měřené soustavy a vlivem určitých nepřesností měření se dostanou obvykle tři průsečíky  $P_1$ ,  $P_2$ ,  $P_3$ ; jejich spojením vznikne trojúhelník, jehož plocha je určitou mírou nelinearity soustavy, popřípadě nepřesností měření;

⇒ spojnice těžiště  $\Delta P_1 P_2 P_3$  s bodem O je příčinkový činitel  $\alpha$ ; jeho směr určuje tentokrát rovinu nevyváženosti zcela jednoznačně, přičemž průsečík  $\alpha$  s  $k_0$  udává „lehké místo“ L;

- hmotnost  $m_v$  hledaného vývažku V se určí ze vztahu  $m_v = \frac{X_v}{\alpha} m_w \frac{r_w}{r_v}$  [ $\text{kg} \cdot 10^{-3}$ ]
- vypočtený vývažek o hmotnosti  $m_v$  se připojí do místa L a při stejných otáčkách jako dříve se změří amplituda  $X_v^*$ , což reprezentuje pátý běh
- nedosáhne-li se tímto vyvažovacím krokem žádaného stupně vyvážení, je třeba celý postup opakovat; pomocný vývažek se volí úměrný hodnotě  $X_v^*$

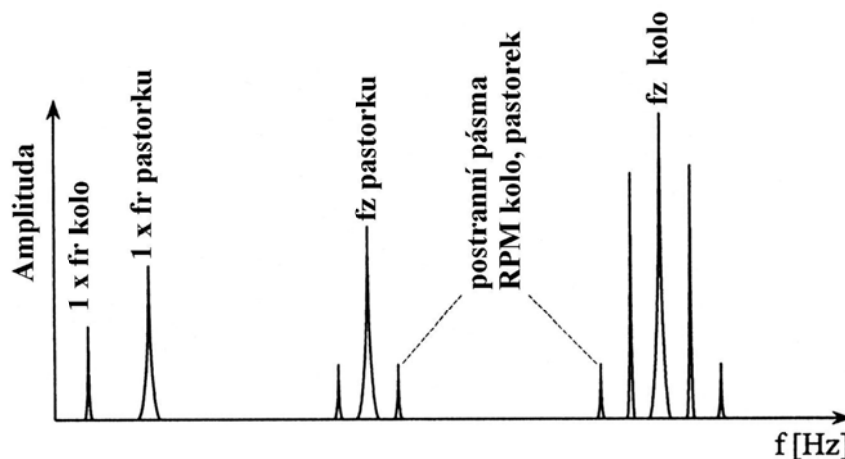
Jak je z textu této obšírné kapitoly patrné, tak jsme cíleně vynechali, resp. minimalizovali oblast související s technickou diagnostikou elektromotorů - diagnostikou izolace, která dle nás patří do oblasti čisté elektrodiagnostiky.

## 5.5. Vibrodiagnostika převodovek

V kap. 4.4 byly slovně popsány některé přístupy a způsoby hodnocení frekvenčních spekter z pohledu detekce závad na ozubení. Nyní tedy k problémům ozubených převodů.

Jak už byly zmínka (kap. 4.4), tak normální frekvenční spektrum ozubených převodů (převodovky) by mělo obsahovat první, druhou a třetí harmonickou, otáčkovou a zubovou frekvenci, a že kolem otáčkové zubové frekvence bývají obvykle i postranní pásma, jejichž velikost je dána velikostí frekvence otáček hřídelů, takže nyní je už možno na několika obrázcích ukázat odpověď na otázku: „Jak se nám problémy ozubených převodů projeví ve frekvenčním spektru?“

- **Opotřebení zubů, excentricita kola a boční vůle - obr. 112**

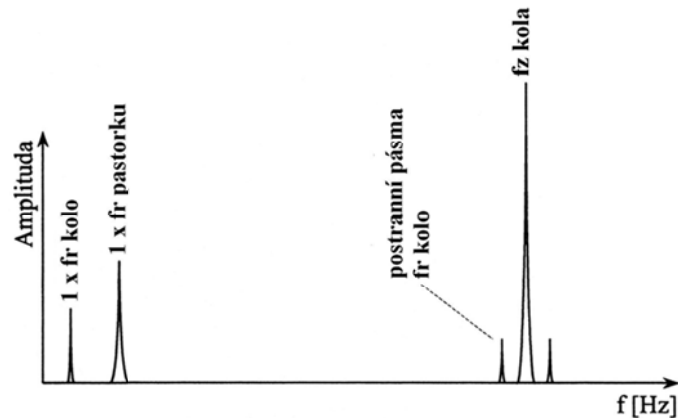


Obr. 112 Typické frekvenční spektrum ozubení měřené ve vertikálním směru

Hlavním indikátorem opotřebení ozubení a excentricity je buzení vlastní frekvencí ozubeného kola  $f_z$  spolu s postranními pásmy okolo této frekvence. Frekvence záběru zubů  $f_z$  se nemusí zvýšit, obvykle se výrazně zvýší postranní pásma okolo této frekvence - postranní pásma mohou být lepším indikátorem než samotné frekvence záběru zubů. V případě excentricity se otáčková frekvence jednoho kola může modulovat okolo otáčkové frekvence kola druhého.

- **Zatížení zubu - obr. 113**

Nadměrné zatížení ozubení se projeví vysokou amplitudou na frekvenci záběru zubů  $f_z$ , která je na zatížení velmi citlivá. Obvykle neznamená výraznější poškození ozubení, pokud postranní pásma zůstávají na nízké úrovni. Pro eliminování skokových změn v trendech je potřeba provádět měření při stejném (pokud možno maximálním) zatížení ozubení.



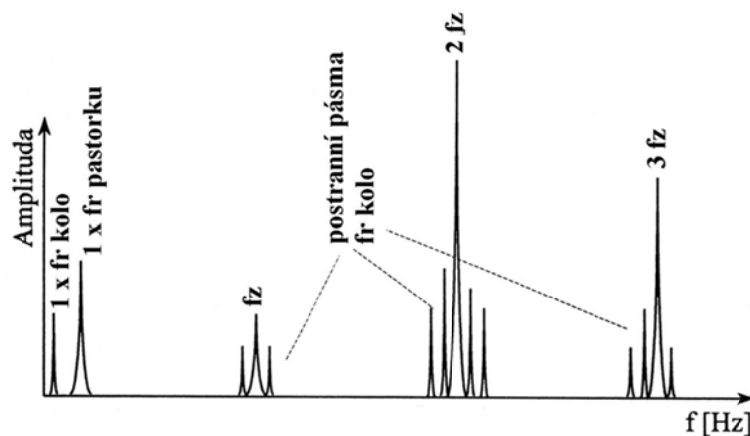
Obr. 113 Typické frekvenční spektrum ozubení měřené ve vertikálním směru při nadměrném zatížení ozubení kola

- **Nesouosost kol - obr. 114**

Hlavním znakem nesouososti ozubených kol je buzení násobků frekvence záběru zubů - obvykle dvojnásobek nebo vyšší. V postranních pásmech násobků frekvence záběrů zubů je opět otáčková frekvence záběrů zubů a dominantní druhá nebo třetí harmonická frekvence záběrů zubů. Pro detekci nesouososti ozubených kol je pak nutné, již byla zmínka, frekvenční rozsah volit minimálně do trojnásobku frekvence záběru zubů.

- **Prasklý - zlomený zub**

Prasklý nebo zlomený zub obvykle generuje vysokou amplitudu otáčkové frekvence poškozeného kola. Obvykle jsou přítomny i další harmonické otáčkové frekvence poškozeného kola. V ideálním případě lze nejlépe detekovat na časovém záznamu vibrací, kde je patrná výrazná špička pokaždé když se poškozený zub pokouší dostat do záběru.



Obr. 114 Typické frekvenční spektrum ozubení měřené ve vertikálním směru při nesouososti ozubených kol



Hledání problémů ozubení také znamená (viz. kap. 4.4) detekování harmonické duchové (parazitní) zubové frekvence ( $f_{HT}$ ), které vzniká v důsledku výrobního procesu nebo nesprávného zacházení a je efektivní při detekování závad na ozubeném kole či pastorku. Maximální vypovídací schopnost je v případě vzájemného záběru vadných zubů pastorku a ozubeného kola. Duchová (parazitní) frekvence je obvykle menší než 10 Hz, proto se velmi často přehlédne. Její určení se řídí vztahem

$$f_{HT} = \frac{f_z \cdot N_a}{z_{kola} \cdot z_{pastorku}} \quad [\text{Hz}] \quad \text{kde jedině}$$

neznáme je  $N_a$  - tzv. počet jedinečných fází sestavy pro danou kombinaci zubů (součin prvočísel společných pro počty zubů obou kol).

Pokračování této kapitoly by vydalo na další samostatné skriptum, ne-li přímo knihu, tak si dovoluji v následujících řádcích uvést několik zásadních poznámek týkajících se dané problematiky převzatých z lit. [3], která se zabývá zpracováním signálů mechanických systémů užitím FFT velmi podrobně.

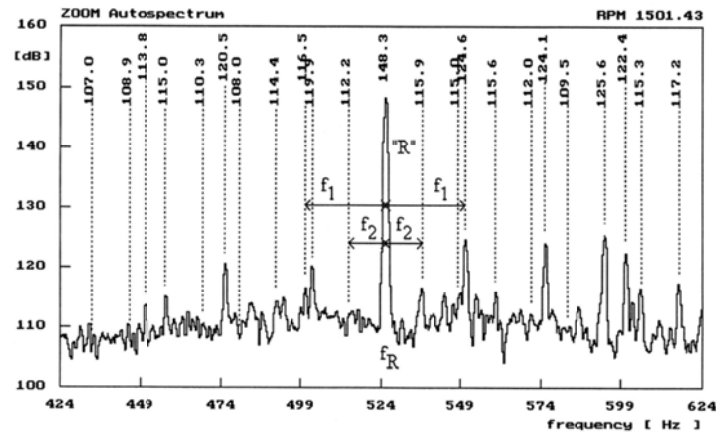
Hlavním nástrojem vibrační diagnostiky je frekvenční analýza, a proto hlavní důraz bude kladen na vysvětlení periodicity různých dějů ve strojních zařízeních. Přestože konstrukce a funkce stroje může být velmi rozmanitá, většinou obsahují rotační části s ložisky, a to kluznými nebo valivými. Rotace dílů pak přímo souvisí s jejich vyvážením a tedy se vznikem buzení od jejich případné dynamické nevyváženosti. Budící signál má frekvenci otáček a ve spektru vibrací dominuje složka s touto frekvencí. Spojení několika rotačních strojů nemusí být souosé. Nesouosost budí ve spektru vibrací několik harmonických složek frekvence otáček. Pracovní činnost strojů je rovněž zdrojem vibrací a hluku. U spalovacích motorů jsou to např. zápaly paliva ve válcích. Frekvenční spektrum orbitálního pohybu hřídel v kluzných ložiscích je zase nositelem důležitých informací o mazání nebo opotřebením ložiskových pouzder. Při odvalování tělísek valivých ložisek vznikají na nerovnostech rázy s určitou frekvencí. Záběr ozubených kol se všemi fyzikálními jevy je velmi komplikovaný děj s velmi bohatou odezvou mající členité spektrum. Signály, které jsou měřeny na různých strojích, se vyznačují specifickým složením a jejich obecnou vlastností je výskyt mnoha izolovaných frekvenčních složek vysoce přesahujících tzv. pozadí, které tvoří šum s vyrovnanou výkonovou úrovní složek svého frekvenčního spektra, tj. s charakterem bílého šumu.

Pak je určitě zřejmé, že při respektování faktu, že mezi typické vlastnosti mechanických vlastností patří nízké tlumení a s tím nebezpečí související rezonance, že frekvenční spektra jsou zpřesňována použitím harmonické analýzy, že synchronně filtrované záznamy signálů musí být prezentovány v časové oblasti, že zdrojem vibrací je nejen proměnlivá tuhost spojení ozubených kol v záběru a samozřejmě také rázy při vstupu zubů do záběru, že poruchy pravidelnosti záběru za otáčku jsou dvojí - tzv. lokální (pitting na jednom zubu) nebo distribuované (např. házení, které se distribuuje na všechny zuby) apod. tak určitě pochopíme, že diagnostika převodů není jednoduchou záležitostí. Uvědomíme-li si navíc, že např. diagnostika planetových převodů je nesrovnatelně komplikovanější, že hnací ústrojí automobilů (zvláště nákladních) obsahuje celou řadu ozubených převodů (rozvod, převodový agregát, diferenciál, ozubení v kole) atd., tak se nám daný fakt složitosti určitě potvrdí.

Nyní budou následovat vybrané ukázky některých měření vibrací převodovek při ustálených otáčkách převzatých opět z lit. [3].

- **Měření spekter s frekvenční lupou**

Ukázka frekvenčního spektra zrychlení vibrací v [dB] měřených na skříni převodového agregátu je na obr. 115. Zubová (záběrová) frekvence je 525 Hz, vzdálenost spektrálních čar je 0,25 Hz, celková šíře pásma pro frekvenční lupu kolem centrální frekvence je 200 Hz (zachycení postranních pásem do 4. harmonické frekvence otáček hřídele s uvedeným ozubeným kolem), v záběru je kolo se 46 zuby a pastorek s 21 zuby.

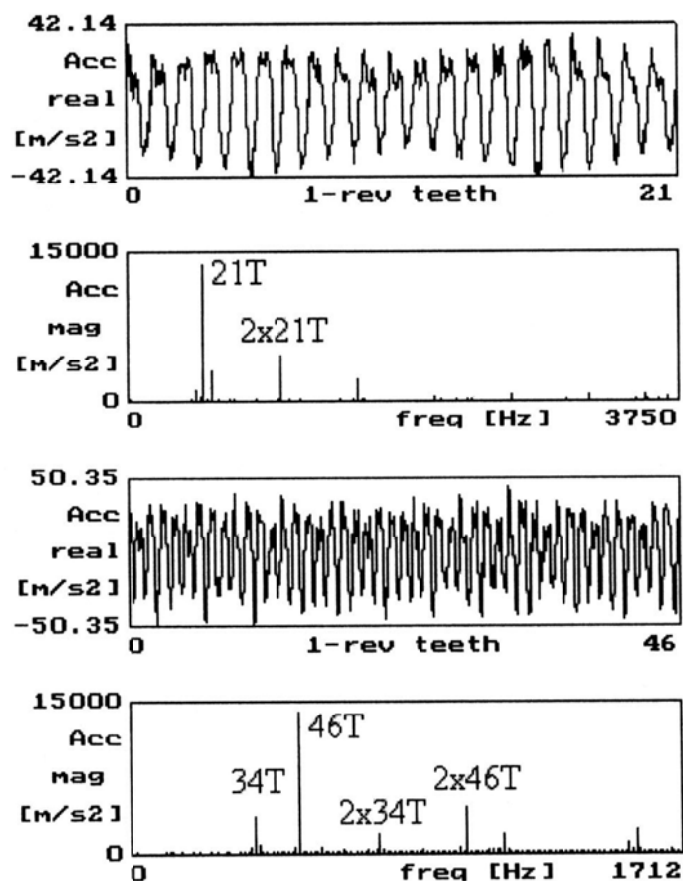


Obr. 115 Spektrum vibrací s postranními pásmy složky se záběrovou frekvencí kola s 21 zuby, které je vyhodnoceno frekvenční lupou

- **Měření odezev záběru ozubených kol u jednoduchého soukolí**

Zobrazení je možné také jako časový průběh vibrací (v časové doméně) nebo jako frekvenční spektrum (ve frekvenční doméně). Předností frekvenčních spekter je, že k separování jednotlivých složek signálu lze použít synchronní průměrování (filtraci), tzn. signál obsahuje jen harmonické složky synchronizační frekvence (pro ozubení - otáčková frekvence hřídele a otáčková zubová frekvence).

Na obr. 116 je demonstrován záběr pastorku s 21 zuby, na předlohovém hřídeli je v záběru kolo se 46 zuby a další kolo se 34 zuby. Příklad odezev záběru ozubených kol 21 a 46 zubů je pak na již zmíněném obr. 116. první záznam obsahuje jen odezvu ozubeného kola na vstupním hřídeli (21 zubů) a druhý odezvu záběrů kol na předlohovém hřídeli (tzn. součet dvou dílčích odezev). Jak je patrné, tak ve Fourierově spektru jsou vynulovány všechny složky mimo složek v základní otáčkové zubové (záběrové) frekvenci a jejich postranních pásmech. Takto upravené Fourierovo spektrum je možné transformovat zpět do časové domény a posoudit jej a znázornit jen jednu periodu - otočení o jeden zub, což je tedy průměrný časový průběh dynamické síly při otočení o jeden zub a je nejlepším ohodnocením budících sil jako zdroje vibrací.

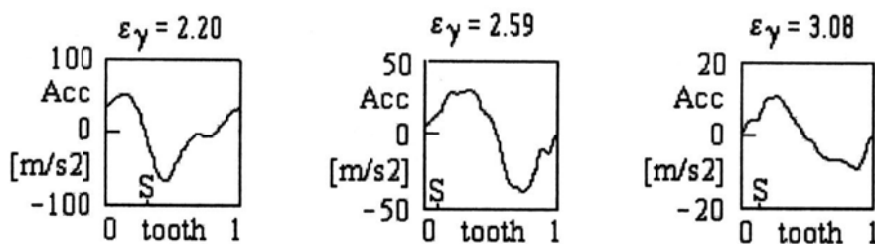


Obr. 116 Synchronně průměrované odezvy záběru zubů

Další hodnocení záběru zubu spočívá ve výpočtu obálky časových průběhů odezev záběrů užitím amplitudové demodulace.

- **Vliv součinitele záběru na průměrnou odezvu záběru zubů**

Už by mělo být zřejmé, že nejspolehlivější charakteristikou dynamických sil mezi zuby v záběru jsou složky o frekvenci zubové (záběrové) při otočení ozubeného kola o jeden zub. Tento zdroj vibrací se utlumuje vhodnou volbou parametrů ozubení, takže v praxi mluvíme o HCR (High Contact Ratio) ozubení s celočíselnými součiniteli záběru ( $\epsilon_\alpha$ ), o LCR (Low Contact Ratio) ozubení s nízkým součinitelem záběru. Vliv velikosti součinitele záběru by měl být zřejmý z obr. 117, ze kterého je patrné jak se mění rozkmit zrychlení se zvyšováním a tvar vlny průběhu. Časový průběh pak je ve vazbě na změny tuhosti a tedy intenzitu samobuzení.



Obr. 117 Vliv součinitele záběru na průměrnou odezvu záběru

- **Vliv otáček na průměrnou odezvu záběru zubů**

Je nutné si uvědomit, že se změnou otáček také dochází ke změně frekvencí harmonických složek.

- **Detekce lokálních poruch ozubených kol**

Podmínky pro zjišťování lokálních vad ozubených kol byly již uvedeny v otázce kap. 4.4, takže pouze krátké doplnění. Odezva záběru ozubených kol ukazuje na tvarové nepravidelnosti ve frekvenčním spektru, což je základem identifikace

## KONEC VÝBĚRU A CITACÍ z lit. [3] kap. 13

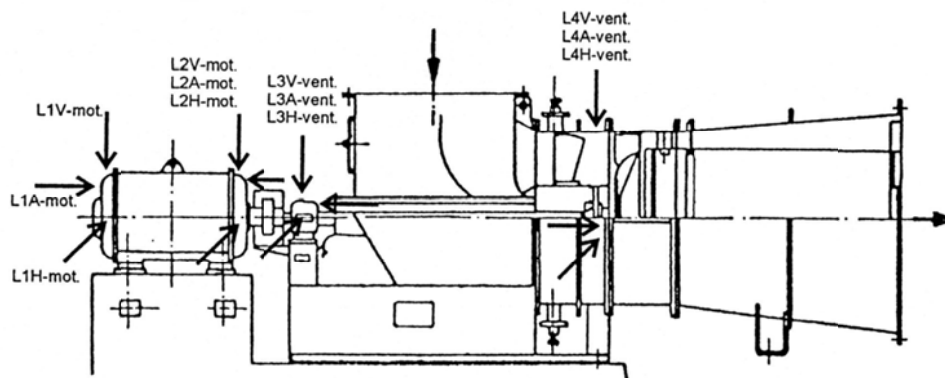
Uvědomíme-li si již zmíněnou složitost např. planetových převodů a převodů hnacího ústrojí automobilů apod., tak je nám určitě zřejmá pracnost a časovou náročnost rozboru záběru ozubených kol a bude nám zřejmé proč jsme uvedli na začátku citace z lit [3] - uvedeme pouze několik zásadních poznámek, které jsme ještě museli vzhledem k rozsahu skript značně komprimovat, proto zdůrazňujeme ještě jednou - plný text najdete v lit [3], kap. 13, ale mělo by jednoznačně vyplynout následující, že je nutné provádět následující měření - záběru po zubech a měření frekvenčního spektra při rozběhu z důvodu řešení problému rezonance.

### 5.6. Vibrodiagnostika strojních systémů

Určitě je zřejmé, že by tato kapitola vydala na samostatná skripta ne-li přímo knihu, neboť příkladů měření strojních systémů v provozním nasazení různých výrobních procesů existuje nepřeborná řada. Z těchto důvodů se budeme věnovat pouze některým strojním systémům a to ještě není možné vzhledem k rozsahu předkládaných skript ve vyčerpávající podobě.

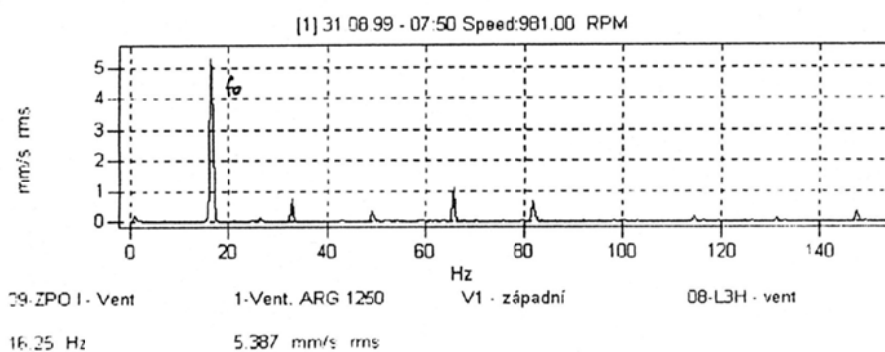
- **Ventilátor licí komory**

Jedná se o axiální rovnotlaký ventilátor typu ARG 1250 vyrobený firmou ZVVZ Milevsko, spojený s motorem F250M06 o výkonu 40 kW přes spojku, otáčky ventilátoru nastaveny dle elektromotoru na  $980 \text{ min}^{-1}$ . Motor i ventilátor jsou upevněny na betonovém základě, ve kterém jsou zalaty i základové přípeňovací šrouby, podložky jsou jedinými tlumiči vibrací do základů a i recipročně. Součástí zabezpečovacího zařízení je monitorovací zařízení (MPV 14/2 - TP 2050/92), které snímá vibrace vnitřního ložiska a teplotu ložiska ventilátoru. Jelikož existoval rozpor mezi naměřenými veličinami vibrací tímto monitorovacím zařízením a měřeními diagnostické skupiny, navíc dané monitorovací zařízení signalizovalo pouze stav, tzn. nebylo možno zjistit příčinu a eventuální poruchovost vážně ohrožovala nejen produktivitu výroby, ale především její kvalitu, tak se přistoupilo k návrhu diagnostického systému, postaveném na měření vibrací. Na obr.118 je zobrazen diagnostikovaný objekt včetně určených měřících bodů. Je logické, že postup návrhu diagnostického systému se v obecné podobě řídil zásadami a postupem uvedeným v kap. 3.6. Vlastní měření bylo prováděno přístrojem firmy SCHENCK VIBROTEST 60. Hodnoty provozních mezí byly stanoveny dle ČSN ISO 10816-3 pro stroje o střední velikosti s jmenovitým výkonem nad 15 kW do 300 kW.

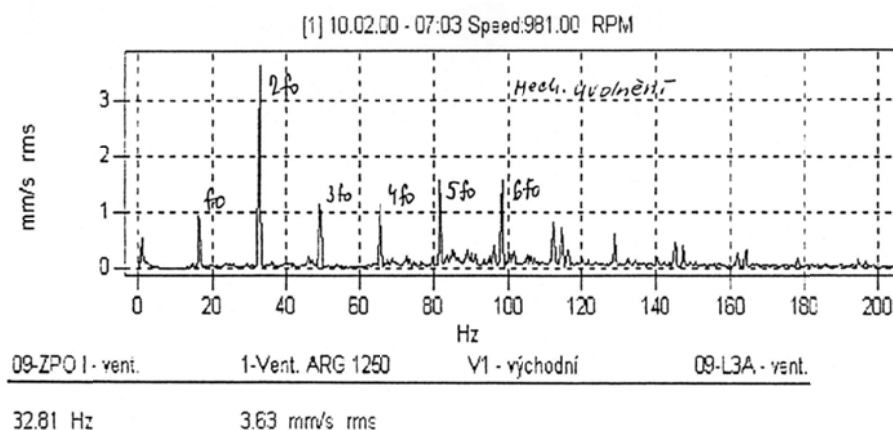


Obr. 118 Diagnostický objekt, ventilátor ARG 1250 s motorem F 250 M06

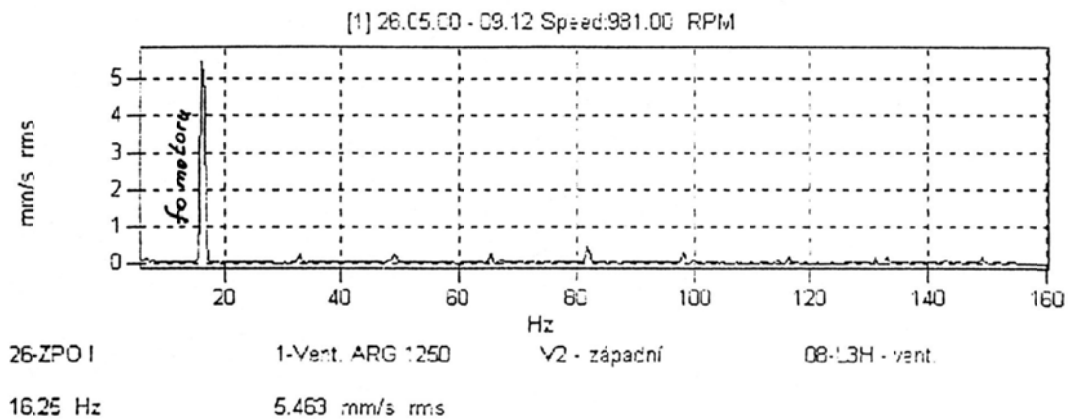
Z vlastního měření jsme pak vybrali některá frekvenční spektra pos kterými je uvedena i interpretace neměřených výsledků - obr. 119, 120, 121.



Obr. 119 Frekvenční spektrum ventilátoru  $RMS=5,387 \text{ mm}\cdot\text{s}^{-1}$  na frekvenci  $f_0 = 16,25\text{Hz}$  a Overall =  $7,246 \text{ mm}\cdot\text{s}^{-1}$  v naměřeném  $t_z$  bodě L3H => nevývaha oběžného kola



Obr. 120 Frekvenční spektrum ventilátoru  $RMS=3,63 \text{ mm}\cdot\text{s}^{-1}$  na  $f_0 = 32,81 \text{ Hz}$  v bodě L3A, Overall  $5,572 \text{ mm}\cdot\text{s}^{-1}$  => mechanické uvolnění

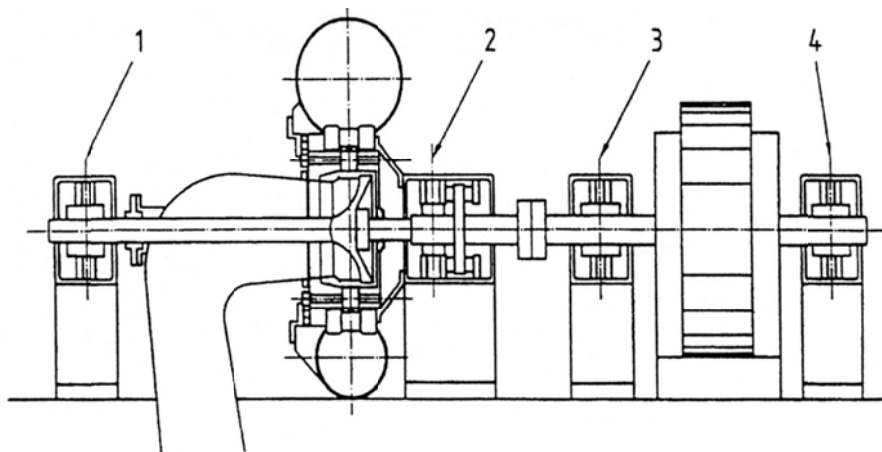


Obr. 121 Frekvenční spektrum ventilátoru  $RMS=5,463 \text{ mm}\cdot\text{s}^{-1}$  na  $f_0 = 16,25 \text{ Hz}$  v bodě L3H, Overall  $6,205 \text{ mm}\cdot\text{s}^{-1} \Rightarrow$  nevyváha oběžného kola

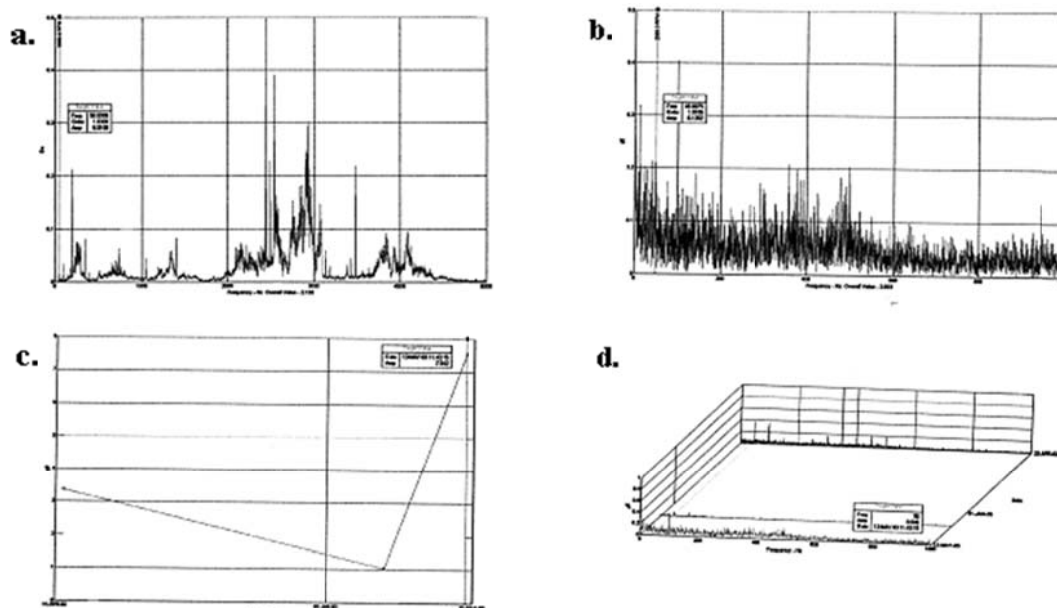
Jak je určitě zřejmé z frekvenčních spekter, tak základní otáčková frekvence je na  $16,25 \text{ Hz}$  a dané měření (obr. 119 a 121) jednoznačně ukazují, že nevyhovující stav způsobuje vždy nevyváha oběžného kola. Tento stav je zapříčiněn daným prostředím (značná prašnost apod.), kdy vlastně se vždy jednalo o zanesení tzv. licími prášky, tzn. usazení poletujících nečistot, které jsou obsaženy v odsávaných parách a způsobují zanášení oběžného kola a tím nevyvážený stav.

#### □ Hydrogenerátor (čerpadlo) horizontálně uspořádané

Z důvodu rozsahu skript značně omezíme komentář, takže na obr. 122 je pohled na diagnostikovaný objekt, na kterém pomocí analyzátoru typu MICROLOG CMVA 55 od fy SKF provedeme měření vibrací na volném ložisku na straně čerpadla (obr. 122 - poz.1) ve vertikálním směru. Další údaje jsou vyznačeny na frekvenčním spektru. Na obr. 123 pak jsou frekvenční spektra (a, b)



Obr. 122 Základní orientační schéma měřeného čerpadla



Obr. 123 Měření vibrací na ložisku čerpadla  
 a - frekvenční spektrum (0 - 5000Hz)  
 b - frekvenční spektrum (0 - 1000Hz)  
 c - trendový graf ložiska  
 d - kaskádové zobrazení frekvenčních spekter

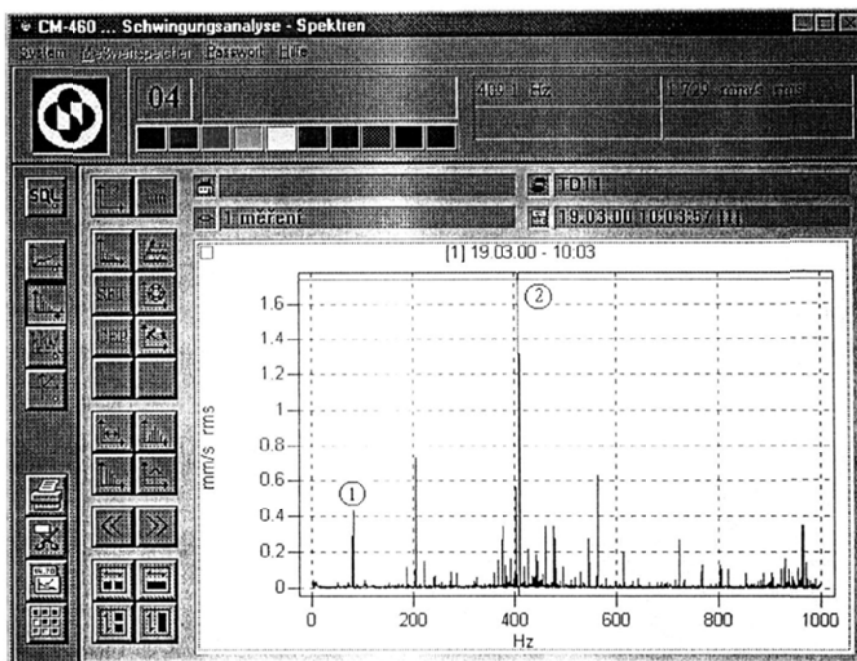
Měřené ložisko už překročilo míru vibrací stanovenou jako ALARM 1 a ALARM 2 podle [26] viz trendový graf (obr. 123c). Zhoršující stav ložiska je patrný i s kaskádového zobrazení (obr. 123d) pouhým srovnáním, resp. překrytím naměřených spekter. Doporučuje se kontrola uložení ložiska v domku, kontrola vůle mezi hřídelí a ložiskem, a pokud nebude nalezena žádná závada, tak provést výměnu.

#### □ Turbodmychadlo

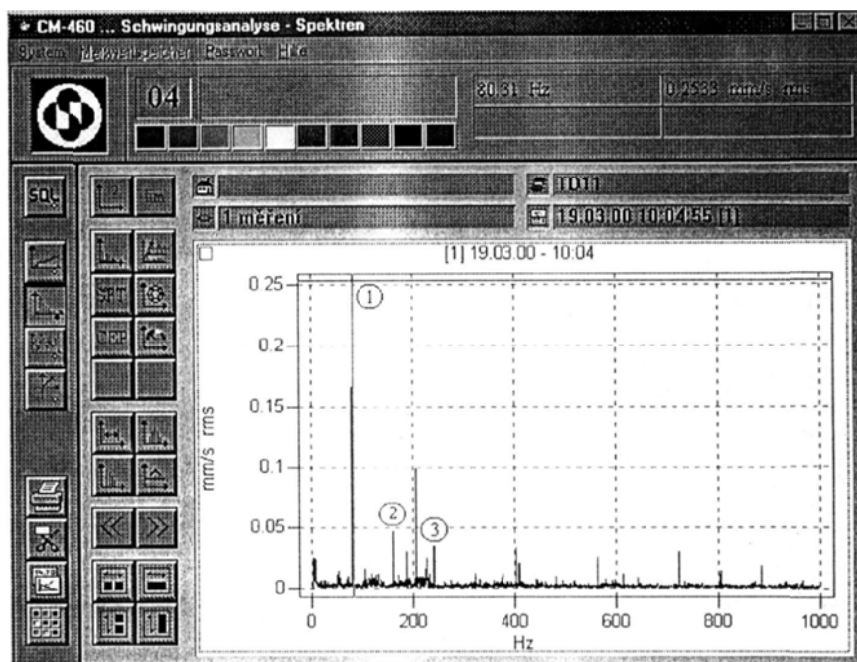
Typ turbíny T 9,8/9,8 - 18/1,2 o jmenovitém výkonu na spojce turbíny 9,8 MW a jmenovitých otáčkách  $4400 \text{ min}^{-1}$ .

ON LINE měření měří a sleduje absolutní vibrace ložisek a relativní vibrace hřídelů pomocí vícekanálového systému VIBROCONTROL 4000 od fy SCHENCK a signalizuje překročení nastavených hodnot a je schopno vykreslit orbitu středu hřídele. Mimo to se provádí pochůzkové měření pro kontrolu a porovnání hodnot získaných ON-LINE měřením (1 x měsíčně) na stejných měřicích místech, tzv. přední a zadní ložiskový stojan pomocí přístroje VIBROTEST 60 od téže firmy s vyhodnocováním softwarem CM460. Vlastní pochůzkové měření se provede 5-10 x na jednom místě z důvodu vyloučení možného chybného měření. Na obr. 124 a 125 jsou pak frekvenční spektra naměřená na předním a zadním stojanu.

Na obr. 124 je možno spatřit otáčkovou frekvenci hřídele 1 (její velikost charakterizuje neváhu a je zanedbatelná) a otáčkovou frekvenci ozubení (ozubená spojka od elektromotoru). Na obr. 125 pak 1 otáčková frekvence hřídele, 2 a 3 jsou násobky otáčkové frekvence hřídele, což by zde mohlo být charakterizováno jako mírná nesouosost.



Obr. 124 Frekvenční spektrum předního ložiskového stojanu v programu CM-460



Obr. 125 Frekvenční spektrum zadního ložiskového stojanu v programu CM-460

#### □ Papírenský stroj [22]

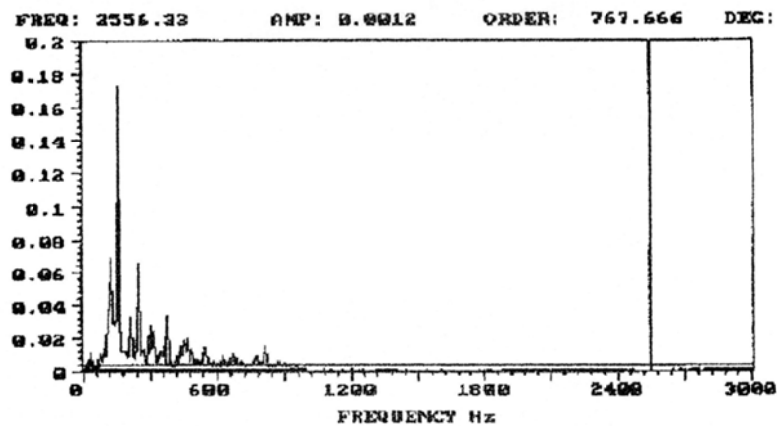
Vzhledem ke značnému rozsahu všech prováděných měření jsme vybrali pouze ukázkou jednoho zjištěného problému - poškození valivého ložiska. Měření nutná k diagnostice vad ložisek byla prováděna v horizontálním směru přístrojem MICROLOG CMVA 55 se softwarem. PRISM verze 1.3 od fy SKF.

Naměřené frekvenční spektrum FFT na obr. 126 nedetekuje žádné poškození valivého ložiska, ale při použití obálky (ENV) už je zřetelně detekována vada valivého ložiska (23060)

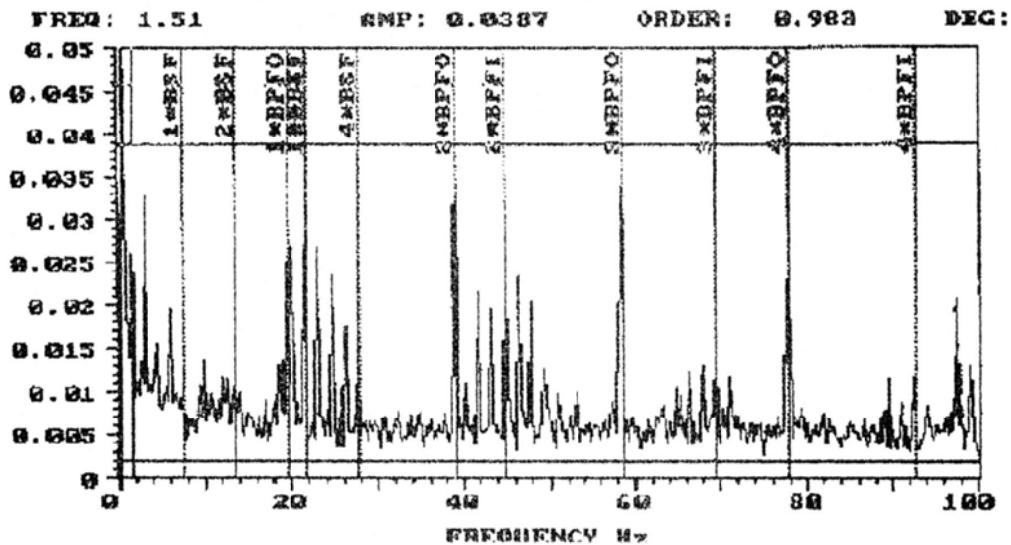


tzv. sacího válce na straně pohonu na frekvenci 19,9 Hz - vnější kroužek (obr. 127) modulované otáčkovou frekvencí sacího válce (1,51 Hz). Tato vada se postupem času neustále zvyrazňovala, takže po roce byla provedena výměna. Rozdíl mezi obálkou před a po výměně je patrný z obr. 128.

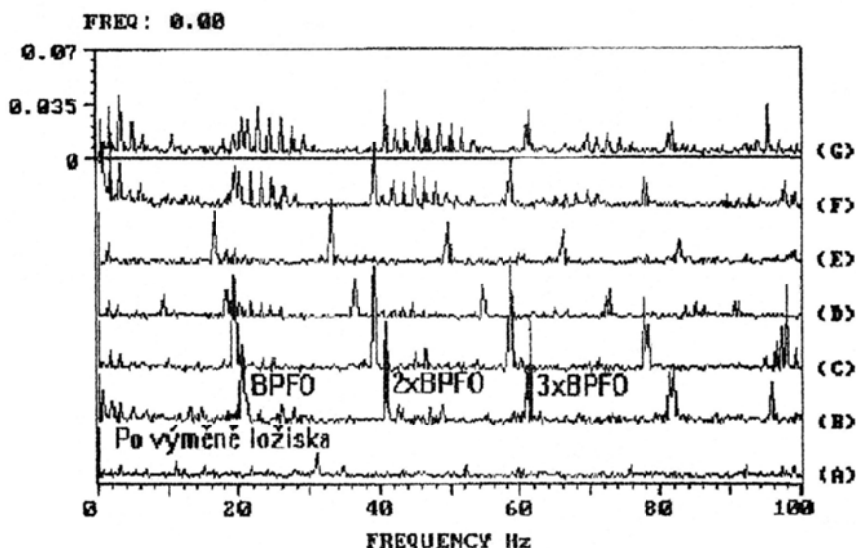
U tohoto strojního systému je nutná jedna poznámka. Existují zde velké množství různých válců, které pracují při nízkých otáčkových frekvencích, tzn. zpracování nízkofrekvenčního signálu (od 0,1 Hz), což znamená použití vhodných frekvenčních analyzátorů (např. ENTEK IRD International).



Obr. 126 Frekvenční spektrum FFT - zrychlení vibrací



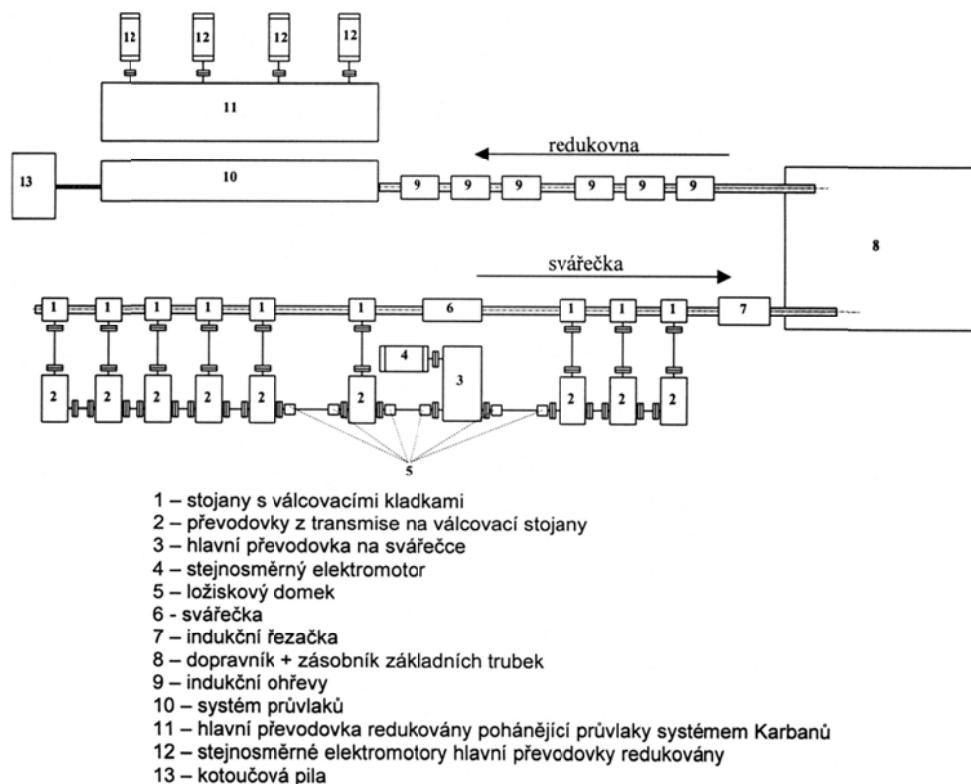
Obr. 127 Frekvenční spektrum FFT zrychlení vibrací - obálka ENV



Obr. 128 Kaskádový diagram frekvenčních spekter FFT zrychlení vibrací - obálka ENV - vývoj závady až po výměnu ložiska

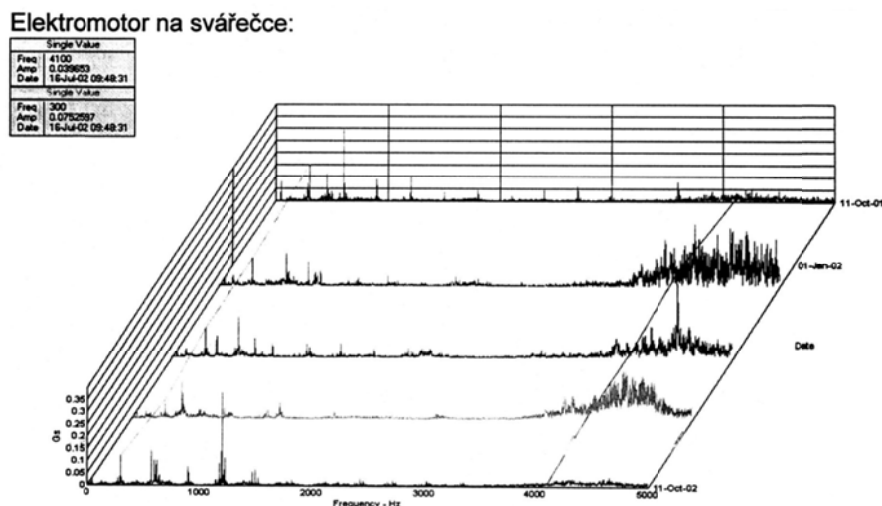
□ **Technologická linka na výrobu trubek kruhového průřezu [23]**

Na obr. 129 je uvedeno jednoduché schéma celé technologické linky a určitě i nezasvěcenému bude zřejmé, že zpracování návrhu diagnostického systému takovéto technologické linky není určitě jednoduchá, časově nenáročná práce, že provádění vlastních diagnostických měření včetně jejich vyhodnocování bude patřit k velmi složitým a náročným pracím. Je nutné si uvědomit, že byla prováděna nejen měření frekvenčních spekter, ale zde je nutnost provádět měření obálek celé řady valivých ložisek včetně trendů jednotlivých lokálních frekvencí atd., tak si daný fakt začněme plně uvědomovat.



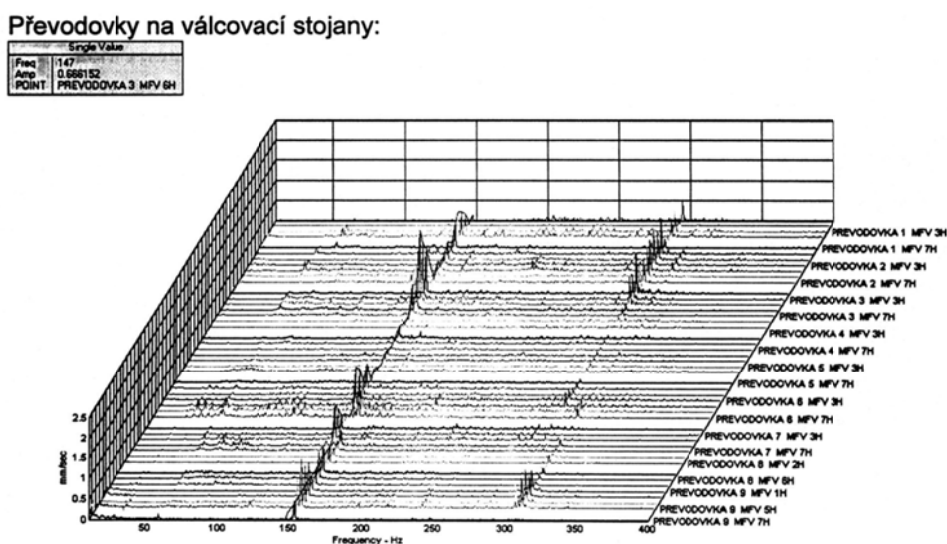
Obr. 129 Schéma technologické linky na výrobu trubek kruhového průřezu

Na obr. 130 je kaskádové zobrazení frekvenčního spektra - zrychlení vibrací elektromotoru na svářečce (poz. 4 obr. 129) měřeného u spojky. Ve spektrech je patrný vývoj vysokofrekvenčního šumu nad 400 Hz, který způsobuje zhoršený stav mazání. Po domazání se již nevyskytuje (poslední spektrum).



Obr. 130 Kaskádové zobrazení frekvenčního spektra zrychlení vibrací

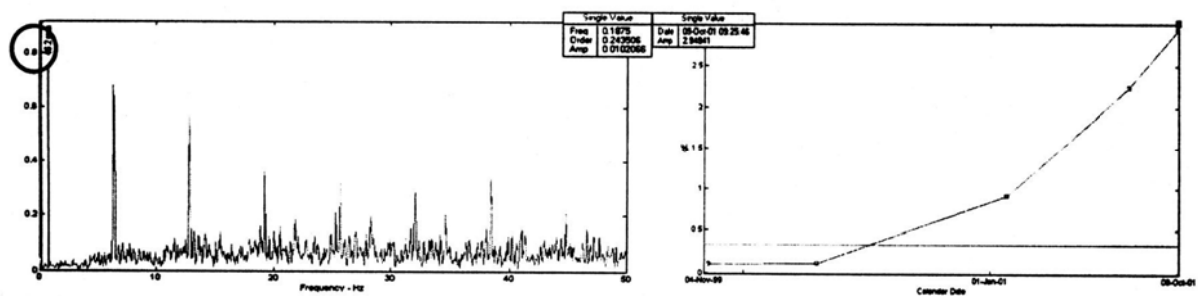
Obr. 131 pak zase ukazuje kaskádové zobrazení frekvenčního spektra rychlosti vibrací jedné tzv. převodovky na válcovací stojany (poz. 2 obr. 129). Ze spektra je patrná dominantní frekvence na 147 Hz - zubová otáčková frekvence kuželového ozubení na vstupní hřídeli, která byla srovnána naměřením u dalších převodovek. Její velikost byla srovnatelná u všech převodovek a bylo usouzeno, že nedetekuje žádné výraznější opotřebení ozubení a ani jeho přetěžování.



Obr. 131 Kaskádové zobrazení frekvenčního spektra rychlosti vibrací

Obr. 132 pak ukazuje frekvenční spektrum zrychlení vibrací poslední převodovky na válcovací stojany (poz. 2 obr. 129 poslední - bráno z levé strany) měřené v měřícím bodě (horní výstupní hřídel). Ve frekvenčním spektru jsou patrné výrazné frekvence vad ložiska

(vnější kroužek). V trendu je pak jednoznačně patrný nárůst hodnot nad alarmové úrovně. Při odstávce bylo ložisko vyměněno a bylo zjištěno - prasklý vnější kroužek a výrazný pitting.



Obr. 132 Frekvenční spektrum vibrací a trend ložiska

## LITERATURA

- [1] KREIDL, m. a kol.: Diagnostické systémy. ČVUT v Praze, Praha 2001, 352 s. ISBN 80-01-02349-4.
- [2] HELEBRANT, F. a kol.: Studijní podklady pro certifikace odborné způsobilosti pracovníků v oblasti vibrodiagnostiky. ATD ČR Zlín, Zlín 2000, č.j. 01/900-32/00, IČO 15527701, 550 s., ISSN 1210-311-X
- [3] TŮMA, J.: Zpracování signálů získaných z mechanických systémů užitím FFT. Sdělovací technika Praha 1997, 174 s. ISBN 80-901936-1-7.
- [4] SMETANA, C. a kol.: Hluk a vibrace. Sdělovací technika Praha 1998, 188 s., ISBN 80-901936-2-5.
- [5] ZIEGLER, J. - HELEBRANT, F.: Technická diagnostika výrobních zařízení. VŠB Ostrava 1992, 175 s., ISBN 80-7078-111-4.
- [6] KUHN, L.: Technická diagnostika. ČVUT v Praze, Praha 1985, 119 s.
- [7] CHLUP, J.: Diagnostika a kontrola jakosti. ČVUT v Praze, Praha 1981, 125 s.
- [8] VOŠTOVÁ, V. - HELEBRANT, F. - JEŘÁBEK, K.: Provoz a údržba strojů - II. část Údržba strojů. ČVUT v Praze, Praha 2002, 124 s. ISBN 80-01-02531-4.
- [9] HELEBRANT, F.: Komentář vlastních publikací k užití metod technické bezdemontážní diagnostiky na rotujících strojních systémech technologických celků hnědouhelných povrchových dolů a jejich údržbě. Habilitační práce, VŠB-TU Ostrava, FS, Ostrava 2002, 120s. + 41 s. příloh, ISBN 80-248-0082-9.
- [10] BILOŠ, J. - NOVÁK, P.: Diagnostika a zkoušení PR - I. část - Interní učební text, VŠB - TU Ostrava, FS - Katedra robototechniky, Ostrava 1995, 80 s.
- [11] ČSN ISO 13 373 - 1, ČSN ISO 5348
- [12] RANDALL, R.: Frequency Analysis. Brüel & Kjaer 1987.
- [13] NAVRÁTIL, M. - PLUHAR, O.: Měření a analýza mechanického kmitání. SNTL Praha 1985.
- [14] Průvodce vibrační diagnostikou I. SKF 1995, CM 5003-CZ, 61 s.
- [15] Diagnostika turbíny III. SKF 1993, CM 5008-CZ, 99 s.
- [16] Diagnostika elektrických strojů s použitím charakteristických veličin a FFT analýzy Průftechnik AG-Lami kappa Teplice 2000, (český překlad)
- [17] Kol.: Skušobné otázky pre vibrodiagnostiku. COPTD ATD SR Nitra 2002, 450 s.
- [18] MILÁČEK, S.: Modální analýza mechanických kmitů. ČVUT v Praze 1992, 154s., ISBN 80-01-00872
- [19] Podklady fy FIXTUR - LASER k ustavování. Překlad Barbara Filipi, Úprava textu Ing. Radim Falc. SKF Ložiska, a.s. Praha 2004
- [20] ŠEREMETA, L.: Ustavování strojů. Lami Kappa, s.r.o. Teplice 2004.
- [21] ANDERSSON, J.: Základní příručka o vibracích, Copyright VMI AB Jan Anderson Nörrköping Scoenden, příklad P, Brant, Lami Kapa, s.r.o. Teplice 1997.
- [22] FIERLA, J.: Diagnostika papírenských strojů. VŠB-TU Ostrava, Bakalářská práce, Ostrava 1998, 40s.
- [23] JELÍNEK, M.: Návrh diagnostického systému. VŠB-TU Ostrava, Bakalářská práce, Ostrava 2003, 50s.
- [24] KRPEC, R.: Modely objektově orientované simulace dynamických systémů. Doktorská disertační práce, OU Ostrava 2004, 91s.
- [25] PISKLÁK, B.: Logická analýza a rozvrhování koherentního učiva. In.: Pedagogické vědy Pedagogica, sborník prací PF OU č. 177,(5/1998), Ostrava 1998, s. 131-140, ISBN 80-8055-266-5.
- [26] BERRY, J.E.: Ověřená metoda specifikace poplachových úrovní pro spektrální pásma. Český překlad SKF Ložiska, a.s. Praha 1990

- [27] BENEŠ, Š. - TOMEH, E.: Metody vibrodiagnostiky valivých ložisek. TU v Liberci 1991, ISBN 80-7083-078-6.
- [28] BENEŠ, Š.: Technická diagnostika. TU v Liberci 1997 (rukopis).
- [29] TOMKOVÁ, M. - MARKULIK, Š.: Metoda FMEA ako nástroj na zvyšovanie bezpečnostno-technickej úrovne výrobku. Bezpečná práca č.5/2003, ISSN 0322-8347.

## VYBRANÁ ZÁKLADNÍ TERMINOLOGIE

Zpracování vychází z literatury [2], [14] a [11 - ČSN ISO 20401] s tím, že termíny byly tak, jak je uvedeno v nadpisu vybrány, tzn. základní a běžné podle nich zde nejsou uvedeny. [11 - ČSN ISO 20401] nahrazuje ČSN 01 14 00 z roku 26.11.1981 a najdete zde uvedené termíny včetně výkladu v jazyce anglickém. Je seřazeno podle abecedy, ale pouze prvních písmen slova.

### ➤ **Akcelerometr (Accelerometr)**

Snímač, jehož výstup je elektrický/mechanický a je přímo úměrný zrychlujícím silám. Výstup je obvykle získán pomocí síly, která působí na piezoelektrický krystal a generuje proud úměrný aplikované síle. Tento proud je potom zesilován a zobrazován jako časová vlna nebo integrace Fourierovou transformací tak, aby produkoval frekvenční zobrazení. Jednoduchá integrace signálu zrychlení dává zobrazení rychlosti a dvojnásobná integrace signálu zrychlení dává zobrazení výchylky.

### ➤ **Akustická emise (Acoustic Emission)**

Detekovaná energie, která je generována tehdy, když je materiál deformován nebo se láme. U analýzy valivých ložisek je to periodická energie, generovaná při valení přes částice nebo přes trhlinky a je detekována zobrazením frekvencí závad ložisek.

### ➤ **Amplituda (Amplitude)**

Měřítka energie nebo pohybu kmitajícího předmětu. Amplituda je měřena a vyjádřena třemi způsoby: výchylka (obvykle v milisech, špička-špička), rychlost (obvykle v palcích/s, špičková), zrychlení (obvykle v g, efektivní). Amplituda představuje rovněž osu y u časového průběhu vlny a u spektra, amplituda napomáhá definovat závažnost vibrací.

### ➤ **Analýza signálu (Signal Analysis)**

Proces, během kterého je z časového průběhu signálu a nebo z jeho frekvenčního spektra získávána informace o chování.

### ➤ **Analýza v reálném čase (real-time frequency)**

Zpracování signálu při analýze parametrů v reálném čase.

### ➤ **Bel (Bel)**

Jednotka hladiny hluku (akustický tlak) při základu logaritmu 10; užívání belu se omezuje na veličiny, které jsou úměrné energii.

### ➤ **Bodeův graf (Bode Plot)**

Graf frekvenční odezvové funkce, který znázorňuje závislost logaritmu velikosti na frekvenci a fáze na frekvenci. U systému s jedním stupněm volnosti je velikost maximální při vlastní frekvenci a fázový posun je  $90^\circ$ . Typ spektrálního grafu, který sestává z grafu závislosti amplitudy na frekvenci a závislosti fáze na frekvenci. Ve většině prací při analýze vibrací není fázové spektrum důležité a buďto se ignoruje nebo a se nezaznamenává. U dvoukanalových měření, jako jsou měření přenosových funkcí a frekvenčních odezvoových funkcí používaných v modální analýze, má fáze velkou důležitost. Pojem je odvozen od jména p. Bode (výslovnost: Bo-day), který pracoval v Bell Telephone Laboratories.

### ➤ **Buzení; podnět (Excitation; Stimulus)**

Vnější síla (nebo jiný vstup), působící na soustavu tak, že nějakým způsobem vyvolává odezvu soustavy.

### ➤ **Celkové vibrace (Overall)**

Číslo reprezentující množství energie obsažené v pásmu mezi dvěma frekvencemi. Frekvenční rozsah, ve kterém je celková hodnota vyhodnocována a způsob vyjádření (průměr, efektivní hodnota, max. hodnota - špička, rozkmit - špička-špička) jsou obvykle volitelné uživatelem.

➤ **Citlivost (snímače) (Sensitivity (of a Transducer))**

Poměr stanovené výstupní veličiny ke stanovené vstupní veličině.

POZNÁMKA: Citlivost snímače se obvykle určuje pro sinusové buzení.

➤ **Cyklus (Cycle)**

Úplný rozsah hodnot nebo stavů, kterými periodický děj nebo funkce prochází před tím, než se sám (sama) identicky zopakuje.

➤ **Časový průběh (Time History)**

Velikost veličiny vyjádřená jako funkcí času.

➤ **Činitel tvaru (vibrací) (Form Factor (of Vibration))**

Poměr efektivní hodnoty ke střední hodnotě pro jednu polovinu kmitu mezi dvěma následujícími průchody nulou.

POZNÁMKA: Činitel tvaru je pro sinusoidu  $\frac{\pi}{2\sqrt{2}} = 1,111$ .

➤ **Činitel výkmitu (vibrací) (crest Factor (of Vibration))**

Poměr výkmitu k efektivní hodnotě.

POZNÁMKA: Hodnota činitele výkmitu sinusové vlny je  $\sqrt{2}$ .

➤ **Deterministické vibrace (Deterministic Vibration)**

Vibrace, jejichž okamžitou hodnotu v určitém čase lze předpovědět na základě znalosti jejího předchozího časového průběhu.

POZNÁMKA: Lze-li v matematickém vyjádření na základě znalostí  $f(t)$  pro  $t < t_0$  předpovědět  $f(t)$  pro  $t > t_0$ , pak jsou vibrace vyjádřené pomocí  $f(t)$  deterministické.

➤ **Dominantní frekvence (Dominant Frequency)**

Frekvence, na níž se vyskytuje maximální hodnota křivky spektrální hustoty.

➤ **Efektivní šířka pásma (určenému pásmového filtru) (Effective Bandwidth)**

Šířka pásma ideálního filtru, který má plochou charakteristiku v pásmu propustnosti a který přenáší stejný výkon jako stanovený filtr, je-li na vstup obou filtrů připojen shodný signál bílého šumu.

➤ **Elektromechanický snímač (Electromechanical Pick-up)**

Měnič, který je buzen energií mechanické soustavy (deformace, síla, pohyb atd.) a který dodává energii elektrické soustavě, nebo naopak.

POZNÁMKA: Základní typy snímačů používaných v oboru vibrací a rázů jsou

- piezoelektrický akcelerometr,
- piezorezistivní akcelerometr,
- tenzometrický akcelerometr,
- snímač s proměnným odporem,
- elektrostatický (kapacitní) (kondenzátorový) snímač,
- lepený-drátový (fóliový) tenzometr,
- snímač s proměnným magnetickým odporem,
- magnetostrikční snímač,
- elektrodynamický snímač s pohyblivým vodičem,
- elektrodynamický snímač s pohyblivou cívkou,
- indukční snímač,
- elektronický snímač.

➤ **FFT analyzátor (FFT Analyzer)**

FFT analyzátor je zařízení, které používá FFT algoritmus pro výpočet spektra ze signálu v časovém oboru, jedná se o nejobvyklejší typ analyzátoru, který je dnes dostupný. FFT analyzátor je velmi užitečné zařízení a existuje velké množství modelů různé složitosti.

➤ **Fáze (Phase)**



Měření časového vztahu mezi dvěma signály, nebo mezi určitým vibračním jevem a pulsem keyphasoru.

➤ **Fázový úhel; fáze (sinusových vibrací) (Phase Angle; Phase (of Sinusoidal Vibration))**

Zlomková část periody, o kterou sinusové vibrace předbíhají hodnotu nezávisle proměnné považované za referenční proměnnou, vzhledem k níž se fázový úhel měří.

➤ **Fourier, Jean Baptiste**

Znamení velmi talentovaný francouzský inženýr, matematik a určitou dobu prezident Egypta, který odvodil Fourierovy řady a Fourierovu transformaci pro konverzi funkcí času na funkce frekvence a naopak.

➤ **Fourierova analýza (Fourier Analysis)**

Fourierova analýza je další název pro spektrální analýzu, ačkoliv se obecně vztahuje k analýze za použití FFT analyzátoru.

➤ **Fourierova transformace (Fourier Transform)**

Matematicky rigorózní operace, která transformuje z časového oboru do frekvenčního oboru a naopak. Viz. Také rychlá Fourierova transformace.

➤ **Fourierovo spektrum (Fourier Spectrum)**

Popis Fourierových amplitud jako funkce frekvence.

POZNÁMKA: K definování funkce jsou potřebná dvě Fourierova spektra. Tato spektra mohou být buď spektra amplitud reálných a imaginárních částí Fourierova spektra, nebo to může být spektrum absolutních hodnot amplitud a spektrum Fourierových fázových úhlů.

➤ **Filtr (Filter)**

Filtr je elektrický obvod, který dovoluje, aby signály v určitém frekvenčním rozsahu přes něj prošly, a zeslabuje, nebo-li blokuje jiné frekvence. Existuje mnoho typů filtrů, jako jsou dolní propusti, horní propusti a pásmové propusti. Příklady filtrů, použitých v přístrojích pro monitorování strojů, jsou dolní propusti pro odstranění vysokofrekvenčního šumu. Pásmové filtry s proměnnou frekvencí se používaly v minulosti pro provedení spektrální analýzy, ale byly z velké části nahrazeny FFT analyzátozem.

➤ **Frekvence (Frequency)**

Opakovací rychlost periodických vibrací za jednotku času, resp. reciproká (přepravná) hodnota periody [Hz].

➤ **Frekvenční obor (Frequency Domain)**

Vibrace existují v čase a říká se, že jsou v časovém oboru. Znázornění vibračního signálu v časovém oboru se nazývá "časová vlna" (záznam) a je to to, co bychom viděli, kdyby byl signál zobrazen na osciloskopu. Provedeme-li spektrální analýzu vlny, výsledkem je graf závislosti amplitudy na frekvenci, který se nazývá spektrum, a spektrum je ve frekvenčním oboru. Říká se, že vlna byla transformována z časového oboru do frekvenčního oboru. Nejdetajnější analýza vibračních dat strojů se provádí ve frekvenčním oboru, ale některé informace jsou snadněji interpretovány v časovém oboru.

➤ **Frekvenční odezva (Frequency Response)**

Funkce frekvenční odezvy, někdy označovaná FRF, je charakteristika systému, kterou je měřena odezva, vyplývající ze známého vstupu. V případě mechanické struktury je frekvenční odezvou spektrum vibrací, dělené spektrem vstupní síly do systému. Aby byla změřena frekvenční odezva mechanického systému, musíme měřit spektra jak vstupní síly do systému, tak vibrační odezvu, což se nejnadhěji provádí dvoukanálovým FFT analyzátozem. Měření frekvenční odezvy jsou rozsáhle používány při modální analýze mechanických systémů. Frekvenční odezvá funkce je ve skutečnosti trojrozměrná veličina, sestávající ze závislosti amplitudy na fázi a na frekvenci. Proto skutečný graf vyžaduje použití tří dimenzí a to je obtížné reprezentovat na papíru. Jeden způsob, jak to udělat, je tzv. Bodeův graf, který

sestává ze dvou křivek, jedna je závislost amplitudy na frekvenci a druhá je závislost fáze na frekvenci. Jiný způsob, jak prohlížet frekvenční odezvou funkci je rozložit ji na dvě navzájem kolmé složky, jedna je ve fázi (nazývá se reálná část) a druhá je o  $90^0$  mimo fázi (nazývá se kvadrurní nebo imaginární část). Někdy jsou tyto dvě fázové části kresleny vůči sobě navzájem a výsledkem je tzv. Nyquistův graf.

➤ **Frekvenční obor (Frequency Domain)**

FFT graf (závislost amplitudy na kmitočtu).

➤ **Frekvence záběru ozubených kol (Gear Mesh Frequency)**

Kmitočet generovaný dvěma nebo více převody (ozubenými koly), jejichž zuby jsou v záběru.

➤ **Frekvenční charakteristika (Frequency response)**

Výstupní signál vyjádřený jako funkce frekvence vstupní signálu; frekvenční charakteristika se obvykle udává graficky pomocí křivky znázorňující vztah mezi výstupním signálem a v případech, kdy je to možné, fázového posunu nebo fázového úhlu jako funkce frekvence.

POZNÁMKA: Grafické znázornění závislosti absolutní hodnoty amplitudy určující veličiny na frekvenci se často označuje jako amplitudová frekvenční charakteristika a grafické znázornění fázového úhlu na frekvenci se označuje jako fázová frekvenční charakteristika.

➤ **Hanningovo okno (Hanning Window)**

Hanningovo okno, které se také nazývá "Hannigovo vážení" je digitální manipulace se vzorkovaným signálem v FFT analyzátoru, který potlačuje začátek a konec vzorků v časovém záznamu na nulovou amplitudu. To kompenzuje inherentní chybu FFT algoritmu, která by mohla způsobit, že energie na specifických frekvencích se rozmazává, místo aby byla dobře frekvenčně definovaná.

➤ **Harmonická frekvence 2x, 3x, atd. (Of periodic Quantity)**

Násobky základní otáčkové frekvence - vyšší harmonická nebo celistvé násobky harmonické.

➤ **Harmonická analýza (Harmonic Analysis)**

Rozklad analyzovaných vibrací na harmonické složky.

POZNÁMKA: Periodické vibrace se znázorňují ve formě Fourierovy řady, kvaziperiodické vibrace ve formě součtu harmonických vibrací s nesoudělnými frekvencemi a neperiodické vibrace ve formě Fourierova integrálu určujícího výkonovou spektrální hustotu.

➤ **Hluk; šum (Noise)**

1. Jakýkoliv nepřijatelný nebo nežádoucí zvuk.

2. Zvuk obecně náhodné povahy, jehož spektrum nevykazuje jasně definované frekvenční složky.

POZNÁMKA: Pokud rozšíříme výše uvedené definice, může hluk obsahovat elektrická kmitání nežádoucí nebo náhodné povahy. Vyskytnou-li se pochybnosti o povaze hluku (šumu), je třeba požit termíny, jako je hluk nebo elektrický šum.

➤ **Hodnota špička-špička (Peak-to-Peak Value of Vibration)**

Algebraický rozdíl mezi krajními hodnotami vibrací.

➤ **Impedance (Impedance)**

Poměr harmonického buzení soustavy k její odezvě (v odpovídajících jednotkách); harmonické buzení a odezva soustavy jsou komplexní veličiny, jejichž argumenty rostou lineárně s časem ve stejném poměru; výraz platí obecně pouze pro lineární soustavy.

POZNÁMKA: Pojem lze rozšířit na nelineární soustavy, kde se k popisu podobné veličiny používá termínu přírůstková impedance. Termíny a definice vztahující se k impedanci platí pouze pro soustavy vystavené sinusovým vibracím.

➤ **Infrazvuková frekvence (Infrasonic Frequency; Infrasonic)**

Frekvence ležící pod pásmem slyšitelných frekvencí.

POZNÁMKA: Označení “infrazvukový“ se může použít jako přídavné označení zařízení určeného k činnosti ve spojení s vibracemi o infrazvukové frekvenci.

➤ **Kritická rychlost (Critical Speed)**

Charakteristická rychlost, při které se vybudí rezonance soustavy.

POZNÁMKA:

1) Kritická rychlost rotační soustavy jsou otáčky, které odpovídají rezonanční frekvenci (mohou to být také násobky nebo podíly rezonanční frekvence) soustavy, například rychlost za jednotku času se rovná rezonanční frekvenci v cyklech za jednotku času.

2) V případě několika rotačních soustav bude existovat několik odpovídajících souborů kritických rychlostí, jedna rychlost pro každý mód celkové soustavy.

➤ **Kritické otáčky (Critical Speeds)**

Obecně, jakékoliv otáčky, spojené s vysokými amplitudami vibrací. Často jsou otáčky rotoru, které korespondují s vlastními (rezonančními) frekvencemi systému.

➤ **Kepstrum (Cepstrum)**

Kepstrum je přímá Fourierova transformace spektra. Je to tedy spektrum ze spektra a má jisté vlastnosti, které je činí užitečným při analýze mnoha typů signálů. Jeden z nejsilnějších atributů kepstra je fakt, že jakékoliv periodicity, nebo-li opakující se průběhy ve spektru, mohou být zjištěny jako jedna nebo dvě specifické komponenty v kepstru.

➤ **Ložiskové frekvence (Bearing Frequency)**

Závady na kterékoliv ze čtyř komponent ložiska generující specifické frekvence v závislosti na geometrii ložiska a na otáčkách.

BPFO - frekvence průchodu kuliček, vnější kroužek,

BPFI - frekvence průchodu kuliček, vnitřní kroužek,

BSF - frekvence otáčení kuličky,

FTF - základní frekvence klece.

➤ **Mechanická soustava (Mechanical System)**

Hmotné seskupení zahrnující definované uspořádání hmotnosti, tuhosti a tlumení.

➤ **Mechanická impedance (Mechanical Impedance)**

Komplexní poměr síly a rychlosti, kde síla a rychlost mohou být měřeny ve stejných nebo v rozdílných bodech téže mechanické soustavy během harmonického pohybu.

POZNÁMKA: V případě torzní mechanické impedance je třeba termíny “síla“ a “rychlost“ nahradit termíny “moment“ a “úhlová rychlost“.

➤ **Měřicí bod (Point)**

Definuje místo na stroji, ve kterém jsou data měřena a typ měření.

➤ **Mohutnost vibrací (Vibration Servity)**

Všeobecný termín, který označuje hodnotu nebo soubor hodnot, jako je maximální hodnota, průměrná nebo efektivní hodnota nebo jiný parametr, který popisuje vibrace. Může se vztahovat k okamžitým nebo průměrným hodnotám.

POZNÁMKA:

1) Mohutnost kmitání strojů je definována jako maximální efektivní hodnota rychlosti vibrací měřená na důležitých místech stroje, jako jsou ložiska nebo uložení.

2) Doba trvání vibrací se někdy zahrnuje mezi parametry popisující mohutnost vibrací. Toto použití se nedoporučuje.

➤ **Multiparametrické monitorování (Multi-Parametr Monitoring)**

Metoda pro monitorování stavů strojů, která pro dosažení nejlepšího zhodnocení stavů strojů využívá různé monitorovací metody.

➤ **Nastavení úrovně poplachu - alarm 1, 2 (Alarm Setpoint)**

Hodnota, po jejímž překročení je provozování stroje nepřijatelné nebo nebezpečné.

➤ **Náhodný proces; stochastický proces (Random Proces; Stochastic Proces)**

Výběr časových funkcí, které mohou být charakterizovány statickými vlastnostmi.

- **Nevyváženost (Imbalance)**  
Stav, kdy centrální hlavní osa setrvačnosti hřídele není totožná s geometrickou osou.
- **Odezva soustavy (Response of System)**  
Kvantitativní vyjádření výstupu soustavy.
- **Okénková funkce (Window Function)**  
Ořezávací funkce, která se používá pro omezení chyb zpracováním vážených datových

bodů.

- **Orbita (Orbit)**  
Dráha pohybu osy hřídele během otáčení.
- **Okamžitá hodnota; hodnota (Instantaneous Value)**  
Hodnota proměnné veličiny v daném okamžiku.
- **Osa citlivosti (Sensitive Axis)**  
Jmenovitý směr, ve kterém má přímočarý snímač největší citlivost.
- **Pásmo propustnosti (Pass Band)**  
Frekvenční pásmo mezi horní a dolní mezní frekvencí.
- **Postranní pásma (Sidebands)**  
Souměrně rozmístěné špičky soustředěné v blízkosti hlavní špičky.
- **Průměrování (Averaging)**

Při provádění analýze spekter, bez ohledu na to, jak se provádí, musí být provedeno časové průměrování nějakým způsobem, aby byla přesně určena úroveň signálu při každé frekvenci. Ve vibrační analýze je nejdůležitějším používaným způsobem lineární spektrální průměrování, při kterém se sečte řada jednotlivých spekter a součet je dělen počtem spekter. Průměrování je velmi důležité, když se provádí analýza spekter jakéhokoliv signálu, který se mění s časem a to je obvyklý případ u vibračních signálů strojů. Lineární průměrování odstraňuje ze spektra náhodný šum a tak jsou diskrétní komponenty snadněji viditelné, avšak ve skutečnosti se neredukuje úroveň šumu. Jiným typem průměrování, který je důležitý při monitorování strojů, je průměrování v časovém oboru, nebo-li časově synchronní průměrování, které vyžaduje, aby byl ke vstupu spouště na analyzátoru připojen tachometr, který synchronizuje odběr každé části signálu s otáčkami stroje. Průměrování v časovém oboru je velmi užitečné při snižování komponent náhodného šumu ve spektru nebo při redukování vlivu jiných rušivých signálů, jako jsou komponenty od jiného blízkého stroje.

- **Provozní monitorování stavu strojů (Condition Monitoring)**

Určování stavu stroje pomocí interpretace výsledků měření prováděných jak opakovaně, tak průběžně během provozu stroje.

- **Poddajnost (Compliance)**  
Převratná hodnota tuhosti.
- **Přenosová funkce soustavy (Transfer Function of System)**

Matematický vztah mezi výstupem (nebo odezvou) a vstupem (nebo buzením) soustavy.

- **Proces (Process)**

Soubor signálů; jestliže je žádoucí zdůraznit vlastnosti, které signály mají nebo nemají “jako skupina“, používá se v anglickém jazyce spíše termín “process“, než termín “ensemble“; anglicky se proto spíše říká “stationary process“, než “stationary ensemble“.

- **Pevný (nehybný) stroj (Fixed Machine)**

Stroj, jehož poloha není měněna při ustavování hřídelí. Porovnejte s podkládaným strojem.

- **Spektrum referenční (Spectrum)**

Vibrační spektrum získané v době, kdy byl stroj v dobrém technickém stavu, využívá se jako referenční pro monitorování a analýzu.

- **Referenční fázový snímač (Keyphasor Phase Reference Sensor)**

Signál používaný pro měření rotačních strojů, je generován snímačem, který snímá děj probíhající jednou za otáčku. (Keyphasor je obchodní značka firmy Betly-Nevada).

➤ **Referenční fázový signál (Phase Reference)**

Signál používaný pro měření rotačních strojů, je generovaný snímačem, který snímá děj probíhající jednou za otáčku.

➤ **Rezonance (Resonance)**

Stav odezvy amplitudy vibrací a změny fázové odezvy vyvolaný citlivostí systému na budící frekvenci. Rezonanci lze obvykle identifikovat podle výrazně zvýšené amplitudy a odpovídajícího fázového posunu.

➤ **Rozběh / doběh (Run Up / Run Down)**

Monitorování stavu stroje během procesu najíždění a odstavování.

➤ **Ryv (Jerk)**

Vektor udávající časovou derivaci zrychlení.

➤ **Rezonanční frekvence (Resonance Frequency)**

Frekvence, na níž existuje rezonance.

POZNÁMKA:

1) Rezonanční frekvence mohou být závislé na měřených proměnných, například rezonance rychlosti se může objevit na jiné frekvenci než rezonance výchylky.

2) V případě možných nejasností musí být uveden druh rezonance, například rezonanční frekvence rychlosti.

➤ **Rezonance (Resonance)**

Soustava s vynuceným kmitáním je v rezonanci, pokud každá, jakkoliv malá změna frekvence buzení vyvolá pokles její odezvy.

➤ **Rázový puls (Shock Pulse)**

Druh rázového buzení charakterizovaný náhlým nárůstem a/nebo náhlým poklesem časově závislého parametru (jako je pohyb, síla nebo rychlost).

POZNÁMKA: Mají se používat popisné mechanické názvy například rázový puls zrychlení.

➤ **Rozlišovací schopnost; rozlišení (Resolution)**

Rozlišení soustavy pro měření vibrací představuje nejmenší změnu na jejím vstupu (výchylky, rychlosti, zrychlení, napětí nebo jiné vstupní veličiny), která vyvolá rozeznatelnou změnu na výstupu.

➤ **Referenční veličina (Reference)**

Veličina přidružená k bodu určitého prvku nebo soustavy, od kterého nebo vzhledem ke kterému se měří jiné podobné veličiny; pokud se v celé soustavě používá stejná referenční veličina, nazývá se *společnou referenční veličinou*.

➤ **Rozkmit; celková výchylka (Excursion)**

Výchylka špička-špička.

➤ **Spektrum (Spectrum)**

Zobrazení diskretních frekvencí a jejich amplitud.

➤ **Seismická soustava (Seismic System)**

Soustava tvořená hmotností připevněnou jedním nebo více pružnými prvky k referenční základně; obvykle se uvažuje tlumení.

➤ **Sledované frekvenční pásmo (Frequency Range of Interest)**

Rozpětí v hertzech od dolní frekvence k horní frekvenci, ve které mají být v průběhu dané řady zkoušek získány například hodnoty pohyblivosti.

➤ **Samobuzené vibrace (Self-induced Vibration)**

Vibrace mechanické soustavy, které jsou výsledkem přeměny nevibrační energie uvnitř soustavy na energii budící vibrace.

➤ **Subharmonická složka (Subharmonic)**

- Násobky harmonické čísla než 2x, 3x atd.
- **Subharmonická odezva; subharmonická rezonanční odezva (Subharmonic Response; Subharmonic resonance response)**  
Odezva mechanické soustavy vykazující některé z vlastností rezonance na frekvenci, jejíž perioda je celistvým násobkem periody buzení.
  - **Slyšitelná frekvence (Audio frequency)**  
Každá frekvence běžně slyšitelné zvukové vlny.  
POZNÁMKA: Slyšitelné frekvence leží obecně v pásmu 20 Hz až 20 000 Hz.
  - **Snímač, měnič (Transducer)**  
Zařízení navržené tak, aby přijímalo energii z jedné soustavy a napájelo energii buď stejného, nebo jiného druhu jinou soustavu takovým způsobem, že se na jeho výstupu objeví požadované charakteristiky vstupní energie.
  - **Seismický snímač (Seismic Pick-up)**  
Snímač tvořený seismickou soustavou, ve které vzájemný pohyb mezi hmotou a základem soustavy vytváří elektrický výstup.
  - **Signál (Signal)**  
Vzduchová změna fyzikální veličiny používaná k přenosu informace.
  - **Tuhost (Stiffness)**  
Poměr změny síly (momentu) k odpovídající změně translační (nebo rotační) výchylky pružného prvku.
  - **Tíhové zrychlení; g (Acceleration of Gravity)**  
Zrychlení vyvolané gravitační silou na povrch země; mění se se zeměpisnou šířkou a s nadmořskou výškou místa pozorování.  
POZNÁMKA:  
1) Na základě mezinárodní dohody byla hodnota  $9,80665 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$  ( $= 980,665 \text{ cm}\cdot\text{s}^{-2} = 386,089 \text{ in}\cdot\text{s}^{-2} = 32,1740 \text{ ft}\cdot\text{s}^{-2}$ ) zvolena jako standardní tíhové zrychlení g.  
2) Velikost zrychlení se často vyjadřuje jako násobek g.
  - **Trend (Trend)**  
Měření jisté proměnné veličiny (např. vibrace) v závislosti na čase.
  - **Tlumení (Damping)**  
Disipace energie s časem nebo se vzdáleností.  
POZNÁMKA: V oboru vibrací a rázů představuje tlumení postupné snižování amplitudy s časem.
  - **Úhel polohy (Attitude Angle)**  
Úhel mezi ustáleným předpětím, jdoucím osou hřídele a čarou, nakreslenou mezi osou ložiska a osou hřídele (Platí pro kluzná ložiska).
  - **Ustavení (Alignment)**  
Stav, kdy jsou osy komponent strojů za provozu podle konstrukčních požadavků buď souhlasné, rovnoběžné nebo kolmé.
  - **Ultrazvukové frekvence (Ultrasonic Frequency; ultrasonic)**  
Frekvence ležící nad pásmem slyšitelných frekvencí.  
POZNÁMKA: Označení “ultrazvukový“ se může použít jako přídavné označení zařízení, určeného k činnosti spojené s vibracemi o ultrazvukové frekvenci.
  - **Vibrometr (Vibrograph)**  
Zařízení umožňující indikovat na stupnici nějakou míru velikosti vibrací, jako je špičková hodnota rychlosti, efektivní hodnota zrychlení apod.
  - **Vzorkovací frekvence (Sampling Frequency)**  
Počet vzorků snímaných za jednu sekundu.
  - **Výběrový soubor (Eusemble; Set)**  
Výběr signálů.

➤ **Vlastní frekvence soustavy připevněné k pevnému základu (Fixed-base Natural Frequency)**

Vlastní frekvence, kterou by měla soustava, pokud základ, ke kterému je zařízení připevněno, by byl tuhý a měl nekonečnou hmotnost.

POZNÁMKA: Rovnice uvedená v tabulce 2 a znázorněné vlastní frekvence platí za podmínek, kdy je soustava připevněna k pevnému základu.

➤ **Výkmit; špičková hodnota; kladná (záporná) špičková hodnota (Peak Value, Peak magnitude)**

Maximální hodnota vibrací v daném intervalu.

POZNÁMKA: Výkmit vibrací se obvykle bere jako maximální.

➤ **Vynucené vibrace (kmitání) (Forced Vibration (Oscillation))**

Ustálené vibrace (kmitání) vyvolané ustáleným buzením.

POZNÁMKA:

1) Vibrace (lineárních soustav) mají tytéž frekvence jako buzení.

2) Přechodové vibrace (kmitání) se neuvažují.

➤ **Volné vibrace; volné kmitání (Free Vibration)**

Vibrace, které se vyskytují po vymizení buzení nebo po omezení vibrací.

POZNÁMKA: Soustava kmitá na svých vlastních frekvencích.

➤ **Vibrace okolí (Ambient Vibration)**

Veškeré vibrace spojené s daným prostředím, které se šíří jako vibrace blízkých a vzdálených zdrojů.

➤ **Vibrace pozadí (Extraneous Vibration)**

Všechny jiné vibrace, než ty které jsou hlavním předmětem zájmu.

POZNÁMKA: Vibrace okolí přispívají k velikosti vibrací pozadí.

➤ **Vlastní frekvence (Natural Frequency)**

Je to frekvence volně kmitajícího systému. Je to kmitočet, kterým bude kmitat netlumený systém s jedním stupněm volnosti po okamžitém vychýlení z rovnovážné polohy.

➤ **Vyvažování (Balancing)**

Pracovní postup, při kterém se upravuje rozložení hmoty rotoru tak, aby jeho hmoty (setrvačnosti) se co nejvíce přiblížila geometrické ose rotoru.

➤ **Základní frekvence (Running Speed of Machine)**

Provozní otáčky stroje (základní otáčková frekvence) resp. základní frekvence.

➤ **Základní perioda; perioda (Fundamental Period; Period)**

Nejmenší přírůstek nezávislé proměnné periodické veličiny, po kterém se funkce sama zopakuje.

POZNÁMKA: Nevzniknou-li pochybnosti, pak se základní perioda nazývá perioda.

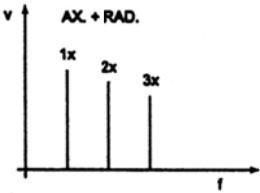
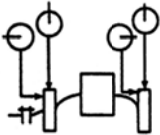
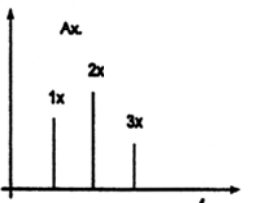
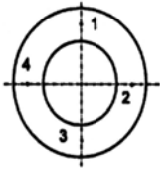
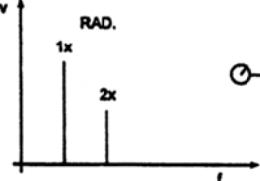
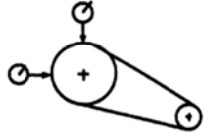
## DIAGNOSTICKÉ TABULKY - VYBRANÉ PROBLÉMY

### Diagnostické tabulky

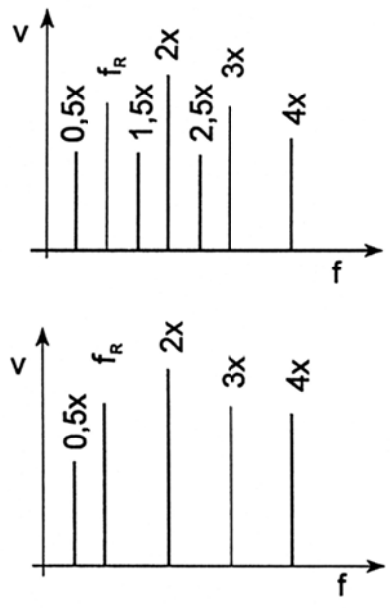
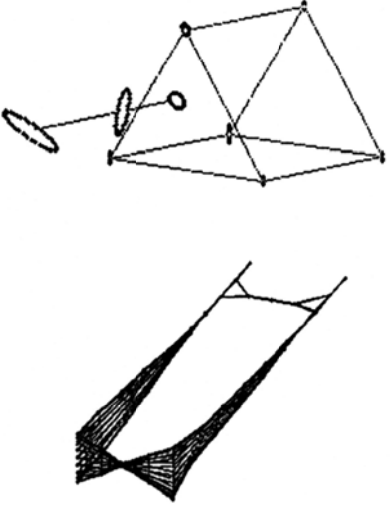
Je proveden výběr z lit. [28] a cílem je rychlá orientace a určení hlavních příčin změření nadměrné úrovně vibrací strojů a zařízení.

Celá řada poznámek byla už uvedena v textu skript, takže zde uváděna pouze doopravdy výběr výběru.

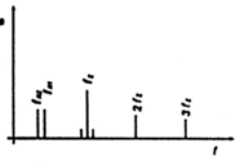
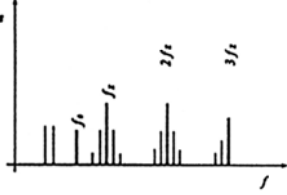
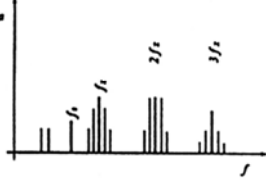
Nesouosost a nevyvaha

		<p><b>OHNUTÝ HŘÍDEL</b></p> <ul style="list-style-type: none"><li>• velké axiální vibrace v protifázi</li><li>• dominantní radiální amplituda s <math>f_R</math> ve fázi</li><li>• amplitudy s <math>2 \cdot f_R</math> při průhybu u spojky</li></ul>
		<p><b>NESOUOSÉ LOŽISKO na hřídeli</b></p> <ul style="list-style-type: none"><li>• podobně jako nesouosost výrazně axiální vibrace</li><li>• fáze ve 4 axiálních bodech se výrazně liší</li><li>• seřízení souososti hřídelů u spojky situaci nezlepší</li><li>• sejmut lož. a správně nasadit</li></ul>
		<p><b>EXCENTRICKÝ ROTOR</b></p> <ul style="list-style-type: none"><li>• dominantní amplituda s <math>f_R</math>, fáze v H a V směru <math>0^\circ</math> nebo <math>180^\circ</math></li><li>• pokusy vyvážit exc. rotor často mohou zmenšit vibrace v jednom, ale zvětšit vibrace v druhém radiálním směru</li></ul>

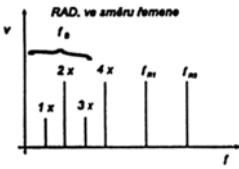
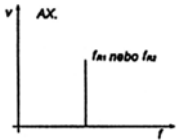
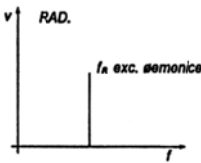
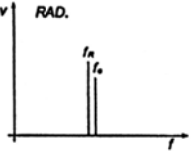


	<p><b>MECHANICKÉ UVOLNĚNÍ</b> Nelinearity způsobené např.</p> <ul style="list-style-type: none"><li>• uvolněnými šroubovými spoji</li><li>• trhlinami v konstrukci</li><li>• nadměrnými vůlemi</li><li>• nesouosostí spojky</li></ul> <p>se ve spektrech projevují</p> <ul style="list-style-type: none"><li>• velkým počtem amplitud vyšších harmonických složek ( 2x, 3x, ... )</li><li>• subharmonickými složkami ( 2/3x, 1/2x, ... )</li><li>• interharmonickými složkami ( 1,5x, 2,5x, ... )</li></ul>
	<p><b>PROVOZNÍ TVARY KMITŮ</b> Měření vibrací ( dvoukanálové ) v provozních podmínkách a počítačová animace dynamického chování stroje umožňuje určit příčiny nadměrných vibrací ( výše uvedená spektra ). Důležitá je správná volba referenčního bodu, počet míst měření a směry měření vibrací</p>

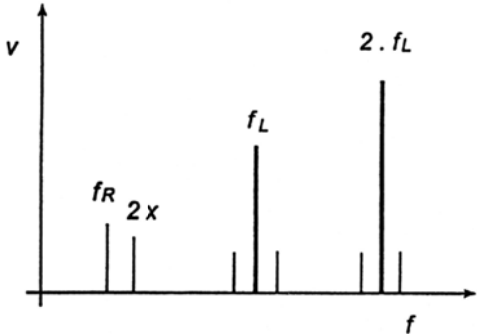
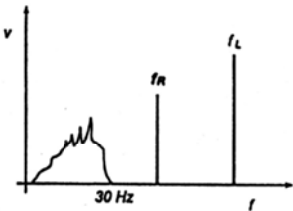
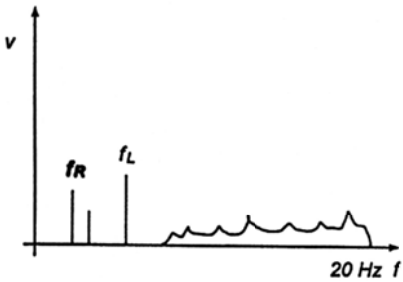
## Ozubené převody

	<p><b>NORMÁLNÍ SPEKTRUM</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• správně smontované a nepoškozené soukolí</li> <li>• amplitudy s frekvencí <math>2 \cdot f_z</math>, <math>3 \cdot f_z</math> malé</li> <li>• volit frekvenční rozsah tak, aby spektrum obsahovalo <math>2 \cdot f_z</math> a <math>3 \cdot f_z</math></li> <li>• postranní pásmo s malými amplitudami</li> </ul>
	<p><b>CHYBNÁ MONTÁŽ SOUKOLÍ</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• excentrické ozubení, nesouosost kol</li> <li>• amplitudy se zubovou frekvencí a postranní pásma - kepstrum</li> <li>• amplituda s vlastní frekvencí <math>f_0</math></li> <li>• chybnou montáž nelze identifikovat ze spekter při malém zatížení (chod naprázdno)</li> </ul>
	<p><b>POŠKOZENÍ BOKŮ ZUBŮ</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• únavové poškození důlky, opotřebení, plastická deformace</li> <li>• větší nárůst amplitud s <math>2 \cdot f_z</math> a <math>3 \cdot f_z</math>, menší s <math>f_z</math></li> <li>• velké amplitudy postranních pásem - velmi dobrý příznak poškození (kepstrum)</li> </ul>

## Řemenové převody

	<p><b>OPOTŘEBENÉ, VOLNÉ ŘEMENY -ÚCHYLKY PŘÍČNÉHO PROFILU KLÍNOVÉHO ŘEMENE</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• " párované " klínové řemeny v jednom převodu</li> <li>• volba správného předpětí <math>F_0</math></li> <li>• výměna poškozených řemenů</li> </ul>
	<p><b>NESOUOSOST ŘEMENIC</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• značné amplitudy převážně v axiálním směru s <math>f_{R1}</math>, nebo <math>f_{R2}</math></li> <li>• často velké vibrace na hnané řemenici s <math>f_{R1}</math> a hnací řemenici s <math>f_{R2}</math></li> </ul>
	<p><b>EXCENTRICITA ( NEVYVÁŽENOST ) ŘEMENICE</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• velká amplituda s <math>f_R</math> exc. řemenice ve směru řemene na obou řemenicích</li> <li>• i po vyvážení excentrické řemenice vibrace zůstává</li> </ul>
	<p><b>REZONANCE ŘEMENE</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• při vlastní frekvenci <math>f_0 \approx f_{R1}</math> nebo <math>f_0 \approx f_{R2}</math> velká vibrace</li> <li>• <math>f_0</math> lze snadno změnit délkou řemene L nebo předpětím <math>F_0</math></li> </ul>

## Hydrodynamické a aerodynamické buzení

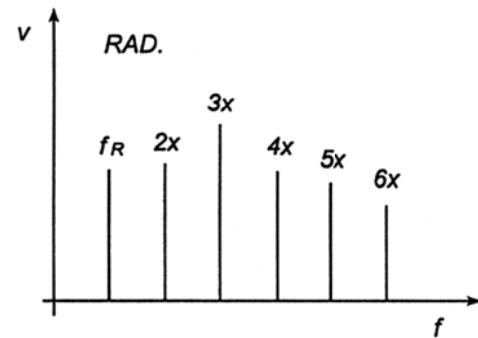
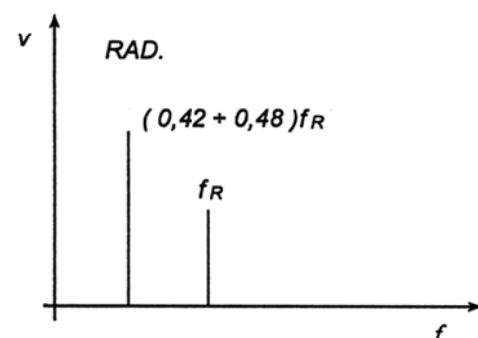
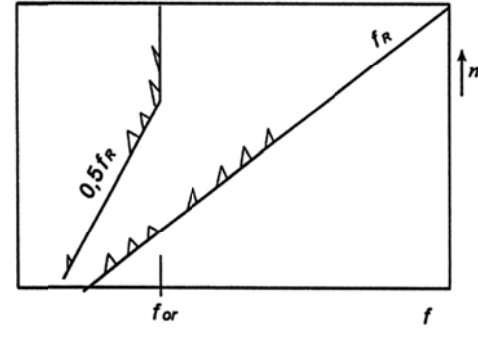
 <p>The graph shows vibration velocity <math>v</math> on the vertical axis and frequency <math>f</math> on the horizontal axis. There are four distinct peaks: the first is labeled <math>f_R</math>, the second is labeled <math>2x</math>, the third is labeled <math>f_L</math>, and the fourth is labeled <math>2 \cdot f_L</math>.</p>	<p><b>LOPATKOVÁ FREKVENCE</b></p> $f_L = f_R \cdot z_{L1}$ $f'_L = f_R \cdot z_{L2}$ <p><math>z_{L1}</math> ... počet lopatek rotoru  <math>z_{L2}</math> ... počet lopatek rozváděcího kola</p> <p>Vibrace s lopatkovou frekvencí jsou způsobeny prouděním vzduchu, kapaliny, velké amplitudy s touto frekvencí a vyššími harmonickými složkami mohou být způsobeny náhlými změnami směru proudění, překážkami.</p> <p>Někdy může <math>k \cdot f_L</math> být rovna vlastní frekvenci soustavy - zesílení vibrací.</p>
 <p>The graph shows vibration velocity <math>v</math> on the vertical axis and frequency <math>f</math> on the horizontal axis. There is a broad, irregular peak centered around 30 Hz, and a sharp, narrow peak labeled <math>f_L</math> at a higher frequency.</p>	<p><b>TURBULENCE</b></p> <p>Při proměnné velikosti tlaku a rychlosti může vzniknout turbulence, která způsobuje náhodné nízkofrekvenční vibrace, typicky s frekvencí 0,8 až 30 Hz.</p>
 <p>The graph shows vibration velocity <math>v</math> on the vertical axis and frequency <math>f</math> on the horizontal axis. There are two sharp peaks labeled <math>f_R</math> and <math>f_L</math> at low frequencies, followed by a broad, irregular band of high-frequency vibrations extending to the right. A label '20 Hz' is placed at the end of the frequency axis.</p>	<p><b>KAVITACE</b></p> <p>Kavitace normálně způsobuje vysokofrekvenční širokopásmové vibrace, které se sčítají s harmonickými složkami lopatkového buzení. Kavitace od nedostatečného podtlaku sání může způsobit destrukci oběžného kola.</p>

## Valivá ložiska

	<p><b>POČÍNAJÍCÍ ÚNAVOVÉ POŠKOZENÍ FUNKČNÍCH PLOCH VALIVÉHO LOŽISKA</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• nejvčasnější indikace ve vysokofrekvenční oblasti nad 20 kHz metodou :</li> <li>• SE ( Spike Energy ) ~ 0,25 gSE</li> <li>• SEE ( Spectral Emitted Energy )</li> <li>• SPM ( Schock Pulse Metod ) ~ 25 dB<sub>N</sub></li> </ul>
	<p><b>MALÉ ÚNAVOVÉ POŠKOZENÍ</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• se projevují při vlastní frekvenci ložiska <math>f_0 = 0,5</math> až 2 kHz s postranním pásmem</li> <li>• SE asi 0,5 gSE</li> <li>• SPM až 35 dB<sub>N</sub></li> </ul>
	<p><b>RYCHLÝ ROZVOJ POŠKOZENÍ</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• výrazné složky spektra s rázovou frekvencí <math>f_L</math> - vnitřní kroužek <math>f_{Le}</math> - vnější kroužek <math>f_{Lo}</math> - valivé těleso</li> <li>• vyšší harmonické složky s postranním pásmem také u <math>f_0</math></li> <li>• SE nad 1 gSE ; SPM až 50 dB<sub>N</sub></li> </ul>
	<p><b>ROZSÁHLÉ POŠKOZENÍ - VÝMĚNA VALIVÝCH LOŽISEK</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• rostou amplitudy s <math>f_R</math> a vyšší harmonické</li> <li>• diskrétní složky s rázovými frekvencemi nahrazeny širokopásmovým spektrem</li> <li>• před havárií velikost SE a SPM rychle narůstá</li> </ul>

## Kluzná ložiska

Kluzná ložiska nepoškozená s optimální vůlí a při ustálených podmínkách mazání nejsou výrazným budičem vibrací.

	<p><b>OPOTŘEBENÍ NEBO VŮLE</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• větší rozsah opotřebení kluzného ložiska způsobuje normálně vibrace s vyššími harmonickými složkami rotorové frekvence <math>f_R</math> až <math>10 \cdot f_R</math> nebo <math>20 \cdot f_R</math></li> <li>• vibrace ve vertikálním směru jsou větší než v horizontálním směru</li> <li>• malá nevyváženost nebo nesouosost s nadměrnou vůlí způsobuje velké vibrace</li> </ul>
	<p><b>NESTABILITA OLEJOVÉHO FILMU VÍŘENÍ OLEJE ( OIL WHIRL )</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• způsobuje často vibrace s frekvencí <math>(0,42 \text{ až } 0,48) \cdot f_R</math></li> <li>• nestabilní víření zvětšuje odstředivé síly</li> <li>• změny viskozity oleje, mazacího tlaku a vnějšího zatížení ovlivňují víření</li> <li>• měřit kinetickou dráhu středu hřídele bezdotykovými snímači výchylky - relativní vibrace hřídele</li> </ul>
	<p><b>NESTABILITA OLEJOVÉHO FILMU - TLUČENÍ OLEJE ( OIL WHIP )</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• vzniká, když stroj pracuje s frekvencí <math>f_R</math> rovnou nebo větší než vlastní frekvence rotoru <math>f_{or}</math></li> <li>• je - li <math>f_R = 2 \cdot f_{or}</math> mohou vzniknout nadměrné vibrace, frekvence víření se nemění ani při vyšší <math>f_R</math></li> <li>• relativní vibrace hřídele</li> </ul>

IDENTIFIKAČNÍ TABULKA KMITÁNÍ											
Příčina kmitání		Kmitočty příslušných kmitů									
		0–40 % $f_{rotor}$	40–50 % $f_{rotor}$	50–100 % $f_{rotor}$	$f_{rotor}$	$2 \times f_{rotor}$	celočíselný násobek $f_{rotor}$	různé kmitočty	velmi vysoké kmitočty	1 nebo 2 x kmitočet sítě	1 nebo 2 x kmitočet řemenu
<b>Nevyvážek</b>	nerovnoměrné rozdělení hmoty rotujícího tělesa				●	○	○				
<b>Nesouosost Deformace</b>	nesouosost				●	●	○				
	deformace základu		○		●	○	○				
	deformace skříně	← ○ →			●	○					
	axiální drhnutí rotoru	← ○ →			●	← ○ →					
<b>Vadná ložiska a neokrouhlé ložiskové čepy</b>	vadné valivé ložisko				○			●	○		
	poškození axiálního ložiska	← ● →									
	výstřednost ložiska a ložiskového čepu				●	○					
<b>Elektrické resp. magnetické poruchy</b>	nesymetrie statoru									●	
	nesymetrie rotoru	●									
	výstřednost vzduchové mezery	← závisí na konstrukčním řešení →									
<b>Vadné hnací řemeny</b>	hnací řemeny s nestejným průřezem nebo vadným spojem							○			●
<b>Rezonance</b>	skříní, opěr, základů a dílců	← mohou být vybudeny v celém kmitočtovém rozsahu →									
	kritické otáčky rotoru nebo systému rotor-ložisko				●						
<b>Aerodyn. a hydraul. síly</b>					○		●		○		
<b>Nestability</b>	víření oleje		●								
	pěnění oleje		●								
	víry vyvolané třením	●	○	○							
	buzení ve vzduchové mezeře	○	●	○							
<b>Převod a spojka</b>	závady v převodu						○	○	●		
	poškození spojky		○		○	○	●				
<b>Přenášení kmitů ze sousedních strojů</b>		← mohou se vyskytovat v celém kmitočtovém rozsahu →									
* vyskytuje se jen tehdy, když $f_{rotor} > 2 \times f_{krit(rotor)}$ vybudí se 1. vlastní tvar rotoru		● – charakteristické kmitočty vibrací ○ – kmitočty vibrací, které se mohou objevit vedle kmitočtů charakteristických									

## NORMY, PŘEDPISY A DOPORUČENÍ PRO POTŘEBY VIBRODIAGNOSTIKY

ČSN EN ISO 9000:01 Systémy managementu jakosti - Základy, zásady a slovník

ČSN EN ISO 9001:01 Systémy managementu jakosti - Požadavky

ČSN EN ISO 9004:01 Systémy managementu jakosti - Směrnice pro zlepšování výkonnosti

ČSN EN 45013: 91 Všeobecná kritéria pro certifikační orgány, provádějící certifikaci pracovníků

ČSN EN ISO/IEC 17024:03 Všeobecná kritéria pro certifikační orgány, provádějící certifikaci pracovníků

ČSN EN 45020:99 Normalizace a souvisící činnosti. Všeobecný slovník.

ČSN ISO 1925:95 Vibrace - Vyvažování - Slovník

ČSN 010105:93 Názvosloví technické diagnostiky

ČSN 010611:83 Spolehlivost v technice. Pravidla pro stanovení bodových a intervalových odhadů ukazatelů spolehlivosti. Parametrické metody.

ČSN ISO 10816-1:98 Vibrace. Hodnocení vibračních strojů na základě měření na nerotujících částech.

Část 1 Všeobecné směrnice.

ČSN ISO 10816-2:98 Vibrace. Hodnocení vibračních strojů na základě měření na nerotujících částech.

Část 2 Velké stacionární parní turbogenerátory s výkonem nad 50 MW.

ČSN ISO 10816-3:99 Vibrace. Hodnocení vibračních strojů na základě měření na nerotujících částech.

Část 3 Průmyslové stroje se jmenovitým výkonem nad 15 kW a jmenovitými otáčkami mezi 120 1/min a 15000 1/min při měření in situ.

ČSN ISO 10816-4:99 Vibrace. Hodnocení vibračních strojů na základě měření na nerotujících částech.

Část 4 Soustrojí poháněná plynovou turbínou s výjimkou leteckých pohonných jednotek.

ČSN ISO 10816-6:98 Vibrace. Hodnocení vibračních strojů na základě měření na nerotujících částech.

Část 6 Stroje s vratným pohybem se jmenovitým výkonem nad 10 kW.

ČSN ISO 7919-1:98 Vibrace strojů s nevratným pohybem. Měření na rotačních hřídelích a kritéria hodnocení.

Část 1 Všeobecné směrnice.

ČSN ISO 7919-2:02 Vibrace strojů s nevratným pohybem. Měření na rotačních hřídelích a kritéria hodnocení.

Část 2 Velké parní turbogenerátory na pozemních základech.

ČSN ISO 7919-3:98 Vibrace strojů s nevratným pohybem. Měření na rotačních hřídelích a kritéria hodnocení.

Část 3 Průmyslová soustrojí.

ČSN ISO 7919-4:98 Vibrace strojů s nevratným pohybem. Měření na rotačních hřídelích a kritéria hodnocení.

Část 4 Plynové turbíny.

ČSN ISO 7919-5:99 Vibrace strojů s nevratným pohybem. Měření na rotačních hřídelích a kritéria hodnocení.

Část 5 Soustrojí ve vodních elektrárnách a čerpacích stanicích.

ČSN ISO 31-0:94 Veličiny a jednotky Část 0: Všeobecné zásady

ČSN ISO 31-2:94 Veličiny a jednotky Část 2: Periodické a příbuzné jevy

ČSN ISO 31-3:94 Veličiny a jednotky Část 3: Mechanika

ČSN ISO 31-11:99 Matematické znaky a značky používané ve fyzikálních vědách a v technice.

ČSN ISO 1000:97 Jednotky SI a doporučení pro užívání jejich násobků a pro užívání některých dalších jednotek  
 ČSN ISO 2041:97 Vibrace a rázy. Slovník.  
 ČSN ISO 5805:00 Vibrace a rázy. Expozice člověka. Slovník.  
 ČSN ISO 1940-1:95 Vibrace. Požadavky na jakost, vyvážení tuhých rotorů.  
     Část 1 Stanovení přípustných zbytkových nevyvážků.  
 ČSN ISO 1940-2:99 Vibrace. Požadavky na jakost, vyvážení tuhých rotorů.  
     Část 2 Chyby spojené s vyvažováním: 1999  
 ČSN 011411:79 Mechanické kmitání strojů s provozními otáčkami od 10 do 200 s-1. Základní směrnice pro ohodnocení mohutnosti kmitání.  
 ČSN IEC 50 (801):97 Mezinárodní elektrotechnický slovník. Kap. 801. Akustika a elektroakustika.  
 ČSN EN ISO 266:99 Akustika. Vyvolené kmitočty.  
 ČSN IEC 50 (801):97 Mezinárodní elektrotechnický slovník Akustika a elektroakustika.  
 ČSN ISO 3740:01 Akustika. Určení hladin akustického výkonu zdrojů hluku. Směrnice pro užití základních norem a pro přípravu zkušebních postupů pro hluk.  
 ČSN ISO 3744:01 Akustika. Určení hladin akustického výkonu zdrojů hluku pomocí akustického tlaku. Technická metoda ve volném poli nad odrazovou rovinou.  
 ČSN ISO 3746:97 Akustika. Určení hladin akustického výkonu zdrojů hluku pomocí akustického tlaku. Provozní metoda měření ve volném poli nad odrazivou rovinou.  
 ČSN 024601:91 Valivá ložiska. Názvy a definice.  
 ČSN 024608:99 Valivá ložiska. Označování valivých ložisek.  
 ČSN 028902:70 Pružné ukládání. Charakteristické údaje pro navrhování pružného uložení.  
 ČSN 120017:91 Metody měření a hodnocení hluku vzduchotechnických zařízení. Všeobecná ustanovení.  
 ČSN 123063: 87 Ventilátory. Metody měření mechanického kmitání.  
 ČSN ISO 3095: 93 Akustika. Měření hluku vyzařovaného kolejovými vozidly.  
 ČSN EN 64034 - 9:99 Točivé elektrické stroje  
     Část 9 Mezní hodnoty hluku.  
 ČSN EN 60034-14:98 Točivé elektrické stroje.  
     Část 14 Mechanické vibrace určitých strojů s výškou osy od 56 mm. Měření, hodnocení a mezní hodnoty vibrací.  
     do 5 MV.A a 15 kV.  
 ČSN IEC 651:94 Zvukoměry: 1994  
 ČSN ISO 5348:99 Vibrace a rázy: Mechanické připevnění akcelerometrů  
 ČSN ISO 31-0:94 Veličiny a jednotky - část 0: Všeobecné zásady  
 ČSN ISO 31-2:94 Veličiny a jednotky - část 2: Periodické a příbuzné jevy  
 ČSN ISO 31-3:94 Veličiny a jednotky - část 3: Mechanika  
 ČSN ISO 31-11:99 Veličiny a jednotky - část 11: Matematické znaky a značky používané ve fyzikálních vědách a v technice  
 ČSN ISO 10817-1:00 Relativní a absolutní snímání radioaktivních zařízení pro měření vibračněrotujících hřídelí  
 ČSN ISO 11342:00 Vibrace. Metody a kritéria vyvažování pružných rotorů  
 ČSN ISO 10814:02 Vibrace - náchylnost a citlivost strojů na nevyváženost  
 ČSN ISO 13380:03 Monitorování stavu a diagnostika strojů - Obecné směrnice pro použití výkonnostních parametrů  
 ČSN ISO 13373-1:03 Monitorování stavu a diagnostika strojů - Monitorování stavu vibrací - část 1: Obecné postupy  
 ČSN 010631:80 Spolehlivost v technice. Systém sběru provozních informací - základní ustanovení



ČSN ISO 5593 Valivá ložiska - Slovník

Zákon 455/91 Sb., o živnostenském podnikání, Sb. 27/00 a 29/00 Sb. Nařízení vlády 140/00

Zákon 505/90 Sb. ve znění Zákona č. 119/00 Sb. o metrologii

Vyhláška MPO ČR č. 262 - 264/00 Sb. o metrologii

Vyhláška FMD č. 248/91 Sb. kterou se mění a doplňuje vyhláška FMD č. 41/84 Sb. o podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích.

Vyhláška FMZ č. 13/77 Sb. o ochraně zdraví před nepříznivými účinky hluku a vibrací.

Zákon FMZP 309/91 Sb. o ochraně ovzduší před znečišťujícími látkami (zákon o ovzduší) ve znění zákona FMZP 218/92 Sb.

Zákon FMZP A.. 17/91 Sb. o životním prostředí.