

**ČESKÉ VYSOKÉ
UČENÍ TECHNICKÉ
V PRAZE**

**FAKULTA
STROJNÍ**



**TEZE
DISERTAČNÍ
PRÁCE**

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ

ÚSTAV výrobních strojů a zařízení

TEZE DISERTAČNÍ PRÁCE

ZVYŠOVÁNÍ UŽITNÝCH VLASTNOSTÍ VŘETEN OBRÁBĚCÍCH STROJŮ S VALIVÝM ULOŽENÍM

Ing. Jiří Sova

Doktorský studijní program: Strojní inženýrství

Studijní obor: Konstrukční a procesní inženýrství

Školitel: *Doc. Ing. Petr Kolář, Ph.D.*

Teze disertace k získání akademického titulu "doktor", ve zkratce "Ph.D."

Praha

2022

Název anglicky: Increasing the useful properties of machine
tool spindles with rolling bearings

Disertační práce byla vypracována v prezenční/ kombinované* formě
doktorského studia na Ústavu <název> Fakulty strojní ČVUT v Praze.

Disertant: Ing. Jiří Sova

Ústav výrobních strojů a zařízení, Fakulta strojní ČVUT v Praze
Technická 4, 166 07 Praha 6
ingsovajiri@email.cz

Školitel: Doc. Ing. Petr Kolář, Ph.D.

Ústav výrobních strojů a zařízení, Fakulta strojní ČVUT v Praze
Technická 4, 166 07 Praha 6
p.kolar@rcmt.cvut.cz

Školitel-specialista: Ing. David Burian, Ph.D.

Ústav výrobních strojů a zařízení, Fakulta strojní ČVUT v Praze
Technická 4, 166 07 Praha 6
d.burian@rcmt.cvut.cz

Oponenti:

Prof. Ing. Václava Lašová, Ph.D., Fakulta strojní ZČU v Plzni
doc. Ing., Dipl.-Ing. Michal Holub, Ph.D., Fakulta strojního inženýrství,
VUT v Brně
Ing. Karel Čapek, CSc., Zkušebna VUOS, s.r.o.

Teze byly rozeslány dne:

Obhajoba disertace se koná dne v hod.
v zasedací místnosti A-119 na Fakultě strojní ČVUT v Praze, Horská 3,
Praha 2, před komisí pro obhajobu disertační práce ve studijním oboru
Konstrukční a procesní inženýrství

S disertací je možno se seznámit na oddělení vědy a výzkumu Fakulty strojní
ČVUT v Praze, Technická 4, Praha 6.

Prof. Ing. Tomáš Jirout, Ph.D.
předseda oborové rady oboru Konstrukční a procesní inženýrství
Fakulta strojní ČVUT v Praze

Anotace

Disertační práce se zabývá komplexním pohledem na vřetenové jednotky, které jsou ovlivňovány velkým množstvím faktorů po celou dobu životního cyklu produktu. Shrnuje současný stav konstrukce frézovacích vřeten, jsou popsány trendy vývoje vřeten a jejich hlavních komponent, ale také standardní uspořádání valivého uložení a jejich možnosti předepínání. Pozornost je také věnována technické diagnostice vřeten, monitoringu a následně údržbě celého stroje, jakožto prvky kontinuálního sledování kondice vřetenových jednotek a případné vyhodnocení příčiny poškození. Převážná část rešerše se zabývá postupem prací v procesu návrhu vřetenových jednotek s detailním zaměřením na výpočty trvanlivosti vřetenových ložisek. Současné modely zbytkové trvanlivosti jsou hodnocené na základě vibrací, ale i fuzzy logiky, neuronových sítí a strojového učení. Zmíněná problematika zbytkové trvanlivosti vřetenových ložisek je hlavním tématem práce.

Samotná práce popisuje návrh nového přístupu hodnocení zbytkové trvanlivosti oproti popsaným přístupům v technických publikacích a vědeckých člancích. Novost metodiky spočívá v kombinaci sledování historie zatížení vřetena, simulačního modelu výpočtu trvanlivosti ložisek pro skutečná zátěžná spektra s ověřováním průběžného aktuálního stavu vřeten za pomoci vibrodiagnostiky.

Na základě těchto poznatků byl vytvořen model zbytkové trvanlivosti ložisek, zohledňující historii zatížení od řezného procesu a provozních otáček. Model byl ověřen při dlouhodobém testování přímo v průmyslu.

Důvodem návrhu nové metodiky je potřeba zavádět dostupné a srozumitelné metody, které by bylo možné aplikovat na starší typy vřeten OS a řídicích systémů, např. během oprav vřeten. A umožnit tak modernizaci strojů zavedením cenově dostupných prvků „Průmyslu 4.0“ bez velké náročnosti zásahu do řídicího systému a umožnit tak výrobě lépe plánovat servisní zásahy a předcházet tím tak havarijním stavům vřeten.

Annotation

The dissertation thesis deals with a comprehensive view of spindle units, which are influenced by a large number of factors throughout the product life cycle. Thesis summarizes the state-of-the-art design of milling spindles, describes trends in the development of spindles and their main components, as well as standard rolling bearing arrangements and their preloading possibilities.

There was given attention/space for technical diagnostics of spindle (Attention is also paid to technical diagnostics of spindles), monitoring, and maintenance of machine tool, this mechanism are part of continuous condition monitoring and assessment of damage cause. The main part of the research deals with workflow in development process design of spindle units, with a focus on spindle bearing durability calculations. Current residual life models are evaluated based on vibration as well as fuzzy logic, neural networks, and machine learning. The issue of the residual life of spindle bearings is the main topic of the thesis.

The thesis itself describes the proposal of a new approach for remaining life assessment compared to the approaches described in technical publications and scientific papers. The novelty of the methodology lies in the combination of the monitoring of the spindle load history, a simulation model to calculate the bearing durability for real load spectra with the verification of the continuous actual condition of the spindles using vibrodiagnostics.

This knowledge was used as the basis for the development of a model of the remaining life of the bearings, taking into account the loads from the cutting process and the operating speed. The model has been tested directly in the industry for a long time.

The motivation for proposing a new methodology is the need to introduce available and intelligible methods that could be applied to older types of OS spindles and control systems, e.g., during spindle repair. This will enable modernization of machines by implementing affordable "Industry 4.0" elements without the need for much interference in the control system.

Obsah:

1. Úvod do problematiky vřetenových jednotek.....	1
2. Současný stav řešení problematiky.....	2
2.1. Výpočet trvanlivosti vřetenových ložisek.....	2
2.2. Popis základního modelu vřetene.....	3
2.3. Technická diagnostika vřeten.....	3
2.4. Současné modely trvanlivosti a spolehlivosti.....	6
3. Cíle práce.....	9
4. Metodika hodnocení zbytkové trvanlivosti vřetenových ložisek.....	10
4.1. Obecný popis metody zbytkové trvanlivosti ložisek.....	10
4.2. Případová studie pro ověření nové metodiky.....	19
5. Shrnutí a přínos práce.....	26
5.1. Zhodnocení dosažení stanovených cílů práce.....	26
5.2. Přínos pro vědu a praxi.....	27
5.3. Doporučení dalšího rozvoje metodiky.....	27
Seznam použité literatury	
Publikace autora vztážené k disertační práci	

1. Úvod do problematiky vřetenových jednotek

Potřeba zvyšování technických parametrů a zdokonalování technického řešení byla v technice považována za běžnou součást evoluce lidstva. Jinak tomu není ani v současné době 21. století v oblasti vřeten CNC obráběcích strojů, od kterých je očekávána vysoká přesnost, provozní otáčky, tuhost, výkon, technologická flexibilita, až v neposlední řadě hlavně **spolehlivost**. Všechny tyto parametry jsou významným faktorem ovlivňující výslednou produktivitu stroje, která žene dnešní ekonomický stav kupředu a zároveň vytváří konkurenci v celosvětovém tržním prostředí výrobních podniků, na které je vytvářen ekonomický tlak. Zvyšování produktivity, snižování výrobních nákladů, snižování cen produktů, dodržování smluvních termínů výroby a požadovanou kvalitu produktu. Pokud výrobní podnik chce v dnešní těžké době a konkurenci uspět, musí nepřetržitě výrobní proces zdokonalovat inovovat v neposlední řadě se starat o technický stav strojního vybavení. Protože náklady na údržbu jsou nezanedbatelnou složkou celkových výrobních nákladů. Na základě zmíněných parametrů a současného trendu z hlediska tržní ekonomiky je třeba se zamýšlet nad otázkou, jak zvýšit zmiňované užité vlastnosti, tak aby produktivita stroje byla co nejvyšší, při použití dostupných výrobních technologií třískového obrábění.

Zvyšování technických požadavků na obráběcí stroje začalo v **70. letech 20. století**, tj. počátkem **3. průmyslové revoluce**, která byla spojována s automatizací, elektronikou a rozmachem IT technologií. Za její počátek je uváděn rok 1969, kdy bylo vyrobeno první PLC. 3. průmyslová revoluce umožnila zkvalitnit výroby a klást na ně vyšší technické požadavky. V oblasti vřeten OS tento pokrok umožnil vývoj **servopohonů** a jejich řízení pomocí frekvenčních měničů; zavádění **NC řízení**; zvyšování trvanlivosti a rychloběžnosti valivých ložisek, vývoj magnetických ložisek, dále pak došlo k aplikaci nových řezných materiálů (slinuté karbidy, keramické destičky, CBN), které šly v trendu zvyšování řezných rychlostí [88]. Tento trend zapříčinil vzniku vysokorychlostního obrábění (HSC) vysokovýkonného obrábění (HPC); či vzniku vysokorychlostního přesného obrábění (HSPC) na počátku 21. století, pro tyto technologie třískového obrábění jsou nejdůležitějšími parametry maximální otáčky vřetena a posuvové rychlosti.

Ze studie z roku 2018 o Průmyslu 4.0 poradenské společnosti EY [89] a Hospodářské komory České republiky vyplývá viz. velká implementační překážka v **nedostatečně kvalifikovaném personálu**, jak uvedlo 50 % dotázaných firem, ale i přes tento velký nedostatek firmy chtějí investovat do digitalizace a automatizace firem.

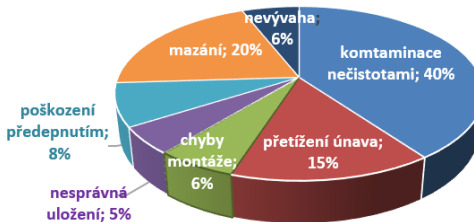
Práce se zabývá možnostmi vývoje a predikce pro upřesnění **zbytkové trvanlivosti a spolehlivosti** frézovacích vřeten. Jakožto klíčovým aspektem výrobních podniků, kterým jde hlavně o produktivitu a spolehlivost výroby, aby stroje pracovaly, měli co nejkratší odstávky, případný servis či opravy byly co nejméně finančně nákladné. Navrhovaná metodika by umožnila výrobním podnikům lépe **plánovat údržbu strojů** samozřejmě s přihlédnutím k nutným inovacím a investicím při rozvoji stávajících výrobních strojů, které by bylo možné postupně začleňovat do „chytrých továren“ s podtextem **digitalizace** „Průmyslu 4.0“ a technické **diagnostiky**.

2. Současný stav řešené problematiky

Obráběcí stroje se skládají z několika hlavních uzlů, kde nejdůležitější částí „srdcem stroje“ je **vřetenová jednotka** [1] [2] [3] [4] [7] [17]. Vřetena bývají na frézovacích strojích umístěna ve vertikální či horizontální poloze, např. ve stavbě multifunkčních obráběcích center musí vřetena pracovat v jakémkoliv úhlovém natočení. Díky multifunkčnosti strojů musí frézovací vřetena umožnit mnoho technologických operací. Jakými jsou produktivní (HSC, HPC atd.) 2D až **5D obrábění** v indexované poloze vřetenové jednotky nebo při plynulém řízení (obrábění lopatkových kol); **vrtání**; závitování; **gravírování**, ale také musí umožnit **soustružnické operace** [91] [92] se soustružnickými nástrojem v nástrojovém rozhraní vřetena či pracovat v náročném prostředí nově vyvíjených strojů s hybridní výrobou kombinující operace obrábění a navařování kovů [90].

Zmiňovaná vysoká produktivita nese s sebou také druhou stránku, a tou je **sledování provozního stavu** stroje a vřetenových jednotek. Poruchy vřetenových jednotek zapříčiňují cca **26 % odstávek** obráběcích strojů. To potvrzují některé studie z výrobních podniků[65] a firem zabývajících se opravou vřetenových jednotek např. fy. VOPSS Řepeč [100]. Zmíněné hlavní příčiny havárií strojů Obr. 1 způsobují nečekané dlouhodobé odstávky strojů, pokles výroby a zisků, s tím zároveň spojené **vysoké náklady při pozdním servisu**.

Vzhledem ke zmíněným vysokým nákladům spojených s opravou vřetenových jednotek je běžnou praxí ve výrobních firmách mít uskladněné náhradní vřeteno. Tímto způsobem některé firmy řeší opravy vřeten, které mohou trvat i několik měsíců kvůli subdodávkám komponent jakými mohou být ložiska, upínací systémy, reparatur sady nástrojových kleštin, rot. jednotky aj. z celého světa.



Obr. 1: Příčiny problémů selhání vřeten [94][95][96][97][100]

2.1. Výpočet trvanlivosti vřetenových ložisek

Základní výpočty pro volbu valivých vřetenových ložisek vycházejí z mezinárodní normy ISO 281:2007 [58], ISO/DIN 76 a ISO 5593 [59]:

Stanovující **trvanlivost s 90 % pravděpodobností** na základě charakteristických vlastností valivých ložisek a provozních podmínek za předpokladu dodržení základních požadavků na přesnost a kvalitu uložení ložisek. Praktické výpočty a hodnoty základní únosnosti C_1 ; C_0 jsou stanoveny na základě výpočtů a experimentů trvanlivosti ložisek jednotlivých výrobců vřetenových ložisek např. SKF; FAG; NSK; SNFA; NTN; ZKL; TIMKEN aj.[93][94][95][96][97].

2.1.1. Srovnání základních metod výpočtů trvanlivosti dle ISO 281

Při porovnání metod výpočtů trvanlivosti ložisek od různých výrobců ložisek, ale za předpokladu výpočtů dle normy ISO 281, lze hodnotit jen rozdíl v metodickém přístupu výpočtu. **Výsledné hodnoty trvanlivosti jsou stejné.**

Metoda výrobců FAG; NSK, aj. zohledňující **ekvivalentní hodnoty** dynamického středního zatížení; průměrovaný přes kubický vážený průměr a hodnotu **ekvivalentních otáček**, průměrovanou geometrickým váženým průměrem. Naopak **spektrální metoda** používaná výrobcí SKF; NTN a ZKL pracuje s neprůměrovanými hodnotami silového spektra a otáček, které jsou nahrazovány jednotlivými časovými úseky U_i v závislosti na procentuálním využití. Při výpočtu teoretické trvanlivosti ve spektrální metodě dochází ke zprůměrování hodnot až v poslední iteraci výpočtu, oproti tradičněji používané metodě s ekvivalentními hodnotami zatížení a otáček.

Pro náročnější provozní stavy vřetenových jednotek jsou k dispozici u výrobců ložisek **pokročilé výpočtové softwary** zohledňující základní výpočty modifikované trvanlivosti dle ISO 281. Obsahují pokročilejší metody výpočtů trvanlivosti dle **ISO/TS 16 281** [58].

2.2. Popis základního modelu vřetene

Vřetena obráběcích strojů se skládají ze základních komponent. Jedná se o **pohyblivá** (rotační) umožňující přenos sil a krouticího momentu. Uložení vřeten se skládá z částí: hřídel, těleso vřetene; ložiska a pohonu. Pro popis modelu považujeme těleso vřetene za dokonale tuhé a přesné těleso z důvodu **zjednodušení**, vzhledem k potřebám výpočtů reakcí ložisek [5][6][7][9][10][11][12][13][14][15][16].

Frézovacího elektrovřetena je **uloženo ve dvou místech**. Vřeteno je obecně namáháno kombinovaným namáháním, ohybem a krutem. Krutem se zabýváme v případě zjišťování dynamického chování. **Ohyb** vřetena je třeba posuzovat při statickém výpočtu. Při výpočtech vřeteno nahrazujeme výpočtovým modelem. Poměr délky a průměru nám umožňuje zjednodušit model vřetena na výpočtový model nosníku na dvou podporách.

Umístění ložisek ve výpočtovém modelu je třeba správně popsat a zohlednit konstrukci uložení předních a zadních ložisek dle počtu ložisek a požadovaného předepnutí [8]. Zpravidla lze vřeteno uvažovat jako **nosník na dvou až třech kloubových podporách** s axiálně volným zadním uložením z hlediska dilatací.

2.3. Technická diagnostika vřeten

Technickou diagnostiku provádíme proto, abychom získali celkový přehled o strojním zařízení za pomoci **zjišťování, sledování a hodnocení stavu technických zařízení** a příčin tohoto stavu. Název "diagnostika" pochází z řeckého "**diagnos**", tj. rozeznávání, určování.

Technické zařízení VJ nebo jejich částí můžeme diagnostikovat, jestliže je můžeme rozčlenit na **dílčí uzly** (ložiska, upínače, odměřování, upínací rozhraní, pohon).

Celé zařízení i jeho uzly se mohou nacházet v různých **technických stavech**, charakterizovaných určitou měřitelnou veličinou (síla, deformace, tlak, **teplota, vibrace, výkon**, napětí, přesnost). Těmito veličinám budeme říkat **diagnostické veličiny**. Pomocí těchto veličin lze identifikovat jednotlivé mechanismy opotřebením (poškození), respektive jejich projevy. Vzhledem k různorodosti možných poškození a jejich projevů viz. Tab. 1 přichází v úvahu identifikace pomocí různých druhů diagnostických veličin [18] [19].

Tab. 1: Přehled možných příčin poruch vzhledem k provozním parametrům [100]

	výkon	otáčky	vibrace	teplota	přesnost	tuhost	upínací síla	doba doběhu	elektro	olej
poškozené ložisko	☑	☑	☑	☑	☑	☑		☑		☑
opotřebené ložisko			☑	☑		☑		☑		☑
chybná montáž			☑		☑	☑				
poškozený up. mechanismus			☑		☑		☑			
poškozený pohon	☑	☑	☑	☑				☑	☑	
nevývaha			☑		☑					
nesouosost			☑		☑					

2.3.1. Spolehlivost a údržba strojů

Diagnostika strojů a vřeten se řadí do skupiny **inspekčních metod** s vysokou informační přidanou hodnotou, která poskytuje pracovníkům servisu a údržby nástroje pro rozhodování. Na výsledcích diagnostiky závisí, zda lze stroje dále provozovat nebo zda je nutné stroje odstavit a provést opravu. Pod pojmem „údržba“ je nutno podle normy DIN 31 051 rozumět: „Všechna opatření k zachování a opětovnému vytvoření požadovaného stavu, jakož i k zjištění a posuzování skutečného stavu technických prostředků daného systému“. Náklady na **údržbu** se strojirenství činí **cca 10 % celkových nákladů** na provoz výrobních firem. [60] [22] [24].

Obráběcí stroje a vřetena prochází ve svém technickém životě základními fázemi – etapami: konstrukcí, výrobou a provozováním. Součástí provozování jsou také servisy a opravy. Objektívni hodnocení bezpečného a spolehlivého stavu zařízení zabezpečují **přejímky či inspekce**. Proto dochází k průběžnému **sledování stroje**, kterou lze rozdělit na jednotlivé **strategie údržby**: **reaktivní** údržba; **preventivní** údržba; **prediktivní** údržba; **proaktivní** údržba [18] [22] [23] [24].

Z výše uváděných informací je patrná důležitost diagnostiky vibrací a predikce možných příčin poruch. Diagnostikou vibrací lze identifikovat a sledovat vývoj jednotlivých závad z nichž je možné **predikovat překročení stanovených limitů**. Tuto metodu nazýváme **trendování**. Jedná se o metodu skládání jednotlivých diagnostických měření veličin v časových intervalech, kterou lze velice prakticky a jednoduše **vyčítat rozvoj chyb**. Obecně platí vztahy pro varování a poplach na základě nominální hodnoty zpracovávaného signálu. Při rozvoji chyb je vidět **exponenciální** nárůst diagnostikované veličiny.

V rámci údržby vřetena a OS se přisuzuje velký vliv, často největší význam **mechanickému kmitání**. Pod mechanickým kmitáním se přitom rozumí snímání a měření kmitání povrchu strojů, konstrukčních částí a uzlů. Někdy je též hovoří o „zvuku šířící se tělesem“ anebo také o „**vibracích**“. Mechanické kmitání se vyskytuje vždy, když se pohybují hmoty (rotační, lineární, oscilační pohyby). Mimořádný význam mechanického kmitání Tab. 1 spočívá v jeho **vysokém informačním obsahu**:

- vibrace jsou indikátorem stavu stroje, vřetena
- vibrace upozorňují na dynamické namáhání
- vibrace poskytují podklady pro diagnostiku poškození strojů, vřeten

2.3.2. Měření stavu vřeten

Druhy měření stavu vřeten zmiňované v této kapitole jsou používány pro zjištění stavu vřeten během servisu v provezech při kontrole vřeten po montáži.

• Měření házivosti vřeten

Měření přesnost chodu vřetene se kontroluje na, na upínací ploše (kužel), která má přímý vliv na přesnost házení nástroje. **Dovolená házivost** trnu dle normy ČSN 10791-2 na $L=50$ mm je 0,010 mm a na $L=300$ mm je 0,020 mm. Výrobci vřeten, ale **doporučují** (používají) samozřejmě přísnější tolerance z důvodů zaručení co nejvyšší požadované přesnosti **<5 μ m**. [100].

• Měření upínací síly nástroje

Měření upínací síly je jednou z důležitých měření z hlediska kvality obrábění. Kontroluje se požadovaný rozsah upínací síly stanovená výrobcem pro jednotlivá typy upínačů. Měření probíhá při servisních kontrolách pomocí přesných specializovaných měřidel.

Shrnutí z měření přesnosti

Pomocí těchto klasických metod měření (statických) je možné během údržby-servisu vřeten změřit základní veličiny pro identifikaci stavu vřetena jako celku. Dále dochází běžně ke kontrole **tuhosti / volnoběžnosti otáčení vřetena** bez zatížení (pouze ruční měření), při kterém záleží na zkušenostech a citu servisního technika. Z technického hlediska se jedná o měření krouticího momentu při volném otáčení (pasivní odpory ložisek).

Do klasických metod také patří měření stavu **rotačního přívodu** (házení, vůle v ložiscích rot. jednotky, průsak). Špatný stav rotační jednotky má významný vliv na trvanlivost vřeten, mohou působit jako zdroj vibrací či způsobit průsak středových médií a tím poškodit vřeteno.

2.3.3. Metody měření vibrační diagnostiky

Z hlediska měření vibrací je také nutno hodnotit přesnost měření. Na základě přesnosti je nutno volit i měřenou veličinu tak, aby poskytovala dostatečně přesnou vypovídající hodnotu. Pro běžná měření dochází k měření **rychlosti** vibrací v rozsahu 10 Hz až 1000 Hz, pro nižší měřené frekvence dochází k měření pomocí **výchylky**, pro vyšší měřené frekvence má lepší přesnost **zrychlení**.

2.3.3.1. Metody vyhodnocování vibrací

Celkové vibrace strojů či vřeten se skládají **kmitání** (vibrací) jednotlivých částí, které jsou zobrazeny v jednom výstupním signálu. Pro vyhodnocování se používají **frekvenční analýzy**. Identifikaci a rozklad jednotlivých signálů do frekvenční oblasti se provádí pomocí metody, kterou navrhl francouzský matematik Jean-Baptiste Joseph de Fourier, **Fourierovy transformace** (FFT-Fast-Fourier Transformation). Metoda FFT je implementována již do všech komerčních analyzátorů, které se používají ve vibrační diagnostice [18] [20].

2.3.3.2. Identifikace závad na základě mechanického chvění

Hledání závad a jejich příčin vyžaduje u vřeten, mnoho trpělivé a důkladné práce. Frekvenční spektra obsahují v sobě nejdůležitější informace ohledně změněného aktuálního stavu zařízení. Technik musí umět rozpoznat v **charakteristických vibracích** chvění známé závady a analyzovat je ve frekvenčním spektru, zda-li se nezvýšila jejich hladina nad **limitní hodnoty**.

2.3.3.3. Hodnocení vibrací dle normy ČSN ISO 10816-1

Norma tvoří základ stanovící obecné směrnice pro **měření a hodnocení vibrací strojů** na základě měření na nerotujících částech jako jsou tělesa ložisek či kompletních strojů

Měření provádějí se na nerotačních částech jsou u mnoha strojů dostatečná k vhodnému charakterizování jejich provozních podmínek s ohledem na bezporuchový provoz. Existují však některé příklady, kdy je zapotřebí nutně monitorovat stroj pomocí měření, jak na rotujících, tak na nerotujících částech. Norma stanovuje hodnoty vibrací pro **efektivní hodnotu vibrací** V_{RMS}

2.3.3.4. Hodnocení trvanlivost ložisek s ohledem na hodnotu vibrací

Z hlediska trvanlivosti ložisek popisovaných ve 4 fázích poškozených ložisek, také nárůst hodnot vibrací může identifikovat pokles trvanlivosti ložisek. Jako např. popisuje teorie pro jednořadé kuličkové ložisko bez axiální síly zatížené převážně nevyvážeností.

Teorie od firmy B&K říká, že takovéto ložisko: [21][101] [102]

- **při změně vibrací na dvojnásobnou (2x) hodnotu dojde k poklesu trvanlivosti ložiska 8 krát**
- **při změně hodnoty vibrací o pětinásobek (5x) dojde k poklesu trvanlivosti ložiska až 125 krát.**

Dle jednoho z prvních výrobců vibrační diagnostiky Brüel & Kjær a zkušenostem při sledování vibračních spekter při servisu vřeten, jsou stanoveny doporučení pro porovnávání amplitudy vůči referenčnímu spektru „rodný list vřeten“ viz. Obr. 20[101] [102].

Pro rozsah 0 až 1000 Hz platí:

- dojde-li ke zvýšení amplitudy frekvenčního spektra o **2,5 násobek** referenční hodnoty nutno stroj začít **diagnosticky sledovat**
- pokud dojde ke zvýšení o **10ti násobek**, nutno stroj zastavit a provést **servis**

Pro rozsah nad 4000 Hz platí:

- při dosažení **6ti násobku**, nutno stroj začít **diagnostikovat**
- dojde-li ke zvýšení o **100násobek** referenční hodnoty nutno provést **opravu**

2.4. Současné modely trvanlivosti a spolehlivosti

Modely trvanlivosti ložisek vycházejí ze zmiňovaných Harrisových modelů [7] ložisek a ze **základní teorie valivých ložisek** na základě zkoušek výrobců ložisek SKF, FAG, ZKL aj., kteří se historicky podíleli se na tvorbě norem např. ISO 281 a ISO/TS 16 281. Pro výpočty bezporuchovosti ložisek i strojních zařízení, kterých dochází k mechanickému opotřebením nebo únavě materiálu se používá tzv. **Weibullovo rozdělení** [27] pravděpodobnosti popsané v roce 1951 nebo **Vanová křivka** zohledňující četnost počátečních, konstantních či poruch opotřebením v čase [26] [28] [29] [30].

Z hlediska modelů trvanlivosti vřeten i ložisek v průmyslu v ČR dochází spíše ke zpětnému inženýringu příčin poruch vřeten či selhání ložisek (pochůzkové metody diagnostiky a údržby). Díky těmto poznatkům je možné **zdokonalovat a zpřesňovat výpočtové modely**. Modely trvanlivosti vřeten a ložisek obráběcích strojů jsou stavěny na základě, již zmiňovaných mechanických modelů a diagnostických metod, umožňující využití neuronových sítí a strojního učení na základě sběru dat „**Big Data**“. Znalostní databáze by na základě

předpokladů a pravděpodobnosti predikovali aktuální stav provozní spolehlivosti vřetenových jednotek. Sběr takovýchto dat a interpretace jednotlivých stavů zkušenými odborníky je nezbytnou podmínkou pro aplikaci takovýchto prediktivních a trvanlivostních modelů.



Obr. 2: Popis rychlosti rozvoje poruch na vřetenech [100]

2.4.1. Současné modely trvanlivosti ložisek

Snahou o zjištění stavu ložiska nebo **předpovídání zbytkové trvanlivosti** se zabývá již velice dlouho obor diagnostiky pro potřeby údržby. Historicky docházelo k monitorování stavu ložisek pomocí sluchu nebo pomocí dřevěné násady, které přenášely chvění. Zkušený technik zhodnotil a dle zkušeností usoudil, v jakém stavu se ložisko nachází.

Díky technice a zpracování signálu v technické diagnostice docházelo k rozvoji vyhodnocování vibračních signálů. V letech 1985 se zabývali autoři Alfredson a Mathew [31] [32] ve svých pracích zpracováním **časových a frekvenčních signálů**, a Burgess ve své práci [33] popisuje vyhodnocování poškození ložisek pomocí **obálkové analýzy**. Sohoel v patentové práci [25] z roku 1983 popisuje hodnocení stavu ložisek na základě **rázových pulzů**. Odbornou literaturu týkající se sledování stavu ložisek, lze rozdělit do dvou skupin.

První skupina se zaměřuje na modely **predikující trvanlivosti** ložisek. Některé modely jsou založeny na rozvoji šíření trhlin a výpočtu trvanlivosti takovéto modely jsou popisovány v práci Li a Billingtona [34], vycházející ze základních popisů ložisek Palmgrena [35]. Výzkumníci vyvíjeli fyzikální modely popisující zbytkovou trvanlivost ložisek. V práci [36] se autoři snažili vyvinout fyzikální model pro predikci trvanlivosti pomocí zjednodušeného modelu ložiska s jedním stupněm volnosti. Model je založen na analýze odezvy **vibračního signálu na mechanické poškození** s ohledem na výslednou tuhost. S velice obdobným přístupem vyhodnocování trvanlivosti přispěl do vědeckých publikací autor Zhang v publikaci [37]. S jiným přístupem hodnocení stavu poškození ložisek přichází skupina autorů využívající k detekci poškození **akustikou emisi** [38]. V práci [39] Sheen hodnotí stav ložiska s nedostatečným **mazáním na základě modelu vibrací** vyvolaných povrchovými nerovnostmi BPFI, BPFO.

Druhá skupina autorů se zabývá **diagnostikou stavu** a poškození ložisek pomocí **fuzzy logiky**. Liu a kol. v publikaci [40] popisuje návrh expertního systému využívající **znalostní databázi** o stavech monitorovaných ložisek vyhodnocované na základě diagnostických metod, frekvenčních poškození. Vyhodnocování je nastaveno pomocí po částech lineární fuzzy logiky s využitím **neuronových sítí** Tsoukalas [41]. Skupiny pod vedením autorů Alguindigue

[42], Shao [43], v článcích prezentují sloučení přístupu monitorování vibrací s využitím neuronových sítí a logických pravidel k vyhodnocování poruch. Tento přístup rozšiřuje metody predikce zbytkové trvanlivosti.

Pro účely zkvalitnění monitorování a diagnostiky jsou popisovány **hybridní přístupy** kombinující neuronové sítě a fuzzy logiku Huang [44].

Nejrozšířenějším způsobem hodnocení stavu ložisek, jak již bylo zmiňováno v předchozích kapitolách je **trendování** efektivní hodnoty rychlosti vibrací na jejíž základě je stanovován stav uložení valivých ložisek. Takovéto postupy popisují např. autoři Klausen, Khang, Robbersmyr v článku [45], Li a Yan [46] [47], kteří využívají průběžného monitorování s následným vyhodnocováním stavu ložisek pomocí RMS.

Statistické přístupy k modelování poruch ložisek použili autoři Heng [48] Tangon [49] V pracích používání statistické modely pro **vyhodnocování trendovaných veličin** RMS, Kurtosis a Crest faktoru. Ve většině prací bylo použito simulovaného poškození ložisek (poruchy vnitřní; vnější dráhy ložiska).

Velice obdobným způsobem potupovali společně čínští autoři ve svých článcích Shi, Guo a jejich kolegové [50], kteří se snaží metodou identifikovat počáteční poruchy ložisek využívajících k hodnocení stavu **krátkodobého porovnávání** s vyhodnocením pomocí Kurtosis faktoru.

Této práci předcházela teorie autorů Wu, Li [51] predikce trvanlivosti kombinující zobecněnou **Weibullovu teorii** s využitím neuronových sítí vycházející z měření RMS vibrací.

Strojového učení pro predikci zbytkové trvanlivosti popisovali autoři Ahmad [52] [53], Ocak [54], Said [55]. Duong a Jongmyin [56] v roce 2019 popsali hybridní nelineární model pro dlouhodobou předpovědi zbytkové trvanlivosti ložisek. Vyhodnocovací model využívá integrovaného rekurzivního strojového učení, založený na metodě Monte Carlo.

Další metodu popisují autoři Gebrael a Lawey [57] využívající neuronových sítí k strojovému učení pro předpovídání provozního stavu ložisek pomocí měření rychlosti vibrací zobrazených ve vibračních spektrech.

2.4.2. Shrnutí

Většina metod se zabývá určením zbytkové trvanlivosti na základě **trendování** měřených veličin nebo porovnáváním vibračních analýz pomocí vizuální kontroly diagnostiky. Další přístupy vyhodnocování zbytkové trvanlivosti jsou popisovány v publikacích pomocí **algoritmů** zakládající se na fuzzy logice, neuronových sítí nebo pokročilého strojového učení. Výše zmiňované přístupy v tvorbě modelů převážně hodnotí pouze stav na základě vibrací nebo vyhodnocovacích algoritmů.

Ale rozvoj chyb ložisek závisí hlavně na použití a volbě **strategie obrábění** (hrubování, dokončování). Algoritmy nejsou schopny určit ani předvídat, výrobu, která bude nasazena na strojích, a tudíž tyto metody mohou špatně hodnotit a předvídat budoucí stav ložisek. Protože hodnotí pouze stav poškození ložisek, a zároveň neobsahují informaci o průběhu jejich zatěžování.

Pokud existují dokonalejší metody zbytkové trvanlivosti, nejsou o nich volně dostupné informace a **jedná se o firemní „know-how“**.

3. Cíle práce

Disertační práce je věnována hlavnímu uzlu vřeten, kterým jsou přesná vřetenová ložiska. Ložiska výrazně ovlivňují výsledné užité vlastnosti a chování vřeten, kterými jsou přesnost, **spolehlivost** a produktivita.

Na základě současného stavu zmíněného v kapitole 2.4 jsou popsány současné publikace a přístupy k řešení **modelů zbytkové trvanlivosti**. Přestože zmiňované metody jsou velice sofistikované, jsou náročné na vyhodnocování a interpretaci výsledů nebo dosti nákladné na implementaci do současných vřeten bez zabudovaných snímačů vibrací.

Dle dostupných informací žádný z dosud publikovaných modelů neuvažuje:

- výpočet zbytkové trvanlivosti na základě provozního zatěžování
- reálné zatížení od řezného procesu
- s provozními otáčkami vřetena

Tab. 2: Srovnání metod použitých v metodice hodnocení zbytkové trvanlivosti ložisek

Metody	Zhodnocení
Simulační metody trvanlivosti ložisek L_{10h} [hod]	Modely trvanlivosti umožňují predikovat trvanlivost ložisek pro zadané spektrum, ale nejsou používány pro inprocesní měření zátěžného spektra. V praxi jsou tyto metody používány převážně pro návrhové či kontrolní výpočty trvanlivosti ložisek.
Diagnostika	Pochůzkovou diagnostikou během kontroly vřetenových jednotek lze změřit okamžitý stav vřetenových jednotek. Avšak vibrodiagnostika ani jednotlivá měření statických stavů vřeten neumí dát odhad zbytkové trvanlivosti. I při pravidelných měřeních je to velice náročné. Samotná diagnostika i při trendovém vyhodnocování neumožňuje zhodnocovat ani předvídat stav vřeten, dle provozní zátěže během výroby.
Měření dat z ŘS	Vyčítání hodnot skutečného zatížení vřetena (výkonu, proudu) a jeho otáček během zatížení výrobním procesem z ŘS umožňuje zobrazit, jak bylo vřeteno provozováno v čase. Ale samotné zobrazení změřených dat neumožňuje určit ani interpretovat, co tyto hodnoty znamenají pro konkrétní ložisko a jejich stav.

Hlavním cílem práce je proto vytvořit **návrh metodiky hodnocení stavu vřetenových ložisek na základě zbytkové trvanlivosti** založené na kombinaci jednotlivých metod popsaných v Tab. 2 a jejich propojení do jedné metodiky s následným ověřením.

Tento hlavní cíl práce má tři dílčí cíle:

- Navrhnout způsob hodnocení aktuálního stavu vřetene kombinací dostupných diagnostických měření a záznamu historie provozu vřetene.
- Vytvořit metodiku informující o stavu ložisek vřetenových jednotek implementovatelnou a dostupnou pro malé a střední podniky.
- Ověřit novou metodiku experimentálními měřeními v praxi.

Z provozních důvodů je práce zaměřena na frézovací vřetena obráběcích strojů. Výsledky práce bude možno zobecnit i na jiné typu a konstrukční uspořádání vřeten.

4. Metodika hodnocení zbytkové trvanlivosti vřetenových ložisek

Na základě studie viz. kap. 2.3; 2.4 , poznatků z mezinárodních strojírenských veletrhů [69][70][72][77][78][82][86] a potřeb výrobních firem byly formulovány požadavky na novou metodiku hodnocení provozního stavu a spolehlivosti vřeten s ohledem na hlavní komponentu, kterou jsou **ložiska**. Metodika kombinuje standardní přístup sledování kondice (stavu) vřetenových jednotek a metodiku zbytkové trvanlivosti.

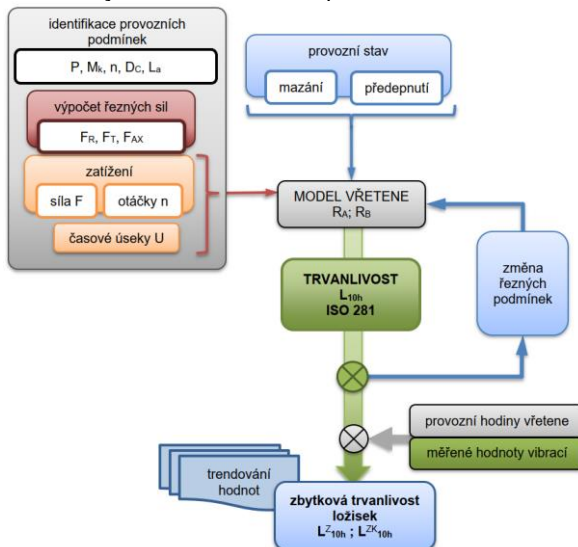
Metoda přistupuje k hodnocení spolehlivosti vřeten a jejich ložisek na základě trvanlivosti, jakožto ke klíčovému parametru charakterizující aktuální stav ložisek. K vyhodnocování používá skutečných zátěžných spekter vřetena. Výslednou zbytkovou trvanlivost ovlivňuje vícero důležitých faktorů, na které se tato práce zaměřuje. Mezi tyto důležité faktory je možné řadit **zatížení**, **otáčky**, navržené **uložení** a provozní **stav**. Dále pak mezi méně důležité vlivy neovlivňující trvanlivost ložisek můžeme řadit přesnost, strukturální chování či mazání [67] [68] [79] [80] [81] [84].

4.1. Obecný popis metody zbytkové trvanlivosti ložisek

4.1.1. Struktura modelu zbytkové trvanlivosti ložisek

Metodika odhadu zbytkové trvanlivosti vřetena Obr. 3 je založena na známém provozním stavu a nutnosti identifikace provozních podmínek. Pro které je nutné znát výkon, krouticí moment, otáčky, průměr nástroje a jeho vyložení. Z jejichž je možné stanovit řezné podmínky, a tudíž samotné zátěžné spektrum.

Časové spektrum zatížení následně vstupuje do zjednodušeného modelu vřetena. Kde dojde k výpočtu sil pro dané zátěžném spektrum právě jednoho časovém intervalu. Vypočtené hodnoty časových úseků budou dosazeny do základního modelu trvanlivosti ložisek. Zbytková trvanlivost ložiska bude stanovena dle měřených hodnot vibrací a provozních hodin vřetene [66].



Obr. 3: Schéma modelu metodiky hodnocení zbytkové trvanlivosti ložisek [66]

4.1.1.1. Příklady možných způsobů identifikace sil

Pro navrhovanou metodu existuje více možných způsobů identifikace sil působících na ložiska [67] [74] [83] [85], které jsou vstupními hodnotami pro výpočtový model zbytkové trvanlivosti ložisek. Seznam způsobů identifikace sil je sepsán v [66].

- Na základě rozboru technologie výroby
- Vyhodnocování dat z ŘS
- Měření výkonu pohonu vřetene
- Přímého měření síly

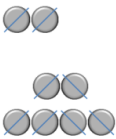

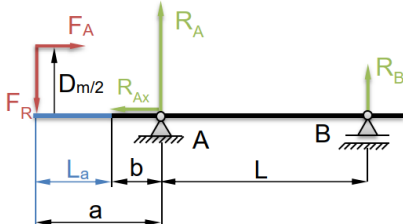
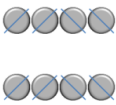
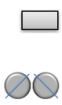
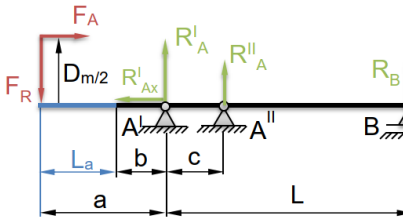
V této práci pro ověření metody je použito výpočtu řezných sil dle **rozboru technologie výroby**. Metoda vyhodnocuje zátěžné spektrum na základě informací vstupujících do technologické návodky, ze kterých jsou vypočteny řezné podmínky dle běžně dostupných kalkulaček řezných podmínek např. Pramet; Sandvik Coromant; Walter [103]. Výhodou při využití rozboru technologie výroby je jednoduché zpětně dopočítání předchozího použití stoje při znalosti výroby, a to i u sériové výroby.

4.1.1.2. Popis zjednodušeného matematického modelu vřetena

Zjednodušené modely frézovacích vřeten vyplývající z kapitoly 2.2 Popis základního modelu vřetene. Pro nejčastější případy frézovacích vřeten jsou v Tab. 3 popsány zjednodušené modely s ohledem na uložení vřeten [74][76][80][81][83][85].

Výhodou této metody je výpočet zbytkové trvanlivosti na každé skupině ložisek zvláště díky zjednodušenému matematickému modelu vřetene, což by mělo pomoci s identifikováním příčiny selhání.

Tab. 3: Základní zjednodušené modely vřeten

uspořádání ložisek		zjednodušený model
přední	zadní	
		
<p>Pozn.: platí pro malé vzdálenosti ložisek od sebe</p>		
		

Těchto zjednodušených modelů vřeten je využito v metodice zbytkové trvanlivosti. Při výpočtu trvanlivosti je třeba zohlednit uspořádání skupin ložisek.

V případě, že se jedná o více ložisek, která jsou v malé vzdálenosti od sebe Metodika využívá zjednodušené matematické modely pro výpočet zatížení od řezné složky síly na jednotlivá ložiska nebo na skupiny ložisek po dobu jednotlivých časových úseků [66].

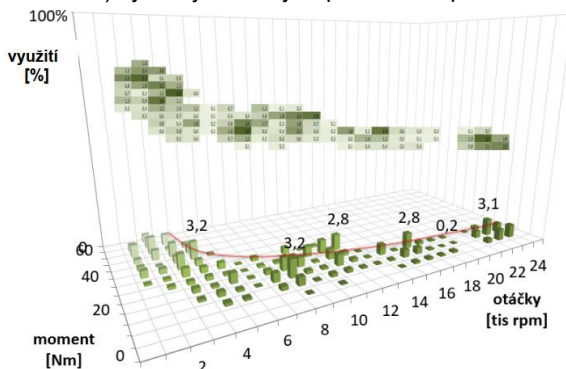
4.1.2. Popis modelu výpočtu zbytkové trvanlivosti ložisek

Teorie výpočtu je postavena na principu základní trvanlivosti dle normy ISO 281 [58]. Uvažujeme, že model zbytkové trvanlivosti je **funkcí času a zátěžného spektra**. Rozděleného podle velikosti zatížení a otáček, které jsou v určitém časovém úseku neproměnné [66].

Model výpočtu zbytkové trvanlivosti vychází z výpočtu pro návrh ložisek vřeten. Při těchto výpočtech dochází pouze k odhadu zátěžného spektra reprezentovaného cca 3 až 15 zátěžnými stavy rozdělené zátěže VJ.

V navrhované metodě dochází ke zpřesňování návrhového výpočtu trvanlivosti ložisek na základě skutečného zátěžného spektra vřeten [66].

Výsledkem je zobrazení v 3D sloupcovém grafu Obr. 4 znázorňující skutečné zatížení vřeten (otáčky x krouticí moment) v závislosti na četnosti (osa Z; v % či hodinovém měřítku) využití jednotlivých provozních podmínek.



Obr. 4: Provozní zátěžné spektrum vřetenové jednotky v 3D grafu [66]

4.1.2.1. Popis výpočtu zbytkové trvanlivosti

Dle stanoveného zátěžného spektra vřetenové jednotky reprezentovaného na Obr. 4, dojde k přepočítání kroutícího momentu na složku síly F_R dle vzorce:

$$F_R = \frac{2 \cdot M_{kvret}}{D_c}; [N]$$

Pro stanovení řezné síly je potřebné znát: jednotlivé zátěžné stavy; průměr nástroje D_c [mm]; vyložení nástroje L_a [mm]

Dosazením do základního zjednodušeného modelu s dvěma podporami viz kap. 4.1.1.2; Tab. 3, jsou vypočteny reakční složky sil působící na ložiska:

Podmínky rovnováhy a výsledné reakce a místě A; B:

$$\sum M_A = 0; \quad R_A = \frac{F_R \cdot (L_a + a + L)}{L} \quad (4.1)$$

$$\sum M_B = 0; \quad R_B = \frac{F_R \cdot (L_a + a)}{L} \quad (4.2)$$

Zatížení ložisek je vypočítáno na základě jednotlivých spekter, jejichž velikost reakčních zatížení R_A ; R_B a příslušné otáčky n_i jsou v určitém **časovém úseku** neproměnné, vypočítají se střední otáčky n_m . Model výpočtu zbytkové trvanlivosti vychází z teorie výpočtu trvanlivosti ložisek při proměnných provozních podmínkách, dle SKF detailně zpracovaný a popsáný v kapitole 2.1. Dále se již postupuje podle výpočtů trvanlivosti při proměnných provozních podmínkách:

Výpočet středních otáček při proměnlivých provozních podmínkách:

$$n_m = \sum_{i=1}^n n_i \cdot \frac{q_i}{100} \quad (4.3)$$

Dosazením naměřených a vypočítaných hodnot do modelu zbytkové trvanlivosti popsaného v úvodu kapitoly 4.1.1.2, vypočteme **základní trvanlivost** ložisek.

Stanovení trvanlivosti při proměnlivých provozních podmínkách:

$$L_{10i} = \left(\frac{C_{group}}{P_i} \right)^p \quad (4.4)$$

$$U_i = \frac{q_i \cdot n_i}{\sum_{i=1}^n q_n \cdot n_n} \quad (4.5)$$

$$L_{10} = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{U_i}{L_{10i}}} = \frac{1}{\frac{U_1}{L_{101}} + \frac{U_2}{L_{102}} + \dots + \frac{U_n}{L_{10n}}} \quad (4.6)$$

$$L_{10h\ ti} = L_{10} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_m} [hod] \quad (4.7)$$

4.1.2.2. Výpočet zbytkové trvanlivosti v provozním čas t_i

Vyjádření zbytkové trvanlivosti v hodinách[66]:[66]

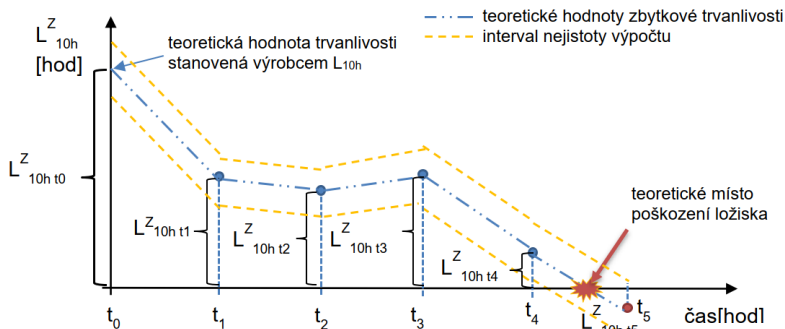
$$L_{10h\ ti}^Z = L_{10h\ ti} - t_i [hod] \quad (4.8)$$

Definice:

Hodnota zbytkové trvanlivosti je definována jako rozdíl vypočtené teoretické hodnoty základní trvanlivosti L_{10h} z provozních podmínek od provozních hodin vřetene t_i , v závislosti na skutečném spektru zatížení vřetene vyjádřená v hodinách, než se objeví první známky poškození únavy materiálu na ložisku.

Graf trendu zbytkové trvanlivosti, vždy, reprezentuje pouze jedno ložisko nebo skupinu ložisek, při hodnocení stavu vřetena zbytkové trvanlivosti je třeba hodnotit stav dle horší ze skupiny ložisek. Z hlediska trvanlivosti a praxe se jedná z převážně většiny o poškození **přední skupiny ložisek**.

Na obrázku Obr. 5 je znázorněn graf trendu zbytkové trvanlivosti znázorňující 5 vyhodnocovaných úseků t_0 až t_5 . Hodnoty zbytkové trvanlivosti $L_{10h\ ti}^Z$ jsou stanovovány dle vztahu (4.8).



Obr. 5: Graf trendu vývoje zbytkové trvanlivosti [66]

Teoretické výpočty hodnot zbytkové trvanlivosti jsou ohraničeny intervalem odhadované odchylky nejistoty. Dle teorie by mělo dojít s určitou nejistotou (pravděpodobností) k **teoretickému poškození ložiska**, když čára trendu protne osu X. Pokud hodnota zbytkové trvanlivosti je záporná, je možné tvrdit, že ložisko dosáhlo hodnoty své teoretické trvanlivosti.

Relativní zbytková trvanlivost:

Hodnotu zbytkové trvanlivosti L_{10h}^Z je možné vyjádřit také jako relativní zbytkovou trvanlivost vyjádřenou $L_{10\%}^Z$ v procentech.

$$L_{10\%}^Z ti = \frac{L_{10h ti}^Z}{L_{10h ti}} \cdot 100 = \frac{L_{10h ti} - t_i}{L_{10h ti}} \cdot 100; [\%] \quad (4.9)$$

Definice:

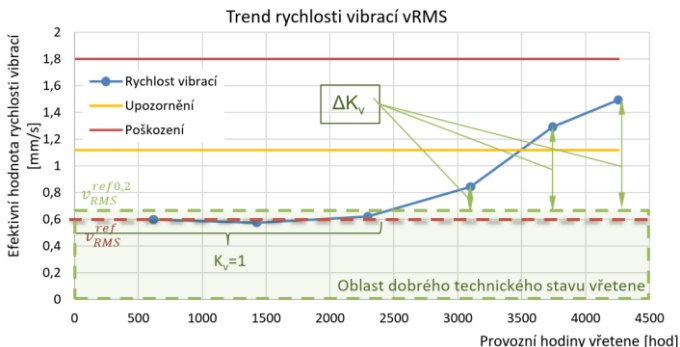
Hodnota relativní zbytkové trvanlivosti je definována jako poměr zbytkové trvanlivosti a vypočtené teoretické hodnoty základní trvanlivosti L_{10h} v závislosti na skutečném spektru zatížení vřetene, vyjádřená v procentech, než se **objeví první známky poškození** únavy materiálu na ložisku.

4.1.2.3. Výpočet korigované zbytkové trvanlivosti s ohledem na aktuální diagnostický stav

Teorie **korigované zbytkové trvanlivosti** L_{10h}^{ZK} vychází z potřeb **zpřesnění** výpočtu zbytkové trvanlivosti L_{10h}^Z , vyplývající z **teoretických výpočtů** trvanlivosti zohledňující **skutečné zátěžné spektrum** vřetene [66].

Pro hodnocení zbytkové životnosti ložisek, podle skutečného stavu, byl zaveden **korekční faktor vibrací** K_v , posuzující trvanlivost na základě časové změny měřené efektivní hodnoty rychlosti vibrací ΔK_v viz. Obr. 6

Parametr **efektivní hodnoty vibrací** v_{RMS} byl vybrán z hlediska nejběžněji používaného parametru pro monitorování vibrací v praxi a udávaného např. v normách: ČSN 20 0065; ČSN ISO 10816 1 [61]; ČSN ISO 20816-1 [62]; ČSN ISO 13373-1[63]; ČSN ISO 230 [64].



Obr. 6: Posuzování vřetene na základě časové změny měřené hodnoty v_{RMS} [66]

Hodnocení pomocí korekčního faktoru vibrací K_v

Korekce zbytkové trvanlivosti vychází z poměru měřené efektivní hodnoty v_{RMS} a referenční hodnoty, aby bylo možné hodnotit, „o kolik“ došlo ke změně vůči referenční hodnotě [66].

Teorie korekce trvanlivosti ložisek je odvozena z dlouholetých praktických zkušeností odhadu vlivu změny dynamického zatížení (vibrací) na trvanlivosti ložisek popsaného firmou Brüel & Kjær v publikacích [21] [101] [102] viz. kap. 2.3.3.4 vypsáno v Tab. 4:

- Při změně vibrací na dvojnásobek klesne trvanlivost ložiska 8x.
- Při změně vibrací na pětinašobek klesne trvanlivost ložiska 125x.

Tab. 4: Změna trvanlivosti ložisek s ohledem na změnu vibrací

poměr $\frac{v_{RMS}}{\frac{v_{RMS}^{ref0,2}}{v_{RMS}^{ref}}}$	pokles trvanlivosti K_v^3
2	8x
3	27x
4	64x
5	125x

Horní limit referenční hodnoty rychlosti vibrací $v_{RMS}^{ref0,2}$ (4.10) je navýšen o +0,2 mm/s (z praktických zkušeností během monitorování stavu vřeten). Z důvodu, aby byla zahrnuta všechna vřetena v dobrém technickém stavu do podmínky $\frac{v_{RMS}}{v_{RMS}^{ref0,2}} \leq 1$.

$$v_{RMS}^{ref0,2} = v_{RMS}^{ref} + 0,2 \quad (4.10)$$

Pro stanovení korekčního faktoru K_v platí podmínky viz. Tab. 5:

Tab. 5: Podmínky pro stanovení korekčního faktoru vibrací K_v

podmínka	hodnota
$\frac{v_{RMS}}{v_{RMS}^{ref0,2}} \leq 1$	$K_v = 1$
$\frac{v_{RMS}}{v_{RMS}^{ref0,2}} > 1$	$K_v = \frac{v_{RMS}}{v_{RMS}^{ref0,2}}$

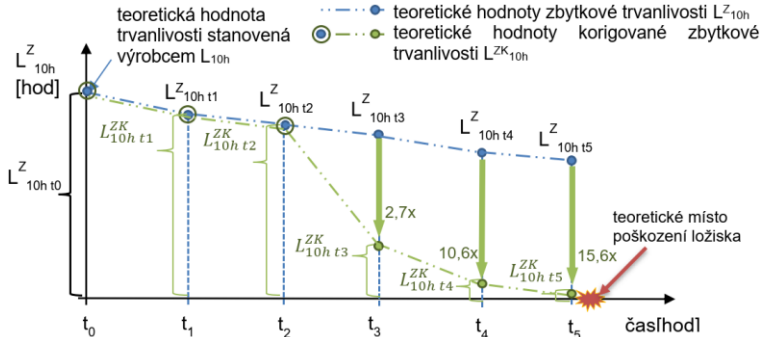
Vyjádření korigované zbytkové trvanlivosti v hodinách:

$$L_{10h\ t_i}^{ZK} = \frac{(L_{10h\ t_i}^Z - t_i)}{K_v^3} = \frac{L_{10h\ t_i}^Z}{K_v^3}; [\text{hod}] \quad (4.11)$$

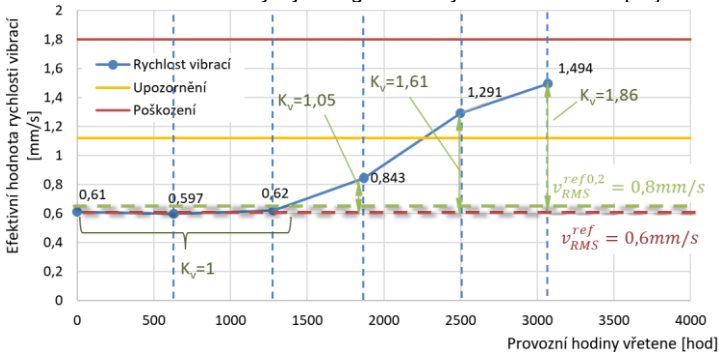
Definice:

Hodnota korigované zbytkové trvanlivosti je definována jako rozdíl vypočtené teoretické hodnoty základní trvanlivosti L_{10h} z provozních podmínek od provozních hodin vřetene t_i , korigované s ohledem na posouzení aktuálního stavu vřetene K_v , než se objeví první známky poškození únavy materiálu na ložisku.

Na obrázku Obr. 7 vidíme srovnání výsledků po korekci zbytkové trvanlivosti $L_{10h\ t_i}^{ZK}$ na základě časové změny měřené efektivní hodnoty vibrací Obr. 8, která během úseku t_3 překročila referenční hodnotu.



Obr. 7: Graf trendu vývoje korigované zbytkové trvanlivosti [66]



Obr. 8: Trend efektivní hodnoty rychlosti vibrací a ohledem na referenční hodnotu

Výhodou korigované zbytkové trvanlivosti vůči teoretické zbytkové trvanlivosti uvedené v kapitole 4.1.2.2 je **pohled na aktuální diagnostický stav vřetene** posuzující trvanlivost nesouvisející s teoretickými provozními podmínkami v zátěžném spektru.

Relativní korigovaná zbytková trvanlivost:

Hodnotu korigované zbytkové trvanlivosti L_{10h}^Z je možné vyjádřit také, jako relativní korigovanou zbytkovou trvanlivost vyjádřenou v procentech [66].

$$L_{10h}^{ZK\%} = \frac{L_{10h}^{ZK} t_i}{L_{10h} t_i} \cdot 100 = ; [\%] \quad (4.12)$$

Definice:

Hodnota relativní korigované zbytkové trvanlivosti $L_{10\%}^{ZK\%}$ je definována jako poměr korigované zbytkové trvanlivosti L_{10h}^{ZK} a vypočtené teoretické hodnoty základní trvanlivosti L_{10h} v závislosti na skutečném spektru zatížení vřetene, je vyjádřena v procentech, než se **objeví první známky poškození** únavy materiálu na ložisku.

4.1.2.4. Diskuse nad nejistotou metodiky

Výpočet metodiky hodnocení zbytkové trvanlivosti využívá k identifikaci dostupných běžně používaných výpočtových metod založených na identifikaci zatěžného spektra a zjednodušeného matematického modelu vřetena.

V rámci celého modelu zbytkové trvanlivosti existují nejistoty **vstupních hodnot**. Takovými nejistotami v základních vstupech výpočtu při stanovení řezných sil: jsou průměr nástroje D_c ; délka nástroje L_a ; krouticí moment M_k .

K výpočtu řezných podmínek byl použit online kalkulátor společnosti Walter [103] s odhadovanou nejistotou cca **15-20 %**. Na jejichž základě jsou stanoveny pomocí zjednodušeného modelu vřetena reakcí účinky působící v místech uložení ložisek.

Zjednodušený model vřetene je možné odhadnout s nepřesností cca **20 až 30 %** vůči skutečnému vřetenu, díky odhadu velikosti předepínací síly v ložiskách během provozu a odhadovaným rozměrům a uspořádání ložisek.

Nejistoty v popisu **výpočtu trvanlivosti ložisek** při použití výpočtu s trvanlivostí L_{10h} můžeme stanovit na nejistotu výpočtu v **10 %** [94][95][96][97][98][99].

Tab. 6: Hodnoty jednotlivých odchylek výpočtů zbytkové trvanlivosti

veličina / model	výpočet	popis důležitosti	odhadovaná odchylka
průměr nástroje D_c [mm]	výpočet řezných sil	zanedbatelná	$D_c - (0 \text{ až } 0,1 \text{ mm})$
vyložení nástroje L_a [mm]	výpočet řezných sil výpočet reakcí ložiska	zanedbatelná	$L_a - (0 \text{ až } 0,2 \text{ mm})$
krouticí moment M_k [Nm]	výpočet řezných sil	zanedbatelná	3 až 5 %
model řezných sil	výpočet řezných sil	důležitá	15 až 20 %
zjednodušený model vřetene	výpočet reakcí působících na ložiska	důležitá	20 až 30 %
otáčky vřetene n [ot/min]	výpočet zbytkové trvanlivosti	zanedbatelná	$n \pm 2 \text{ až } 4 \text{ ot/min}$
trvanlivost ložisek L_{10h} [hod]	výpočet zbytkové trvanlivosti	důležitá	10 %

Uvedené hodnoty rozsahu odhadovaných odchylek nejstot jsou shrnuty v Tab. 6 jedná se o nejistoty v různých úrovni výpočtu zbytkové trvanlivosti ložisek.

Jednotlivé odchylky byly odhadnuty na základě zkušeností během projektů realizovaných na ČVUT FS-RCMT a oprav vřeten ve firmě VOPSS Řepeč s.r.o. [71] [79] [85] [87] [100].

Z uvedených jednotlivých odchylek v Tab. 6 bylo možné odhadnout, na základě zkušeností, velikost celkové odchylky nejistoty pro stanovení zbytkové trvanlivosti ložisek vřetene. Rozsah celkové **odchylky nejistoty je odhadnut** na $L_{10\%}^Z \pm 30\%$.

Celkově během dlouhodobějšího vyhodnocování roste odchylka nejistoty z důvodu velkého počtu měření a vyhodnocovaných stavů.

Pro zmenšení velikosti nejistoty, během dlouhodobých měření, na vřetenech by bylo možné tuto nejistotu snížit měřením na více vřetenech stejného či podobného typu pro získání většího množství dat pro porovnání.

4.1.3. Hodnocení stavu vřetene při pochůzkových diagnostice

Pro identifikaci slouží metody hodnocení stavu vřeten, které jsou součástí běžně prováděné údržby vřeten (strojů). Využitím těchto metod za pomoci **pochůzkové diagnostiky** umožní zpřesnit, a ještě mnohem lépe interpretovat měřená data. Grafy trendů zbytkové trvanlivosti a spektrální mapy zatěžování z navrhované metodiky **umožní lépe zhodnotit stav a možné příčiny** poruch. Kterými jsou například nečekávaná poškození ložisek či poškozené rotační přívody, nebo upínací mechanismy.

Přehled měřených parametrů, který byl vybrán na základě řešerše a praktických zkušeností během diagnostických měření na různých typech vřeten [66] [71] [73] [75] [83] [100]:

- Porovnání trendů rychlosti vibrací v_{RMS} při první fázi rozvoje chyb
 - Nastavené limity upozornění 1,12 mm/s
 - Nastavené limity poškození 1,8 mm/s
- Srovnání vibračních spekter rychlosti
 - frekvenčním rozsahu od 0 do 1000 Hz
 - měřena RMS
- Srovnání vibračních spekter obálky zrychlení
 - frekvenčním rozsahu dle maximálních otáček vřetene
 - měřena Peak to Peak
- Porovnání trendu obálky zrychlení vibrací
 - Nastavené limity upozornění 10 gE
 - Nastavené limity poškození 18 gE
- Přesnost házení dutiny ČSN ISO 10791-2
 - Měřená hodnota by měla být < 0,002 mm
- Přesnost házení na trnu
 - L=50mm; měřená hodnota by měla být < 0,010 mm
 - L=300mm; měřená hodnota by měla být < 0,020 mm
- Velikost upínací síly
 - dle rozsahu stanoveného výrobcem, v případě snižování velikosti upínací síly k dolní hranici doporučené výrobcem je nutno začít plánovat výměnu upínacího systému max. do půl roku podle náročnosti provozu.
- Zjišťování počtu cyklů upnutí nástroje
- Provozní hodiny stroje; vřetene

4.2. Případová studie pro ověření nové metodiky

Pro ověření navržené metody hodnocení stavu ložisek vřetene na základě zbytkové trvanlivosti bylo provedeno měření na frézovacích strojích v praxi za provozu [66].

Z důvodu ověření metodiky probíhalo měření celkem na 9 vřetenech. Vytvořená matice měření na 3x 3 vřetenech stejného typu zaručuje ověření metodiky a objektivitu, přičemž vylučuje možnost náhodné chyby u jednoho měření. Výběr vřeten pro ověření metodiky je sepsán v Tab. 7.




Tab. 7: Typ vřeten a jejich označení na strojích

stroj	EL FR 1M 10	stroj	EL FR OJ 10	stroj	EL FR OJ 14
A1	EL FR 1M 10 2087	B1	EL FR OJ 10 0329	C1	EL FR OJ 14 1869
A2	EL FR 1M 10 2096	B2	EL FR OJ 10 0330	C2	EL FR OJ 14 1258
A3	EL FR 1M 10 2097	B3	EL FR OJ 10 0426	C3	EL FR OJ 14 1004

Měření vřeten probíhalo během tvorby této práce v letech 2019 až 2022, v rámci běžné pochůzkové kontroly při prediktivní údržbě vřeten ve spolupráci s firmou Vopss Řepeč s.r.o. Zatížení vřetena bylo **zpětně** dopočítáno dle znalosti technologických postupů a návodů jednotlivých operací vykonávaných na jednotlivých strojích. Na jejichž základě bylo stanoveno zátěžné spektrum vřetena dle počtu vyrobených kusů na jednotlivých strojích. Jednalo se nejčastěji o výrobu dílů z výpalků plechů či velkých tlustostěnných plechů připravovaných na palicích strojích, svařenců či odlítků.

Pro výpočty bylo třeba nejprve určit zjednodušený model vřetene a použité komponenty, které byly stanoveny podle znalostí získaných během oprav těchto typů vřeten ve firmě VOPSS Řepeč s.r.o.

Specifikace vřeten

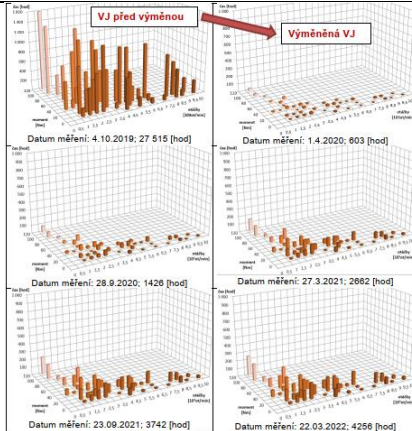
Typ A / EL FR 1M 10	Typ B / EL FR OJ 10	Typ C / EL FR OJ 14
typ: elektro výkon: 27/20 kW otáčky: 10000 rpm up.rozhraní: HSK A100 orientace: horizontální HCS7020-E-T-P4S „O“ HCS7016-E-T-P4S „O“ vzdálenost L=480 mm vzdálenost a=120 mm 5osé frézovací centrum	typ: elektro výkon: 15/11 kW otáčky: 10000 rpm up. rozhraní: SK 50 orientace: vertikální HS71914-C-T-P4S „O“ N1011-K-M1-SP vzdálenost L=400 mm vzdálenost a=80 mm 3osý frézovací stroj	typ: elektro výkon: 18,5 /11 kW otáčky: 14000 rpm up.rozhraní: MAS BT40 orientace: horizontální HC7016-EDLR-T-P4S-UL HCB7011-C-T-P4S „O“ vzdálenost L=320 mm vzdálenost a=90 mm 3osý frézovací stroj
		

K vyhodnocování provozních stavů vřeten během pochůzkové diagnostiky byla použita kalibrovaná měřící aparatura:

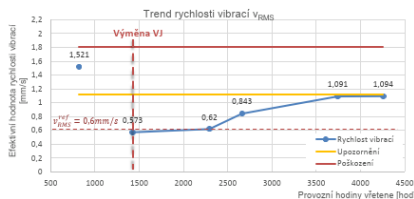
- analyzátor vibrací SKF Microlog CMXA 48;
- snímače vibrací: ICP 608A11; S.n.: LW 229726(1); LW229727(2) Citlivost:100 mV/g
- snímač upínací síly: OTT POWER CHECK2; S.n.:574582; Měřící rozsah: 10 až 75 kN

4.2.1. Frézovací vřeteno typu A / EL FR 1M 10

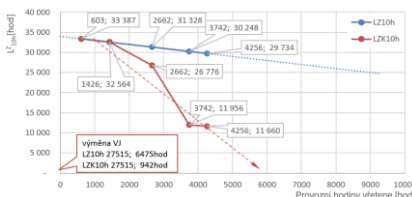
4.2.1.1. Vřeteno A1 / EL FR 1M 10 2087



Obr. 9: Provozní zátěžné spektrum vřetenové jednotky v jednotlivých měřeních A1



Obr. 10: Trend rychlosti vibrací A1



Obr. 11: Trend zbytkové trvanlivosti přední skupiny ložisek A1 / EL FR 1M 10 2087

Tab. 8: Vyhodnocení stavu vřetene po posledním měření A1

Trvanlivost	Přední uložení		Zadní uložení	
	Hodnota	[-]	Hodnota	[-]
L_{10h}	33990	hod	200636	hod
L_{10h}^Z	29734	hod	196380	hod
$L_{10\%}^Z$	87,5	%	97,8	%
L_{10h}^{ZK}	11627	hod	76792	hod
$L_{10\%}^{ZK}$	34,2	%	38,27	%

Zhodnocení stavu VJ podle navrhané metody A1:

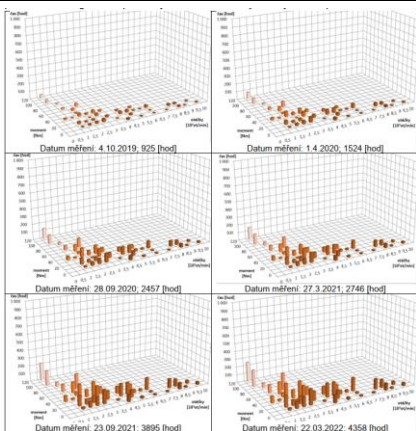
Na základě vyhodnocení zbytkové trvanlivosti se jeví vřetenová jednotka v relativně dobrém technickém stavu, a to s ohledem na 4256 provozních hodin vřetene.

Z hlediska vibrací dochází k postupnému zhoršování efektivní hodnoty rychlosti vibrací a obálce zrychlení vibrací. Obě tyto hodnoty se přibližují k limitu upozornění.

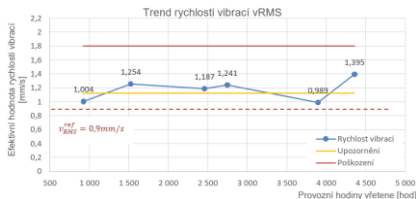
Vzhledem k tomuto postupnému rozvoji vibrací došlo ke snížení korigované zbytkové trvanlivosti viz. Tab. 8. S ohledem na předpokládaný trend vývoje zbytkové trvanlivosti by mělo dojít k rozvoji poškození ložisek okolo 6000 provozních hodin vřetene, tzn. cca za 1750 hod. Nyní by mělo docházet k pravidelnějším kontrolám VJ a cca do 2000 provozních hodin vřetene a také k plánovanému servisu či opravě VJ.

Předpokládaná trvanlivost VJ pro takový provoz, v automatizovaném režimu sériové výroby, je cca 6000 provozních hodin vřetene.

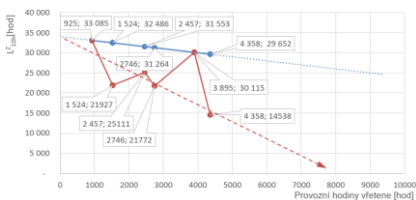
4.2.1.2. Vřeteno A2 / EL FR 1M 10 2096



Obr. 12: Provozní zátěžné spektrum vřetenové jednotky v jednotlivých měřeních A2



Obr. 13: Trend rychlosti vibrací A2



Obr. 14: Trend zbytkové trvanlivosti přední skupiny ložisek A2 / EL FR 1M 10 2096

Tab. 9: Vyhodnocení stavu vřetene A2 po posledním měření

Trvanlivost	Přední uložení		Zadní uložení	
	Hodnota	[]	Hodnota	[]
L_{10h}	34010	hod	199897	hod
L_{10h}^Z	29652	hod	195539	hod
$L_{10\%}^Z$	87,1	%	97,8	%
L_{10h}^{ZK}	14538	hod	95871	hod
$L_{10\%}^{ZK}$	42,8	%	47,9	%

Zhodnocení stavu VJ podle navrhované metody A2:

Na základě vyhodnocení zbytkové trvanlivosti se jeví vřetenová jednotka v relativně dobrém technickém stavu, a to s ohledem na 4358 provozních hodin vřetene.

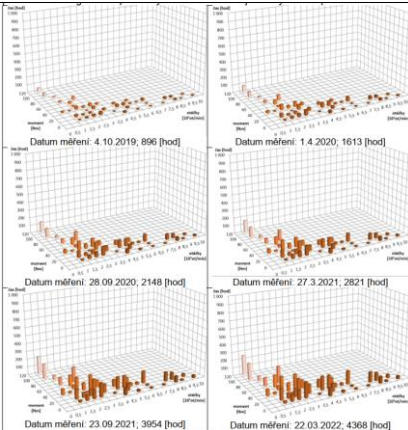
Z hlediska vibrací dochází k relativně rychlejšímu zhoršování efektivní hodnoty rychlosti vibrací (limit upozornění), oproti postupnému narůstání hodnot obálky zrychlení vibrací k limitu upozornění.

Vzhledem k tomuto rozvoji vibrací došlo ke snížení korigované zbytkové trvanlivosti, viz. Tab. 9 již od 1000 provozních hodin vřetene.

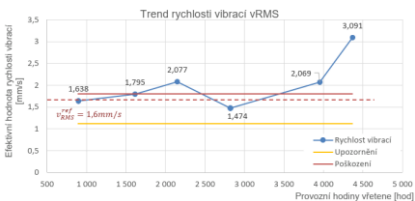
S ohledem na předpokládaný trend vývoje zbytkové trvanlivosti, by mělo dojít k rozvoji poškození ložisek, okolo 8000 provozních hodin vřetene, tzn. cca za 3600 hod. Po 5500 provozních hodinách vřetene by mělo začít docházet k pravidelnějším kontrolám VJ a cca do 4000 provozních hodin vřetene a také k plánovanému servisu či opravě VJ.

Předpokládaná trvanlivost VJ, pro takový provoz v automatizovaném režimu sériové výroby, je cca 8000 provozních hodin vřetene.

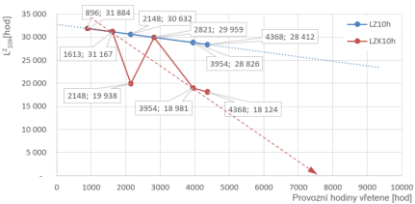
4.2.1.3. Vřeteno A3 / EL FR 1M 10 2097



Obr. 15: Provozní zátěžné spektrum vřeténové jednotky v jednotlivých měřeních A3



Obr. 16: Trend rychlosti vibrací A3



Obr. 17: Trend zbytkové trvanlivosti přední skupiny ložisek A3 / EL FR 1M 10 2097

Tab. 10: Vyhodnocení stavu vřetene po posledním měření A3

Trvanlivost	Přední uložení		Zadní uložení	
	Hodnota	[]	Hodnota	[]
L_{10h}	32780	hod	194458	hod
L_{10h}^Z	28412	hod	190090	hod
$L_{10\%}^Z$	86,7	%	97,8	%
L_{10h}^{ZK}	18124	hod	121259	hod
$L_{10\%}^{ZK}$	55,3	%	62,4	%

Zhodnocení stavu VJ podle navrhované metody A3:

Na základě vyhodnocení zbytkové trvanlivosti se jeví vřeténová jednotka v relativně dobrém technickém stavu, a to s ohledem na 4368 provozních hodin vřetene.

Z hlediska vibrací dochází k relativně rychlejšímu zhoršování efektivní hodnoty rychlosti vibrací (limit poškození), oproti postupnému narůstání hodnot obálky zrychlení vibrací k limitu upozornění.

Vzhledem k tomuto postupnému rozvoji vibrací došlo ke snížení korigované zbytkové trvanlivosti viz. Tab. 10.

S ohledem na předpokládaný trend vývoje zbytkové trvanlivosti by mělo dojít k rozvoji poškození ložisek okolo 7500 provozních hodin vřetene, tzn. cca za 3200 hod. Nyní by mělo docházet k pravidelnějším kontrolám VJ a cca za 1500 provozních hodin vřetene a také k plánovanému servisu či opravě VJ.

Předpokládaná trvanlivost VJ pro takový provoz, v automatizovaném režimu, sériové výroby je cca 7500 provozních hodin vřetene.

4.2.2. Zhodnocení experimentálních výsledků v praxi

Z případové studie pro ověření nové metodiky byly prokázány splňující a vypovídající výsledky dle navrhované teorie zbytkové trvanlivosti ložisek. Díky této teorii je možné lépe posuzovat stav vřetenových jednotek s ohledem na trvanlivost ložisek, ale také posuzovat o jaký typ závady se jedná, jestli vřeteno selhává vlivem opotřebení, nebo zdali není např. příčina poruchy zapříčiněná poškozením ložisek během výroby; kontaminací či špatným mazáním ložisek odpovídající jinému průběhu trendu naměřených hodnot [66].

4.2.2.1. Hodnocení poznatků z měření jednotlivých typů vřeten

V této práci byla uvedena studie pouze vřeten typu A. Shrnutí a závěry jsou popsány pro tři typy vřeten A; B; C.

Vřetena typu A / EL FR 1M 10

Jedná se o repasovaný typ vřetena, které při posledních měření dosahovaly řádově 4tis. provozních hodin VJ. Zátěžné spektrum viditelné z grafů provozního zátěžného spektra jednotlivých vřetenových jednotek, znázorňuje podobný druh sériové výroby. A to z důvodu požadované vysoké produktivity.

Pro repasovaná vřetena tohoto typu, bylo možné stanovit referenci efektivní hodnoty vibrací vycházející z provozních hodin VJ.

Z grafů trendu rychlosti vibrací Obr. 10; Obr. 13; Obr. 16 je vykreslen přibližně stejný trend zvyšování efektivní hodnoty vibrací. Tento trend překračuje stanovenou hodnotu v_{RMS}^{ref} , což má za následek výrazné snižování trvanlivosti ložisek.

Z hlediska výpočtu zbytkové trvanlivosti v takovémto případě začíná docházet k poklesu trvanlivosti. Tento jev (stav) je vidět u všech vřeten shodně v grafech trendu zbytkové trvanlivosti na příkladu předního ložiskového uložení Obr. 11; Obr. 14; Obr. 17. Předpokládaná havárie (servis) vřeten by se dala předpovídat na cca 6 až 8 tis. provozních hodin VJ.

Porovnání výsledků nekorigované a korigované zbytkové trvanlivosti je patrný z tabulky Tab. 11, pokud by nedošlo ke korekci s ohledem na efektivní hodnotu vibrací, výpočty by byly zkreslené a nezohledňovaly by skutečný stav vřetenových jednotek. VJ by pouze vykazovaly opotřebení v řádech desítek procent.

Vřetena typu B / EL FR 0J 10

Vřetena typu B jsou dlouhodobě provozována bez větších známek poškození i s ohledem na zátěžné spektrum (typ operací).

K vřetenům typu B bylo přistupováno, jako k neznámým vřetenům bez stanovené referenční hodnoty v_{RMS}^{ref} , a to z důvodu provozních hodin, které jsou cca 14 až 17 tis. V závislosti na dlouhodobém monitorování VJ a shodně vibrační projevy, by zde bylo možné u všech třech typů vřeten referenční hodnotu vibrací upravit podle dlouhodobého trendu.

Referenční hodnotu vibrací by bylo možné stanovit na hodnotu 0,3 mm/s, díky upravené referenční hodnotě by bylo možné sledovat případný nárůst vibrací, který by vedl ke korekci zbytkové trvanlivosti, vůči trvanlivosti bez korekce.

Z grafů je patrný dobrý technický stav vřetenových jednotek z pohledu ložisek. Jak je hodnoceno v jednotlivých dílčích zhodnocení VJ typu B. Ale díky

ostatním měřením (háživosti nástrojové a up. síly) je patrná nutnost plánovaného servisu, a to z důvodu opotřebení dutiny a počtu upínacích cyklů na všech vřetenech tohoto typu.

Porovnání výsledků nekorigované a korigované zbytkové trvanlivosti je patrné z tabulky Tab. 11. Z hlediska dobrého stavu VJ, která nejeví zvýšené vibrace, není tedy potřeba používat korigovaný výpočet zbytkové trvanlivosti. Z tohoto porovnání je možné tvrdit, že vřetenové jednotky jsou používány v rámci běžného opotřebení.

Vřetena typu C / EL FR 0J 14

Jedná se o vřetena dlouhodobě provozovaná na třiosém frézovacím stroji. Z grafů zátěžných spekter je čitelné univerzální použití vřetenové jednotky. Referenční hodnota u vřetene C1; C2 byla stanovena na hodnotu limitu upozornění, a to z důvodu dlouhodobého provozování. U VJ C3, byla stanovena referenční hodnota vibrací podle provozních hodin VJ.

Pro ověření metodiky u vřeten typu C bylo nejprve potřebné grafy zbytkové trvanlivosti upravit (předního uložení). Z porovnání je vidět obdobný trend teoretické zbytkové trvanlivosti, směřující u vřetene C3, přibližně ke stejným hodnotám jako vřetena C1 a C2. Vřetena C1 a C2 jsou na konci své trvanlivosti v rozmezí 15 až 25 tis. provozních hodin. Tento předpoklad právě ověřuje metodu na vřetenech typu C porovnatelnost výsledků u stejného typu VJ, s velice podobným zátěžným spektrem.

Porovnání výsledků nekorigované a korigované zbytkové trvanlivosti je patrné z tabulky Tab. 11, pokud by nedošlo ke korekci s ohledem na efektivní hodnotu vibrací, výpočty by byly zkrácené a nezohledňovaly by skutečný stav vřetenových jednotek, které jsou v havarijním stavu, jak je popisováno v expertním hodnocení. VJ by pouze vykazovaly předpokládané opotřebení.

Shrnutí výsledků zbytkové trvanlivosti viz. Tab. 11 z případové studie v době posledního měření. Na výsledky rozdílů mezi odhadem a vypočtenou zbytkovou či korigovanou zbytkovou trvanlivostí je třeba nahlížet ze dvou úhlů pohledu:

- Jedním je, že odchylka od odhadu je malá v rámci odhadované nejistoty $\pm 30\%$. Takovýmto porovnáním lze hodnotit vypovídající fakt o tom, že vlivem opotřebení dochází k poškození ložisek, které může mít za následek rozvoj jejich poruch.
- Druhým úhlem pohledu je, pokud se výsledky diametrálně liší nad 30 % rozdílu od L_{10h}^{ZK} , je třeba hledat možné selhávání vřetene v jiné příčině. Z tohoto důvodu byla právě zavedena korigovaná zbytková trvanlivost L_{10h}^{ZK} , umožňující interpretovat stav vřetene s ohledem na aktuální stav poškození nesouvisející se zátěžným spektrem.

Tab. 11: Porovnání výsledků zbytkové trvanlivosti dle odhadu a výpočtu

typ vřeteně	odhad stavu VJ dle 2 expertů [%]	výpočet zbytkové trvanlivosti		výpočet korigované zbytkové trvanlivosti	
		L ^Z _{10%} [%] přední/zadní	rozdíl od odhadu [%]	L ^{ZK} _{10%} [%] přední/zadní	rozdíl od odhadu [%]
A1 / EL FR 1M 10 2087	40	87,5 / 97,8	-47,5	34,2/38,3	5,8
A2 / EL FR 1M 10 2096	40	87,1 / 97,8	-47,1	42,8/47,9	-2,8
A3 / EL FR 1M 10 2097	45	86,7 / 97,8	-41,7	55,3/62,4	-10,3
B1 / EL FR 0J 10 0329	70	68,2 / 97,9	9,3	68,2 / 97,9	9,3
B2 / EL FR 0J 10 0330	75	68,9 / 98,0	6,1	68,9 / 98,0	6,1
B3 / EL FR 0J 10 0426	65	60,8 / 97,9	4,2	60,8 / 97,9	4,2
C1 / EL FR 0J 14 1869	0	33,4 / 98,6	33,4	1,39 / 4,12	1,39
C2 / EL FR 0J 14 1258	0	16,1 / 98,1	16,1	0,05 / 0,32	0,05
C3 / EL FR 0J 14 1004	85	90,0 / 99,8	-5,0	90,0 / 99,8	-5,0

Pozn.: Znaménku u rozdílu od odhadovaného stavu VJ značí: +odhadovaná hodnota je větší než vypočtená
 - odhadovaná hodnota je menší než vypočtená

Závěr

Porovnání výsledků Tab. 11 vypracované ve studii, byla **experimentálně ověřena** správnost postupu navrhované metodiky. Vypočtená korigovaná zbytková trvanlivost $L^{ZK}_{10\%}$ se vůči odhadované mu stavu vřetenové jednotky stanovené dle dvojice expertů liší v rozmezí pouze **±10 %**.

Zhodnocení metodiky

Metodika zbytkové trvanlivosti ložisek vřetenových jednotek umožnila sloučením známých a srozumitelných metod v jeden celek posuzovat stav stávajících vřeten. Což by mohlo vést k následnému automatickému vyhodnocování a jejich digitalizaci (průmysl 4.0) VJ.

Důvodem je možnost metodiku zbytkové trvanlivosti algoritmovat na základě logických pravidel stanovení korigované zbytkové trvanlivosti a matematicky popsanému vyhodnocování známých (dostupných) veličin z řídicího systému stroje a řezného procesu i při off-line režimu. Posuzování trvanlivosti VJ by bylo možné bez nutnosti složitého (expertního) a náročného strojového učení projevů frekvenčních spekter vibrací.

5. Shrnutí a přínos práce

5.1. Zhodnocení dosažení stanovených cílů práce

Na základě komplexní rešeršní analýzy byl stanoven globální cíl práce, rozdělený do tří dílčích cílů.

Práce prokázala novost v přístupu hodnocení zbytkové trvanlivosti, který nebyl dosud publikován. Navrženou metodiku je možné považovat za **další směr v hodnocení ložisek**.

Prvním cílem práce bylo **navrhnout metodiku pro hodnocení aktuálního provozního stavu a spolehlivosti** vřeten a ložisek, pomocí navržené metodiky kombinující standardně prováděné údržby strojů s využitím metod pochůzkové diagnostiky.

Metodika odhadu zbytkové trvanlivosti vřetena je založena na provozních podmínkách a jejich následného zpracování, pomocí **zjednodušeného modelu vřetena** a výpočtů základní trvanlivosti ložisek L_{10h} dle ISO 281. Na základě, nichž dochází k výpočtu **zbytkové trvanlivosti ložisek** L_{10h}^Z , která je sledována vůči provozním hodinám stroje. Rozšířenou o **teorii korigované zbytkové trvanlivosti** L_{10h}^{ZK} , s ohledem na aktuální změřený vibrační projev efektivní hodnoty vibrací v_{RMS} .

Druhým cílem práce bylo vytvoření **metodiky implementovatelné a dostupné pro malé a střední podniky**. Navržená metodika využívá možnosti buď přímého monitoringu silového zatížení vřetena pomocí signálů z řídicího systému nebo alternativně výpočet silového zatížení pomocí modelů řezných sil založených na známých záběrových podmínkách. Toto je kombinováno s pochůzkovou diagnostikou. Jako celek se jedná o investičně nenáročný řešení s vysokou užžitnou hodnotou, což je pro malé a střední firmy klíčové.

Metodika byla **ověřena experimentálními měřeními v praxi** na souboru devíti vřeten. Jednalo se o tři různé konstrukční typy vřeten, přičemž vřetena stejného typu byla používána na shodných strojích ve shodném typu výroby. Vznikly tak tři trojice, kdy konkrétní typ vřetena byl zatížen prakticky shodným zátěžným spektrem procesu a současně byl průběžně diagnosticky sledován stav VJ. Tím bylo možno udělat ověření s opakováním a bylo možno vyloučit náhodnost chyb. Výsledky metody byly nezávisle srovnány na základě doporučených způsobů hodnocení vřeten dvěma expertními diagnostiky. Z výsledků vyplývá, že navržená metodika zbytkové trvanlivosti se **shoduje v rámci 10 %** s odhadem zbytkové trvanlivosti stanovené během měření údržby vřeten obráběcích strojů zkušeným diagnostikem. Tím došlo k naplnění třetího cíle práce.

Tímto prokázaným ověřením metodiky hodnocení zbytkové trvanlivosti ložisek v průmyslu na vřetenech OS v kapitole 4.2 je možné konstatovat splnění všech cílů práce. Práce prokázala novost v přístupu hodnocení zbytkové trvanlivosti, který nebyl dosud publikován. Navrženou metodiku je možné považovat za **další směr v hodnocení provozního stavu ložisek**.

5.2. Přínos pro vědu a praxi

Přínos práce spočívá v rozvoji nové metodiky hodnocení zbytkové trvanlivosti. Tento přístup hodnocení zbytkové trvanlivosti nevyužívá žádná metoda popsaná ve vědecko-technických publikacích. Došlo ke sloučení stávajících metod a díky novým poznatkům přispívá k identifikaci a hodnocení teoretické trvanlivosti ložiskových uložení na základě zátěžného spektra a stavu vřetenové jednotky.

Vzhledem k nenáročnosti navrženého modelu je metoda velice jednoduše implementovatelná, bez použití dalších snímačů a cenově dostupná s ohledem na současné ceny služeb spojené s digitalizací.

Metodika byla navržena s důrazem na jednoduchost, srozumitelnost a vyhodnocení, který byl jedním z požadavků kladeným při návrhu metodiky. Výhodou této metody je výpočet zbytkové trvanlivosti na každé skupině ložisek zvláště díky matematickému modelu vřeteně, což by mělo pomoci s identifikováním příčiny selhání.

Jedním z chtěných cílů při návrhu metodiky hodnocení stavu vřeten, bylo identifikovat **provozní podmínky**. Tento vedlejší cíl se povedlo splnit zobrazením provozních podmínek do spektrální mapy. Znázorňující velice přehledně provozní podmínky v závislosti otáček a kroutícím momentu s ohledem na provozní hodiny stroje. Této spektrální mapy je také možné využít při opravách vřeten pro vhodnější náhradu za poškozená ložiska a lepší interpretaci pro posouzení vibrodiagnostiky ložisek.

Metoda představuje výrazný potenciál pro české výrobní firmy, která by tímto způsobem mohly zavést do stávajících strojů určitý stupeň prediktivní údržby hodnocené na základě reálného stavu stroje.

5.3. Doporučení dalšího rozvoje metodiky

Řešená problematika identifikování stavu vřeten s ohledem na hlavní komponenty ložisek je velice komplexní úloha. Existuje proto několik dalších směrů, kterými by se práce mohla rozvíjet. První možností, kam by bylo možné tuto práci rozšířit je zautomatizování sběru dat a procesu výpočtu v online či off-line režimu.

Při směřování vývoje online monitoringem, by bylo možné v souladu s navrhovanou metodikou i hodnotit možné poškození ložisek na základě statické trvanlivosti či teorie Hertzových tlaků nebo také posuzovat přetžitelnost vřeteně.

Z hlediska použití a praktické aplikace by bylo vhodné popsat metodiku nejen pro elektrovřeteně, ale obohatit jí o řemenová vřeteně. Řemenová vřeteně se výrazně liší vůči elektrovřetenům, a to z hlediska působení sil od napnutí řemenu. To by znamenalo rozšířit základní matematický model o pokročilejší model, který by vyhodnocoval vektor působící síly například na základě kinematiky jednotlivých os stroje.

Seznam použité literatury

- [1] ABELE E, ALTINTAS Y., BRECHER C., (2010) Machine tool spindle units. *CIRP Annals Manufacturing Technologies* Volume 59, Issue 2, 781–802, ISSN 0007-8506. <https://doi.org/10.1016/j.cirp.2010.05.002>
- [2] LACALLE, L. & LAMIKIZ, A. (2009). *Machine Tools for High Performance Machining*. 442 s. ISBN:978-1-84800-380-4.
- [3] BRECHER C. (2014), Spindle. In: *The International Academy for Production Engineering*, Laperrière L., Reinhart G. (eds) *CIRP Encyclopedia of Production Engineering*. Springer, Berlin, Heidelberg. https://doi.org/10.1007/978-3-642-20617-7_6541
- [4] MAEDA O., CAO Y, ALTINTAS Y, (2005), Expert spindle design systém. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Pages 537-548, ISSN 0890-6955, <https://doi.org/10.1016/j.ijmactools.2004.08.021>.
- [5] ALTINTAS Y, CAO Y (2005) Virtual Design and Optimization of Machine Tool Spindles. *Annals of CIRP* 54(1):379–382.
- [6] PALMGREN, A. *Ball and roller engineering*. 3rd edition, Philadelphia, Pa, SKF Industries, inc. Burbank, 1959. OCLC nr. :2161789
- [7] HARRIS, T. A. *Rolling bearing analysis*. New York: John Wiley & Sons, Inc. 1966. 3rd edition.
- [8] LI, T., KOLAR, P., LI, XY. et al., (2020), Research Development of Preload Technology on Angular Contact Ball Bearing of High Speed Spindle: A Review. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing* 21, 1163–1185 (2020). <https://doi.org/10.1007/s12541-019-00289-5>, ISSN 2005-4602
- [9] ZVERV I., PYOUN Y., LEE K., KIM J., JO I., COMBS J., An elastic deformation model of high speed spindles built into ball bearings, *Journal of Materials Processing Technology*, Volume 170, Issue 3, 2005, Pages 570-578, ISSN 0924-0136, <https://doi.org/10.1016/j.jmatprotec.2005.05.038>.
- [10] CAO, H., HOLKUP, T., & ALTINTAS, Y. (2011). A comparative study on the dynamics of high speed spindles with respect to diferent preload mechanisms. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 57(9–12), 871–883.
- [11] BOSSMANN, B., & TU, J. F. (1999). A thermal model for high speed motorized spindles. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 39(9), 1345–1366. [https://doi.org/10.1016/S0890-6955\(99\)00005-X](https://doi.org/10.1016/S0890-6955(99)00005-X)
- [12] CAO, Y., & ALTINTAS, Y. (2004). A general method for the modeling of spindle-bearing systems. *Journal of Mechanical Design*, 126, 557–566
- [13] HARRIS, Tedric A. *Rolling Bearing Analysis*. 1. vyd. New York: John Wiley and Sons, Inc., 1966. 481 s.
- [14] WECK M., KOCH A., (1993), *Spindle Bearing Systems for High-Speed Applications in Machine Tools*, *CIRP Annals*, Volume 42, Issue 1, 1993,

- Pages 445-448, ISSN 0007-8506, [https://doi.org/10.1016/S0007-8506\(07\)62482-2](https://doi.org/10.1016/S0007-8506(07)62482-2).
- [15] ŠOOŠ, L., ŠARKAN, P., (2004) Design of spindle -bearing arrangement of angular ball bearings. In.: MMA 94: Fleksibilne tehnologije: 11th International conference on Flexible Technologies. Novi Sad, 8 - 9.6.2004. -Novi Sad: Institut za proizvodno mašinstvo -pp. 271-275.
- [16] CAO, Y., ALTINTAS, Y. (2005). A General Method for the Modeling of Spindle-Bearing Systems . ASME. J. Mech. Des. November 2004; 126(6): 1089–1104. <https://doi.org/10.1115/1.1802311>
- [17] WECK, KOCH., Spindle Bearing Systems for High-Speed Applications in Machine Tools. CIRP Annals - Manufacturing Technology, vol. 42, no. 1, 1993, pp. 445-448., doi:10.1016/S0007-8506(07)62482-2.
- [18] HELEBRANT, František a ZIEGLER, Jiří. Technická diagnostika a spolehlivost, II. Vibrodiagnostika. 1. vyd. Ostrava 2005, VŠB-TU Ostrava. ISBN 80-248-0650-9.
- [19] TOMEH e., Diagnostic methodology of rolling element and journal bearings. Ed. 1st. Liberec: Technical University of Liberec, 2007. ISBN 978-80-7372-278-4
- [20] BACH P.; CHVOJKA P., Spolehlivost a diagnostika I, Sběrka přednášek; (2013), Praha: ČVUT FS
- [21] BACH P.; CHVOJKA P., Spolehlivost a diagnostika II, Sběrka přednášek; (2013), Praha: ČVUT FS
- [22] VROŽINA M., DAVID J., Spolehlivost a diagnostika. Ostrava: Vysoká škola báňská –Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, 2012. ISBN 978-80-248- 2595-3
- [23] KREIDL, Marcel a ŠMID, Radislav. Technická diagnostika. Senzory-metody-analýza signálu. 1. vyd. Praha BEN – technická literatura, 2006. 408 s. ISBN 80-7300-158-6.
- [24] KRUPA M., Prediktivní údržba a metody technické prognostiky : seznámení se s problematikou. Časopis výzkumu a aplikací v profesionální bezpečnosti [online], 2011, roč. 4, č. 4. Dostupný z WWW: <http://www.bozpinfo.cz/josra/josra-04-2011/prediktivni_udrzba_krupa.html>. ISSN 1803-3687.
- [25] SOHOEL E., Method and instrument for determining the condition od an operating bearing. SPM Instruments U.S. Inc. Patent, USP4528852, (1983).
- [26] WEIBULL, W. (1951) A Statistical Distribution Function of Wide Applicability. Journal of Applied Mechanics, 18, 293-297.
- [27] ZAVADIL T., (2016), Weibullovo rozdělení náhodných veličin-Role NDT v určování zbytkové životnosti průmyslových zařízení, 64. semináře Odborné skupiny pro spolehlivost, (2016), 24-33s., ISBN 978-80-02-02696-9
- [28] PAPOULIS, ATHANASIOS, 1921-2002. Probability, random variables, and stochastic processes. 4th ed. vyd. Boston: McGraw-Hill x, 852 pages s. Dostupné online. ISBN 0-07-366011-6,

- [29] LOVEDAY, G: *Electronic Testing and Fault Diagnosis*. Longman Scientific and Technical London 1989, 257 s.
- [30] VEBER, J: *Zabezpečování jakosti výrobků v průmyslové praxi*. SNTL Praha 1991, 259 s. ISBN 80-03-00503-5
- [31] Alfredson J. R., Mathew J., (1985) Time domain methods for monitoring the condition of rolling element bearings, *Mech. Eng. Trans.—Inst. Eng. Aust.*, no. 2, pp. 102–107
- [32] Anonym, (1985), Frquency domain methods for monitoring the condition of rolling element bearings, *Mech. Eng. Trans.—Inst. Eng. Aust.*, no. 2, pp. 108–112,
- [33] BURGESS P. F. J.,(1998) Antifriction bearing fault detection using envelope detection, *Trans. Inst. Prof. Eng., New Zealand—Elect./Mech./Chem. Eng. Sec.*, vol. 15, no. 2, pp. 77–82
- [34] Li Y., Billington S., Zhang C., Dynamic prognostic prediction of defect propagation on rolling element bearings, *Lubrication Eng.*, vol. 42, no. 2, pp. 385–392, 1999.
- [35] PALMGREN A., *Ball and Roller Bearing Engineering*. Philadelphia, PA: Burbank, 1959
- [36] QIU J.,, SETH B. B, ZHANG C., LIAN S. Y., Failure lifetime prognostic of bearing based on vibration response and damage mechanics, in *Proc. 2000 Japan/USA Flexible Automation Conference*, Ann Arbor, MI, July 2000, pp. 1–5
- [37] Cheng Z., Steven I., Jing Q., (2001). Bearing Failure Prognostic Model Based on Damage Mechanics and Vibration Monitoring. *Tribology Transactions*. 44. 603-608. 10.1080/10402000108982501.
- [38] SHIROISHI J., L Y. I, KURFESS T., DANYLUK S., (1997), Bearing condition diagnostics via vibration and acoustic emission measurements,” *Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 11, no. 5, pp. 693–705
- [39] SHEEN Y. T., SU Y. T., (1992), Signature analysis of roller bearing vibrations: Lubrication effects,” *Proc. Inst. Mech. Eng.*, vol. 206, pp. 193–202,
- [40] LIU T. I., SINGONHALLI J. H.,(1996), Detection of roller bearing defects using expert system and fuzzy logic, *Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 10, no.5, pp. 595–614, 1996. DOI: 10.1006/mssp.1996.0041
- [41] TSOUKALAS L. H., UHRIG R. E., (1997) *Fuzzy and Neural Approaches in En- gineering*. New York: Wiley Interscience, 1997
- [42] ALGUINDIGUE I. E., LOSKIEWICZ-BUCZAK A., UHRIG R. E., (1993) Monitoring and diagnosis of rolling element bearings using artificial neural networks,” *IEEE Trans. Ind. Electron.*, vol. 40, pp. 209–217, Apr. 1993, DOI: 10.1109/41.222642
- [43] SHAO Y., NEZU K., Prognosis of remaining bearing life using neural networks, *Proc. Inst. Mech. Eng., J. Syst. Control Eng.*, pt. 1, vol. 214, no. 3, pp. 217–230, 2000, <https://doi.org/10.1243/0959651001540582>

- [44] HSIN-HAO H., HUANG H., (1996), Integrated monitoring and diagnostic system for roller bearings, *Int. J. Adv. Manuf. Technol.*, vol. 12, no. 1, pp. 37–46, 1996.
- [45] KLAUSEN, A., H. V. KHANG, AND K. G. ROBBERSMYR. "RMS Based Health Indicators for Remaining Useful Lifetime Estimation of Bearings." *Modeling, Identification and Control*, vol. 43, no. 1, 2022, pp. 21-38. SCOPUS, www.scopus.com, doi:10.4173/mic.2022.1.3.
- [46] LI, Q., YAN CH., WANG W., et al. Health Indicator Construction Based on MD-CUMSUM with Multi-Domain Features Selection for Rolling Element Bearing Fault Diagnosis." *IEEE Access*, vol. 7, 2019, pp. 138528-138540., doi:10.1109/ACCESS.2019.2942371.
- [47] Li, Q., YAN CH., WANG W., et al. Remaining Useful Life Prediction of Rolling Bearings Based on Risk Assessment and Degradation State Coefficient. *ISA Transactions*, 2022, doi:10.1016/j.isatra.2022.01.031.
- [48] HENG R. B., NOR M. J., (1998) Statistical analysis of sound and vibration signals for monitoring rolling element bearing condition, *Appl. Acoust.*, vol. 53, no. 1, pp. 211–226, [https://doi.org/10.1016/S0003-682X\(97\)00018-2](https://doi.org/10.1016/S0003-682X(97)00018-2)
- [49] TANDON N.,(1994) Comparison of some vibration parameters for the condition monitoring of rolling element bearings," *Measurement*, vol. 12, no. 3, pp. 285–289
- [50] SHI, H., GUO L., SUN J., et al. Rolling Bearing Initial Fault Detection using Long Short-Term Memory Recurrent Network. *IEEE Access*, vol. 7, 2019, pp. 171559-171569., doi:10.1109/ACCESS.2019.2954091.
- [51] WU, B., W. LI, QIU M., Remaining Useful Life Prediction of Bearing with Vibration Signals Based on a Novel Indicator. *Shock and Vibration*, vol. 2017, 2017, doi:10.1155/2017/8927937.
- [52] AHMAD, W., ALI KHAN, S., AND KIM, J.-M. (2017). Estimating the remaining useful life of bearings using a neuro-local linear estimator-based method, *J. Acoust. Soc. Am.* 141, EL452–EL457.
- [53] AHMAD, W., KHAN, S. A., AND KIM, J. M. (2018). A hybrid prognostics technique for rolling element bearings using adaptive predictive models, *IEEE Trans. Ind. Electron.* 65, 1577–1584.
- [54] OCAK, H., LOPARO, K. A., AND DISCENZO, F. M. (2007). Online tracking of bearing wear using wavelet packet decomposition and probabilistic modeling: A method for bearing prognostics, *J. Sound Vib.* 302, 951–961
- [55] SAIDI, L., ALI, J. B., BECHHOEFER, E., BENBOUZID, M. (2017). Particle filter-based prognostic approach for high-speed shaft bearing wind turbine progressive degradations in IECON 2017–43rd Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society, pp. 8099–8104.
- [56] DUONG B. P., JONGMYIN K., (2019), Prognosis of remaining bearing life with vibration signals using a sequential Monte Carlo framework, *The Journal of the Acoustical Society of America* 146(4):EL358-EL363 DOI:10.1121/1.5129076

- [57] GEBRAEEL, N., LAWEY M., et al. "Residual Life Predictions from Vibration-Based Degradation Signals: A Neural Network Approach." IEEE Transactions on Industrial Electronics, vol. 51, no. 3, 2004, pp. 694-700., doi:10.1109/TIE.2004.824875.
- [58] ČSN ISO 281- Valivá ložiska - Dynamická únosnost a trvanlivost. Brno: ZKL-Výzkum a vývoj, (2008)
- [59] ČSN ISO 5593- Valivá ložiska - Slovník. Brno: ZKL-Výzkum a vývoj, (2000)
- [60] DIN 31 051: Instalhaltung-Begriffe und Massnahmen. Beuth-Verlag GmbH, Berlin 30
- [61] ČSN ISO 10816-1 Změna Amd.1. Hodnocení vibrací strojů na základě měření na nerotujících částech - Část 1: Všeobecná směrnice. Praha: ÚNMZ, 2010
- [62] ČSN ISO 20816-1. Měření a hodnocení vibrací strojů – Část 1: Všeobecná směrnice. Praha: ÚNMZ, 1998
- [63] ČSN ISO 13373-1. Monitorování stavu a diagnostika strojů - Monitorování stavu vibrací - Část 1: Obecné postupy. 1.5.2003. Praha: ÚNMZ, 2003
- [64] ČSN ISO 230-1 až 10. Zásady zkoušek obráběcích strojů. Praha: Český normalizační institut, 1998
- [65] de CASTELBAJAC, C., (2012). Advance monitoring and improvement of HSM process. (In French). Original title: Surveillance avancée et amélioration du procédé d'UGV. Doctoral thesis of the University of Nantes; 2012.

Publikace autora související s tématem

- [66] SOVA, J., KOLÁŘ, P., BURIAN, D., VOZÁBAL, P., [článek v recenzním řízení], Remaining useful life estimation of spindle bearing based on bearing load calculation and off-line condition monitoring2023, MDPI Machines, p., ISBN
- [67] SOVA, J., KOLÁŘ, P., et al. (2017) The test rig for the research of the spindle bearings behavior. In: MORAVEC, J., ed. Studentská tvůrčí činnost 2017. Praha, 2017-04-20. Praha: ČVUT v Praze - Fakulta strojní, 2017. ISBN 978-80-01-06143-5. Dostupné z: <http://stc.fs.cvut.cz/pdf17/6586.pdf>
- [68] SOVA, J.: Řešení dilatace vodorovně výsuvných vřeten. [Diplomová práce] Praha: ČVUT FS, 2013
- [69] JANOTA, M., HORNÝCH, J., SOVA, J., Měření vlastností obráběcích strojů. In: SMOLÍK, J., ed. Trendy po EMO Hannover 2019. Praha, 2020-02-13. Praha: ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení (Ú12135), 2020. s. 428-443. ISBN 978-80-907680-0-0
- [70] SOVA, J., KOLÁŘ, P., Vřetena a jejich komponenty. In: SMOLÍK, J., ed. Trendy po EMO Hannover 2019. Praha, 2020-02-13. Praha: ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení (Ú12135), 2020. s. 243-261. ISBN 978-80-907680-0-0

- [71] KOLÁŘ, P., STACH, E., VOZÁBAL, P., MINDL, J., SOVA, J., et al. Vřetenové jednotky s monitorováním stavu, [Výzkumná zpráva] Praha: České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní (Ú12135), 2021. Zpráva č. V-21-029
- [72] KOLÁŘ P., SULITKA M., SOVA J, aj, (2019), O strojích a datech, MM Průmyslové spektrum, MM publishing, 2019-11, č. 191130 92-95. ISSN 1212-2572, Dostupné z www: <https://www.mmspektrum.com/clanek/emo-o-strojich-a-datech>
- [73] ŠVÉDA J., SOVA J., et al. Vývoj software pro řízení provozu stroje. [Výzkumná zpráva] Praha: ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení (Ú12135), 2019. Zpráva č. V-19-053
- [74] SOVA, J., et al. Výpočtový a konstrukční návrh vřetenových hlav. [Výzkumná zpráva] Praha: ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení (Ú12135), 2018. Zpráva č. V-18-023
- [75] ŠVÉDA, J., SOVA, J., et al. Návrh software pro řízení provozu stroje. [Výzkumná zpráva] Praha: ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení (Ú12135), 2018. Zpráva č. V-18-035
- [76] SOVA, J., KOUBEK, J., SULITKA, M., Projekt FV30223: Návrh uložení unášecího vřeteníku těžké hrotové brusky. [Výzkumná zpráva] Praha: ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení (Ú12135), 2018. Zpráva č. V-18-012.
- [77] SOVA, J., KOLÁŘ, P., KEKULA, J., EMO 2017: Vřetena a jejich komponenty, Ústav výrobních strojů a zařízení (Ú12135)
- [78] KOLÁŘ, P., SULITKA, M., SOVA, J., et al. Hlavní trendy EMO Hannover 2017 očima výzkumníků. MM Průmyslové spektrum. 2017, 17 (11), 26-28. ISSN 1212-2572
- [79] SULITKA, M. KEKULA J., SOVA J., et al. Final report of the KIMM – RCMT Collaboration Research Project “Heat generation modelling and experimental analysis for an oil-air lubricated angular contact ball bearing” for 2016. [Výzkumná zpráva] Praha: ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení (Ú12135), 2016. Zpráva č. V-16-064
- [80] KULÍŠEK, V., VRBA, P., RŮŽIČKA, M., SOVA, J., BERNARDIN, P., Přístupy pro navrhování kompozitních náhonových hřídelů s ocelovými koncovkami a jejich ověření s výsledky experimentů. In: PADOVEC, Z., R. SEDLÁČEK a J. VONDROVÁ, eds. Mechanika kompozitních materiálů a konstrukcí mk2 2016 - sborník. Mechanika kompozitních materiálů a konstrukcí mk2, Sušice, 2016-04-21/2016-04-22. Praha: ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav mechaniky, biomechaniky a mechatroniky, 2016. s. 21-28. ISBN 978-80-01-05941-8
- [81] RŮŽIČKA, M., KULÍŠEK, V., SOVA, J., et al. Kompozitní náhonová hřídel s integrací spojů pro přenos vysokých momentů. [Funkční vzorek] 2015.
- [82] SOVA, J., KOLÁŘ, P., EMO 2015: Vřetena a jejich komponenty, Ústav výrobních strojů a zařízení (Ú12135)

- [83] SOVA, J., Kontrola a návrh uložení vřetena HS32. [Výzkumná zpráva] Prague: Research Center for Manufacturing Technology, 2015. Zpráva č. V-14-040.2
- [84] SULITKA, M. KEKULA J., SOVA J., et al. Final report of the KIMM - RCMT Collaboration Research Project Heat generation modelling and experimental analysis for an oil-air lubricated angular contact ball bearing for 2015. [Výzkumná zpráva] Praha: ČVUT FS, Ústav výrobních strojů a mechanismů, 2015. Zpráva č. V-15-049
- [85] ONDRÁČEK, M., SOVA J., et al. LAMMB: souhrnná odborná výzkumná zpráva popisující spolupráci v oblasti konstrukce vřeten, vřeteníku a ložisek. [Výzkumná zpráva] 2014. Zpráva č. VZP-14-SMV15-LAMMB
- [86] SOVA, J., KOLÁŘ, P., EMO 2013: Vřetena a jejich komponenty, Ústav výrobních strojů a zařízení (Ú12135)
- [87] ŠVĚDA, J., SOVA J., DIVIŠ I., et al. DV#9 (2012) Návrh řady integrovaných odměřování pro měření geometrie a deformace mechanické struktury obráběcího stroje. [Výzkumná zpráva] Praha: ČVUT v Praze, FS, Ústav výrobních strojů a zařízení, 2012. Zpráva č. V-12-045

Firemní literatura

- [88] SKOPEČEK, Aplikace HPC a strategické otázky. Zdroj: Technický týdeník [online]. 2006, č.01 [cit. 2021-12-27]. ISSN 0040-1064. Dostupné z: https://www.technickytydenik.cz/rubriky/archiv/aplikace-hpc-a-strategicke-otazky_11363.html
- [89] ERNST & YOUNG-STUDIE [online]. 2018 [cit. 2020-04-05.]. EY: Průzkum odhaluje, že české firmy potenciál digitalizace zatím využít neumějí. Dostupné z WWW: <<https://vedavyzkum.cz/politika-vyzkumu-a-vyvoje/politika-vyzkumu-a-vyvoje/ceske-firmy-by-se-mely-v-oblasti-prumyslu-4-0-inspirovat-v-zahranici>>
- [90] KOVOSVIT [online]. 2021 [cit. 2020-03-15.]. WELDPRIINT 5AX. Dostupné z WWW: https://www.kovosvit.cz/download/lightproducts_produkty_cs/1540366141_cs_1_432_brochuteweldprintwebcz.pdf
- [91] DMG MORI [online]. 2021 [cit. 2020-03-05.]. NTX 2000 2500 3000 2nd Generation. Dostupné z WWW: <https://media.dmgmori.com/media/epaper/NTX_2000_2500_3000_2nd_Ge_ENUK_02-19/epaper/NTX_2ndGeneration_ENUS.pdf>
- [92] GMN Paul Müller Industrie [online]. 2021 [cit. 2020-03-16.]. GMN Shaft Lock with Hirth Gear. Dostupné z WWW: https://www.gmn.de/wp-content/uploads/GMN_DSshaft_DLlock_Dwith_DHirth_Gear.pdf
- [93] GMN, [katalog] 2017, [cit. 2019-03-18], Idea-4, GMN Paul Müller Industrie GmbH & Co. KG, č.d. 0919, Dostupné z www:https://www.gmn.de/wp-content/uploads/GMN_IDEA-4S_e.pdf

- [94] FAG, [online], 2019 [cit. 2020-02-21.]. Super přesná ložiska [Katalog], Dostupné z WWW:<https://www.schaeffler.cz/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/brochure/downloads_1/ac_41130_7_de_cz.pdf>
- [95] SKF, [online], 2015 [cit. 2020-02-21.]. Vysoce přesná ložiska [Katalog] SKF, Dostupné z WWW: <https://www.skf.com/binaries/pub54/Images/0901d196804385f4-Super-precision-bearings---13383_1-CS_tcm_54-129877.pdf>
- [96] NSK, [online], 2009 [cit. 2020-02-21.]. Super Precision Bearings [Katalog], NSK, Dostupné z WWW: <https://www.nsk-literature.com/en/super-precision-bearings/offline/download.pdf>
- [97] GMN, [online], 2016 [cit. 2020-04-15.]. High precision ball bearings, [Katalog], Dostupné z WWW: <https://www.gmn.de/wp-content/uploads/2015/08/4000_e.pdf>
- [98] ZKL, [katalog], 2002 [2018-03-15], Valivá ložiska, září 2002, 180s, 257-311-203
- [99] NTN, [online], 2016 [cit. 2020-05-12.]. Precision Rolling Bearings ,[Katalog], Dostupné z WWW:<https://www.ntn-snr.com/sites/default/files/2018-08/ntn_precision_rolling_bearings_version_7_en.pdf> CAT. No. 2260-VII/E
- [100] VOPSS Řepeč s.r.o., [cit. 2021-10-18], Firemní literatura-dostupná v sídle firmy
- [101] Brüel & Kjær, [katalog], 1991 [2018-08-21], Sledování provozních stavů strojních zařízení, červen 1991,40s,DK BR 0699-11
- [102] Brüel & Kjær, [katalog], 1987 [2018-08-21], Monitorování mechanického chvění strojních zařízení, červen 1987,41s, DKBV 0038-11, ISSN 007-2621
- [103] WALTER, [online]. 2019 [cit. 2019-07-21], Walter Machining Calculator, Dostupné z www:< <https://www.walter-tools.com/en-gb/news-and-media/media-library/apps-and-software/walter-machining-calculator>>