

STANOVENÍ MEZNÍCH HODNOT VIBRACÍ NA LOŽISKU HDV

Ing.Mečislav Hudeczech,Ph.D.

Hudeczech Service.s.r.o. Albrechtice

1 STANOVENÍ MAXIMÁLNĚ PŘÍPUSTNÝCH HODNOT VIBRACÍ PROVOZOVANÝCH STROJŮ

Samotná znalost naměřených hodnot ještě nedovoluje posoudit stav stroje. Teprve porovnání výsledků měření s určitými symptomy pro hodnocení umožní kvalifikované posouzení opotřebení stroje a určení jeho zbytkové životnosti.

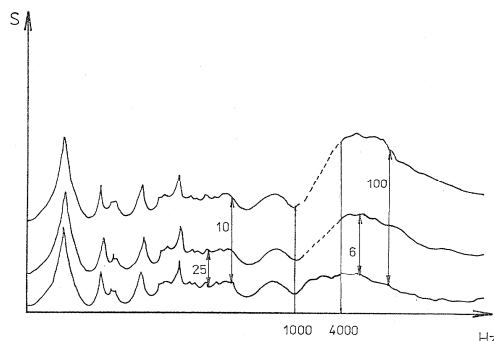
V literatuře se je rozsáhle pojednáno o stanovení maximálních hodnot vibrací na strojích a zařízeních. V mnohých případech jsou uváděny konkrétní příklady stanovení hodnoty chvění při , které musí být stroj zastaven a opraven. Po provedené analýze různých metod stanovení maximálních přípustných hodnot vibrací lze je rozdělit do pěti skupin:

- nárůst vibrací v určitém násobku referenčního spektra
- posouzení porovnáním měřených hodnot s mezními hodnotami z norem a směrnic
- statistické metody výpočtu maximálních hodnot vibrací
- posouzení měřených hodnot s mezními hodnotami udanými výrobcem stroje
- posouzení na základě zkušeností a dat, která získal provozovatel u podobných strojů.

2 NÁRŮST VIBRACÍ V URČITÉM NÁSOBKU REFERENČNÍHO SPEKTRA.

Podle doporučení Brüel & Kjær viz. obrázek č.1, dojde-li ke zvýšení amplitudy frekvenčního spektra o 2,5 násobek referenční hodnoty ve frekvenčním rozsahu 0 – 1000 Hz nutno stroj začít diagnosticky sledovat, a pokud dojde ke zvýšení o desetinásobek, nutno stroj zastavit a provést na něm opravu. U frekvenčního spektra v oblasti frekvencí vyšších jak 4000 Hz, nutno stroj začít sledovat od šestinásobku referenčních hodnot a opravu provést při stonásobku.

Jediným a základním problémem této metody je referenční spektrum. Doposud výrobce neposkytuje referenční spektrum vibrací stroje při jeho prodeji. Jsou provozovatele, kteří při převzetí stroje na vlastní náklady provádějí nebo si nechají provádět vibrační diagnostiku. Získají tím referenční spektrum a také se přesvědčí, že koupili dobrý stroj. Přejímky u výrobců a to jak dílčích dodávek tak investičních celků jsem zavedl na několika podnicích.



Obrázek č.1.: Referenční spektra

Odhad podle referenčního spektra lze použít jenom v tom případě, že výrobce nebo montážní organizace dodá referenční spektrum stroje jako protokol o provedené zkoušce výstupní zkoušce.

3 POSOUZENÍ POROVNÁNÍM NAMĚŘENÝCH HODNOT S MEZNÍMI HODNOTAMI Z NOREM A SMĚRNIC

Pokud nejsou dlouhodobé vibrace stroje známé a pokud nejsou k dispozici vlastní zkušenosti, lze vzít za podklad pro posuzování mezní hodnoty vibrační hodnoty z norem a směrnic, např.:

- VDI 2056, VDI 2059
- ISO 2372, ISO 2373
- DIN 45670
- API 610, 611, 612, 613, 616, 617, 672, 673
- CDA/MS/NVSH 107
- ČSN ISO 10816-1:98 Vibrace. Hodnocení vibrační strojů na základě měření na nerotujících částech. Část 1 Všeobecné směrnice.
- ČSN ISO 10816-2:98 Vibrace. Hodnocení vibrační 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 vibrační 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 vibrační 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 vibrační 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 nevrátým pohybem. Měření na rotačních hřídelích a kritéria hodnocení. Část 1 Všeobecné směrnice.
- ČSN ISO 7919-2:02 Vibrace strojů s nevrátým pohybem. Měření na rotačních hřídelích a kritéria hodnocení. Část 2 Velké parní turbogenerátory na pozemních základech.
- ČSN ISO 7919-3:98 Vibrace strojů s nevrátým pohybem. Měření na rotačních hřídelích a kritéria hodnocení. Část 3 Průmyslová soustrojí.
- ČSN ISO 7919-4:98 Vibrace strojů s nevrátým pohybem. Měření na rotačních hřídelích a kritéria hodnocení. Část 4 Plynové turbíny.
- ČSN ISO 7919-5:99 Vibrace strojů s nevrátým pohybem. Měření na rotačních hřídelích a kritéria hodnocení.
- 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 nevyvážek.
- 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 123063: 87 Ventilátory. Metody měření mechanického kmitání.
- 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 vibrační do 5 MV.A a 15 kV.
- ČSN ISO 5348:99 Vibrace a rázy: Mechanické připevnění akcelerometrů
- 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 vibrační - část 1: Obecné postupy
- Vyhláška FMZ č. 13/77 Sb. o ochraně zdraví před nepříznivými účinky hluku a vibrační.

Velkým nedostatkem všech těchto norem a doporučení je ta skutečnost, že dělení na jednotlivé stavy je hrubé a nezahrnuje o stroji údaje jako např. hmotnost rotujících částí na ložiscích, typ ložiska a počet otáček. Dále normy a doporučení neuvádějí, jakým způsobem provádět výpočet doby provozu do dovršení max. hodnoty vibrační. Toto hodnocení norem jsem publikoval poprvé v roce 1989 a to doma i v zahraničí.

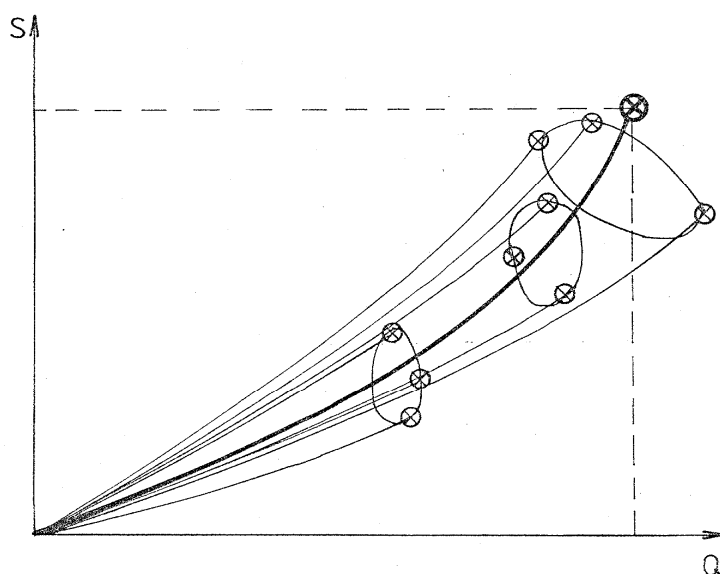
Posuzování max. hodnoty vibrací, při které má dojít k zastavení stroje, musí být prováděna na základě širokého spektra zkušeností a různých norem a doporučení. Jednotlivé normy jsou zpracovány pro určité druhy strojů a taktéž provozů, ve kterých pracují.

4 STATISTICKÉ METODY VÝPOČTU MAXIMÁLNÍCH HODNOT VIBRACÍ

Na základě statistických metod lze určit dvě skutečnosti:

- křivku života stroje
- maximální přípustnou úroveň vibrací

Křivka života zobrazena na obr. č.2 je výsledkem pozorování strojů $N \gg 1$ anebo mnoho provozně opravárenských cyklů.



Obrázek č.2.: Křivka života stroje

Křivka je střední křivkou života stroje, která je čtyřparametrickým procesem autoregrese, kde:

$$S = S(\tau, \omega_1, \omega_2, \omega_3, \omega_4) \quad (1)$$

S – maximální hodnota vibrací – havarijní

ω_1 – parametr rozptylu kvality výroby

ω_2 – parametr rozptylu kvality dynamického uložení

ω_3 – parametr rozptylu provozního zatížení

Křivka života stroje končí havárií stroje. Pro zabránění této havárie lze vypočítat havarijní hodnotu S_b a na základě výpočetní metody Neymana – Pearsona.

$$P_g \int_{S_b}^{\infty} p(s) dS = A \quad (2)$$

$$P_g = \frac{\tau_{ch}}{\tau_{ch} + \tau_0} \quad (3)$$

P_g – pohotovost

τ_{ch} - střední doba chodu stroje mezi poruchami [hod]

τ_0 - střední doba oprav [hod]

S_b - havarijní hodnota vibrací [mms⁻¹]

A - procento vynechaných oprav (opravárenská politika závodu, A se doporučuje 2 až 5 %)

P (S) - hustota pravděpodobnosti rozdělení hodnoty vibrací

Řešením rovnice (2) a při použití rozdělení Weibulla (W), Pareto (P) anebo použitím nerovnosti Chebyscheva (C) pro havarijní hodnotu vibrací obdržíme vztahy:

$$S_b^{(c)} = \bar{S} + \tau \sqrt{\frac{P_g}{2A}} \quad (4)$$

$$S_b^{(C)} = S_n + (\ddot{S} - S_n) \Gamma^{-1} \left(1 + \frac{1}{K} \right) \sqrt[1]{\ln \frac{P_g}{A}} \quad (5)$$

$$K = \frac{\ddot{S} - S_n}{\sigma} \quad (6)$$

Γ - funkce gama (v tabulkách)

$$S_b^{(p)} = \left(1 - \frac{1}{\gamma} \right) S \sqrt{\frac{P_g}{S}} \quad (7)$$

$$\gamma = 1 + \sqrt{1 + \left(\frac{\bar{S}}{\sigma} \right)^2} \quad (8)$$

τ = standardní odchylka

γ = střední hodnota vibrací [mms⁻¹]

Po překročení havarijní hodnoty vibrací je pravděpodobné, že stroj bude zničen.

Statistické metody nutno nadále v praxi ověřovat. Jak již bylo uvedeno, pro realizaci statistických metod v praxi nutno mít k dispozici $N \gg 1$ strojů. Pro dobrý statistický výpočet je nutné mít k dispozici alespoň kolem cca 30 stejných strojů s přibližně stejnými provozními podmínkami, aby bylo možné určit křivku života stroje. Při tom je nutné dodržet podmínku, že jeden ze strojů bude provozován až do havárie. Tuto podmínku nelze splnit v uhelném průmyslu dost dobře. Výstavba šachet se provádí jednou za desetiletí, což způsobuje rozličnost základních prostředků. V podzemí dolů jsou právě stejné základní prostředky, ale podmínky provozování jsou diametrálně jiné. Životnost rubání je do jednoho roku. Za tu dobu dojde k mnoha poruchám v důsledku, kterých jsou jednotlivé uzly kombajnu vyměněny. Tato metoda až na některé výjimky (důlní čerpadla, povrchová čerpadla) není v hlubinném průmyslu použitelná.

Dále nutno podotknout, že Weibullovo rozdělení vzniklo na základě zkoušek únavy a opotřebení dílčích částí strojů. Paretovo rozdělení vzniklo pro potřeby ekonometrie pro posouzení rozvoje a seskupení např. bakterií, měst, továren, organismů a organizací.

5 STANOVENÍ MAXIMÁLNĚ PŘÍPUSTNÝCH HODNOT VIBRACÍ ZE ZATÍŽENÍ LOŽISKA

doporučený interval hodnot. Tyto metody nezohledňují zatížení ložisek ani jejich otáčky. Proto na základě zkušeností při provádění měření vibrací jsem navrhnul postup stanovení mezních hodnot vibrací vycházející ze zatížení ložisek. Tento postup lze aplikovat pouze na stroje, které při uvedení do provozu, tj. nové stroje nebo po opravě, splňují tyto podmínky: rotující hmoty musí být vyvážené, hnací a hnaný agregát musí být souosý, štítý elektromotorů, čerpadel, vývěv musí být souosé, jednotlivé mechanické části nesmí mít mechanické vůle. Z těchto důvodů při uvádění nových nebo opravených strojů do provozu celková hodnota rychlosti vibrací nesmí být větší než $v_{ef}=1,8$ mm/s ve frekvenčním rozsahu od 2 do 1000 Hz a ve frekvenčním rozsahu od 300 do 15 000 Hz nesmí být větší než $a_{peak}=2$ mms⁻².

Při dodržení podmínek maximální vyváženosti, souososti a minimálních vůlí dochází pouze k pravidelnému a známému opotřebenému ložisek. Z tohoto důvodu lze přijmout sledování stavu ložisek za dobře vypovídající informaci o stavu stroje. Opotřebenému ložisek nutno sledovat v rozsahu jejich rezonančních frekvencí, tj. ve frekvenčním pásmu od 300 do 15000 Hz.

Někteří výrobci strojů definují pro své výrobky maximální hodnoty kmitání, posunů a teplot. Tyto mezní hodnoty udávají konstrukčně podmíněná přípustná zatížení stroje. Opírají se buď o výpočty nebo o statistická vyhodnocení dlouhodobých zkoušek u výrobce. Takovýchto hodnot je třeba pro posouzení stavu stroje přednostně využít.

5.1 STANOVENÍ MAXIMÁLNÍCH HODNOT VIBRACÍ VYCHÁZÍ Z ROVNICE TRVANLIVOSTI LOŽISKA

Stanovení maximálních hodnot vibrací vychází z rovnice trvanlivosti ložiska:

$$Ln = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{c}{p}\right)^{n_1} \quad (9)$$

Ln - základní trvanlivost v provozních hodinách [hod]

c – základní dynamická únosnost ložiska [N]

p – ekvivalentní dynamické zatížení [N]

n_1 – pro kuličky = 3, ostatní = 10/3

n – otáčky [min⁻¹]

Je ještě uváděna hodnota Ln na modifikované Lna, např. podle teorie SKF. Moje teorie byla zpracována již v roce 1989.

V klasické fyzice platí vztah pro sílu

$$F = m \cdot a \quad (10)$$

F – síla [N]

m – hmotnost [kg]

a – zrychlení [mms⁻¹]

Dále je možno přijmout úvahu, že ekvivalentní dynamické zatížení P je rovno síle F

$$P = F \quad (11)$$

Řešením vztahů (9) a (10) obdržíme nový vztah pro výpočet max. bezpečné hodnoty vibrací:

$$a = \frac{c}{m \cdot n_1 \sqrt{\frac{L_n \cdot n \cdot 60}{106}}} \quad (12)$$

a – max. bezpečná hodnota vibrací [ms⁻²]

c – základní dynamická únosnost ložiska [N]

m – celková hmotnost na ložisku [kg]

n₁ – pro kuličková ložiska n₁ = 3, pro válečková, jehlová, kuželíková a soudečková n₁ = 10/3

L_n – základní trvanlivost v provozních hodinách pro každý stroj udává výrobce

n – počet otáček [min⁻¹]

Při dosažení této max. bezpečné hodnoty přechází opotřebení stroje do nekontrolovatelného režimu, který nelze popsat známými zákonitostmi.

Alarmující hodnota vibrací se stanoví při dosažení 89 % max. bezpečné hodnoty. Doba, za kterou dojde k dosažení max. bezpečné úrovně vibrací se vypočte ve vztahu:

$$p = a - \sqrt{h - 2kt} \quad (13)$$

p – změřená hodnota vibrací [mms⁻²]

a – max. bezpečná úroveň vibrací [mms⁻²]

h, k – parametry regresní funkce

t – doba, kdy dojde k dovršení max. bezpečné úrovně vibrací [hod]

Tento přepočtení musí být proveden po každých třech měřeních. Měření musí být prováděno na aparatuře, která poskytuje možnost provádění frekvenčních analýz od 2 do 1000 Hz. Při každém měření musí být vždy snímána celá frekvenční spektra. Dále aparatura musí umožňovat měření rezonančních frekvencí do 20 kHz.

6 SHRUTÍ

Z dosavadních experimentů a praxe vyplývá, že při určování maximálních hodnot vibrací – prognózování, nutno mít na zřeteli všechny dostupné metody, tj. referenční spektrum normy a doporučení, statistické stanovení havarijních hodnot vč. nové popsané metody.

Ověření správnosti některé z metod musí být potvrzeno havárií stroje. Avšak tak drahé experimenty si zřejmě nikdo nedovolí. Havárie stroje nastane zřejmě nahodile, nečekaně. Pokud stroj je diagnosticky sledován. Lze jednoznačně křivku života potáhnout od posledního měření a tím obdržet hodnotu vibrací, při které došlo k havárií. Tato hodnota, přepočtená na bezpečnou mez by byla závazná pro ostatní stroje.

Vytvoření banky dat s hodnotami, při kterých došlo k haváriím a ty následně zobecnit by stejně nebylo správné. Tento způsob by byl možný jen pro jednoho provozovatele. Ne u všech organizací je stejná kultura péče o hmotný majetek a stejné dodržování technických podmínek výrobce.

Je jednoznačné, že prognózování musí být individuální záležitostí pro každý stroj a zařízení.

Závěrem nutno říci, že doposud nebyl nalezen matematický model, pomocí kterého by bylo možno popsat zkušenost diagnostika analytika. Při posuzování úrovně vibrací nutno vycházet z referenčního spektra, norem a analytického vzorce. Nejdůležitějším faktorem je diagnostik analytik. Musí znát provoz, který diagnosticky kontroluje, přístup technického štábu k údržbě, úroveň údržbářů a především musí sám mít velké provozní zkušenosti. Tyto faktory mají velkou úlohu při stanovení konečné diagnózy vycházející z provozní diagnostiky.

7 NEDORŽENÍ VÝŠE UVEDENÉHO POSTUPU

Firma Hudeczech Service s.r.o., Albrechtice prováděla na jednom důlním podniku pravidelnou revizi hlavního důlního ventilátoru. Při mechanické kontrole ložisek bylo zjištěno, že vůle na ložisku jsou v mezích stavu uspokojivého.

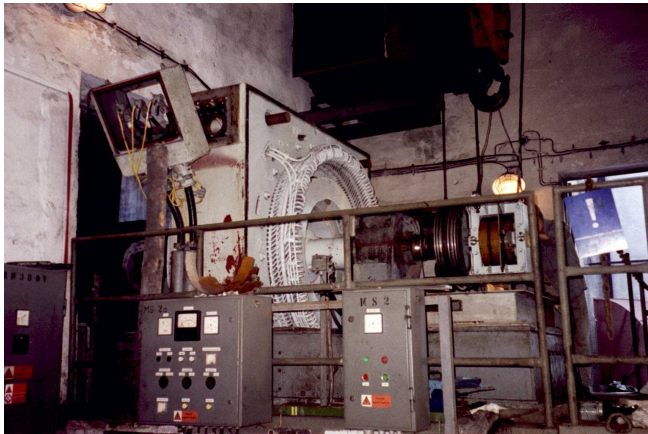
Provozovatel ventilátoru deklaroval, že na ventilátoru před revizí bylo jinou organizací provedeno pravidelné diagnostické měření. V protokolu o provedeném měření bylo jednoznačně určeno, že ložiska ventilátoru vykazují stav dobrý.

Po provedené revizi a uvedení kontrolovaného ventilátoru do trvalého provozu firma Hudeczech Service provedla své vlastní diagnostické měření, které potvrdilo zjištění při revizi, že ložisko vykazuje stav nepřijatelný pro dlouhodobé provozování. Byla stanovena lhůta do havárie dva měsíce. Tento závěr byl písemně předán provozovateli.

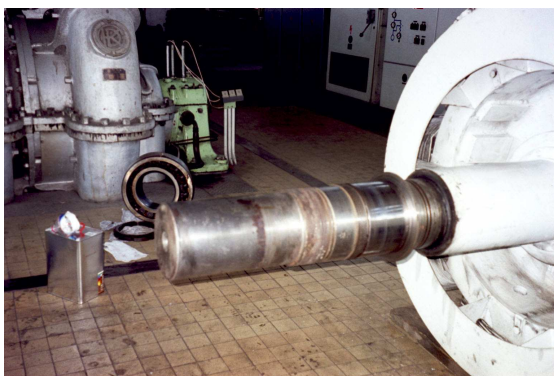
Provozovatel nechal provést měření chvění organizací, která permanentně provádí měření chvění v tomto důlním podniku. Výsledek měření byl zhodnocen jak stav dobrý námi rozporovaného ložiska.

Provozovatel dal za pravdu konkurenční organizaci.

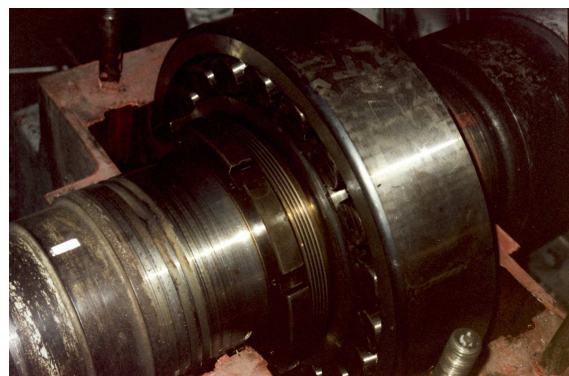
Po uplynutí pěti měsíců jsme byli v neděli v 17³⁰hod. odvoláni na poruchu ventilátoru. Ventilátor byl zastaven v průběhu kontroly obsluhou z titulu značných vibrací a hluku na ložisku se strany budiče. Jednalo se o ložisko, kterému jsme předpověděli dobu provozu dva měsíce. Vydrželo o tři měsíce déle.



Obr.č.1: Demontáž HDV



Obr.č.2: Hřídel rotoru elektromotoru



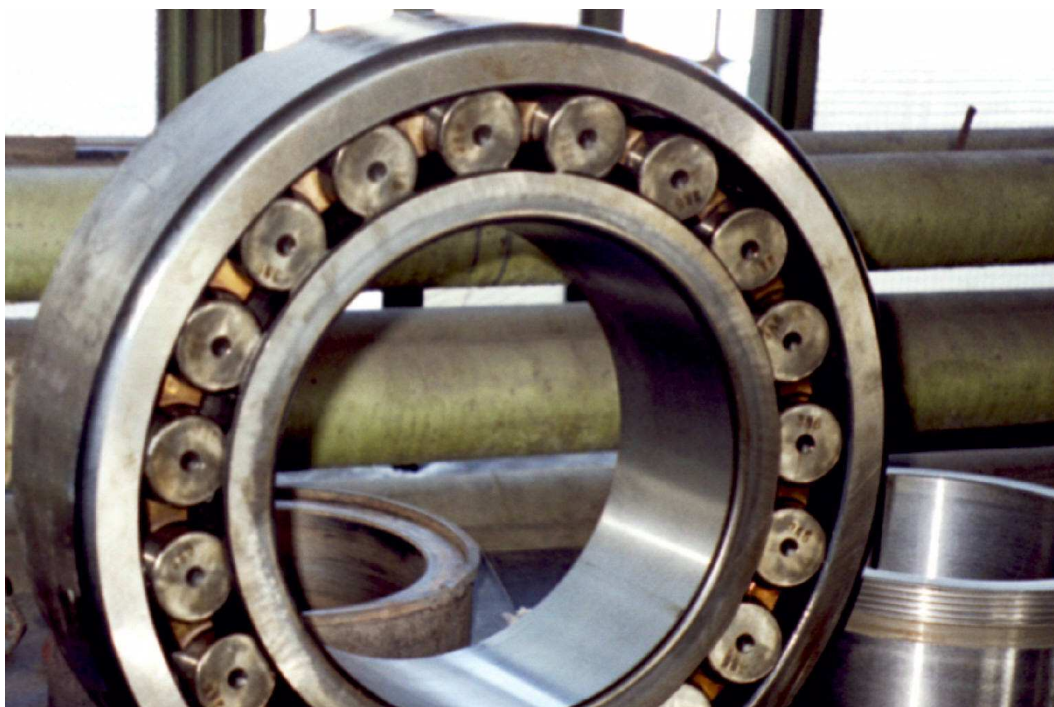
Obr.3.: Detail poškození ložiska



Obr.č.4.: Poškozená a dobrá vložka ložiska



Obr.č.5.: Poškozená vložka ložiska



Obr.č.6.: Ložisko