

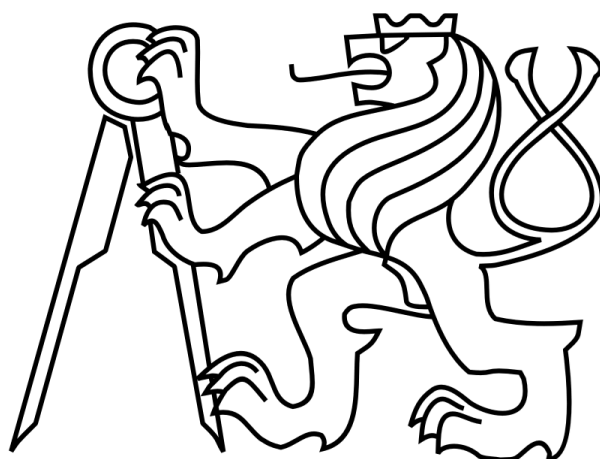
ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA STROJNÍ
ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ A ZAŘÍZENÍ

Disertační práce

**ZVYŠOVÁNÍ UŽITNÝCH VLASTNOSTÍ VŘETEN
OBRÁBĚCÍCH STROJŮ S VALIVÝM ULOŽENÍM**

Ing. Jiří Sova

Doktorský studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Konstruktivní a procesní inženýrství
Školitel: Doc. Ing. Petr Kolář, Ph.D.



Praha 2022



Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou disertační práci vypracoval samostatně pod vedením Doc. Ing. Petra Koláře, Ph.D. a že jsem uvedl v příloženém seznamu veškeré použité informační zdroje v souladu s metodickým pokynem o dodržování etických principů při přípravě vysokoškolských závěrečných prací, vydaným ČVUT v Praze 1. 7. 2009.

Nemám závažný důvod proti užití tohoto díla ve smyslu § 60 Zákona č.121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon).

V Praze dne

.....

podpis



Poděkování

Úvodem bych chtěl poděkovat školiteli Doc. Ing. Petru Koláři, Ph.D., za odborné vedení při řešení práce i v době celého mého studia, a školiteli specialistovi Ing. Davidu Burianovi, Ph.D. za seznámení se s tématem technické diagnostiky.

Jmenovitě bych poděkovat chtěl panu Doc. Ing. Pavlu Součkovi, DrSc., Ing. Františku Kovářovi při motivaci v sepsání této práce a také všem bývalým kolegům z ČVUT-FS, Ústav výrobních strojů a zařízení - RCMT.

Poděkování též patří celé firmě VOPSS Řepeč s.r.o., která mi pomohla získat velké množství praktických zkušeností z oblasti vřeten a umožnila zrealizovat praktická měření na repasovaných vřetenech potřebných pro sepsání metodiky v disertační práci.

Za pomoc a trpělivost v těžkých dobách při vypracování disertační práce patří neméně velké poděkování mé manželce a dětem.



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. Práce obsahuje popis základních principů tribologie a jednotlivé způsoby mazání ložisek vřetenových jednotek. Pozornost je také věnována technické diagnostice vřeten, monitoringu a následné údržbě celého stroje, jakožto prvky kontinuálního sledování kondice vřetenových jednotek a případné vyhodnocení příčiny poškození. Dále jsou popsány na základě praktických zkušeností možné příčiny a následky poškození vřetenových jednotek. 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 článcích. Novost metodiky spočívá v kombinaci sledování historie zatížení vřeten, 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. The work includes a description of the basic principles of tribology and the different methods of lubrication of spindle bearings. 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. Furthermore, possible causes and consequences of damage to spindle units are described on the basis of practical experience. 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:

Seznam použitých veličin a zkratk	
1. Úvod do problematiky vřetenových jednotek	1
2. Současný stav řešené problematiky.....	3
2.1. Popis konstrukce vřeten	5
2.2. Výpočet trvanlivosti vřetenových ložisek	14
2.3. Vývoj návrhu vřetenových jednotek.....	20
2.4. Technická diagnostika vřeten.....	26
2.5. Monitoring vřeten	43
2.6. Současné modely trvanlivosti a spolehlivosti.....	50
3. Cíle práce	54
4. Metodika hodnocení zbytkové trvanlivosti vřetenových ložisek	55
4.1. Obecný popis metody zbytkové trvanlivosti ložisek	56
4.2. Případová studie pro ověření nové metodiky.....	91
5. Shrnutí a přínos práce	146
5.1. Zhodnocení dosažení stanovených cílů práce.....	146
5.2. Přínos pro vědu a praxi	147
5.3. Doporučení dalšího rozvoje metodiky.....	148
Seznam použité literatury	
Seznam obrázků a tabulek	



Seznam použitých veličin

Značka:	Název:	Jednotka:
A	otáčkové číslo	[mm/min]
A	průměr připojovací příruby	[mm]
A	místo podpěry předního ložiska	[1]
A'	místo podpěry předního ložiska	[1]
A''	místo podpěry předního ložiska	[1]
A _c	plocha průřezu třísky	[mm ²]
A _{varování}	limitní hodnota pro varování	[-]
A _{poplach}	limitní hodnota pro poplach	[-]
a	vzdálenost od předních ložisek k TCP	[mm]
a ₁	součinitel spolehlivosti	[1]
a ₂	součinitel materiálu	[1]
a ₃	součinitel provozních podmínek	[1]
B	šířka ložiska	[mm]
B	místo podpěry zadního ložiska	[1]
b	vzdálenost od předních ložisek k up. rozhraní	[mm]
b	součinitel tlumení	[1]
C	dynamická únosnost	[N]
C _{group}	dynamická únosnost skupiny ložisek	[N]
C ₀	statická únosnost	[N]
c	vzdálenost mezi předními ložisky	[mm]
c _a	axiální tuhost	[N/mm]
c _r	radiální tuhost	[N/mm]
d	vnitřní průměr ložiska	[mm]
d _m	střední průměr ložiska	[mm]
D	vnější průměr ložiska	[mm]
D _c	průměr nástroje	[mm]
D _{mn}	průměr roztečné kružnice přívodní trysky	[mm]
E	modul pružnosti	[N.mm ⁻²]
f	statický bezpečnostní faktor zatížení	[1]
f	součinitel tření	[1]
f _r	redukční součinitel otáček	[1]
F _i	síla	[N]
F _A	axiální složka síly	[N]
F _C	celková složka síly	[N]
F _{kr}	kritická síla	[N]
F _m	střední zatížení	[N]
F _R	radiální složka síly	[N]
F _t	třecí síla	[N]
F _u	upínací síla	[kN]
F _v	valivá síla	[N]
f _i	faktor skupiny ložisek dynamické únosnosti	[1]
f _r	redukční faktor otáček	[1]
h	tloušťka mazacího filmu ve valivém kontaktu	[um]
I	proud	[A]
i	počet ložisek	[1]



J	kvadratický modul průřezu	[mm ³]
k	tuhost	[N/mm]
k _c	měrný řezný odpor	[N mm ²]
K _v	korekční faktor vibrací	[1]
ΔK _v	změna rychlosti vibrací	[1]
L	vzdálenost mezi ložisky	[mm]
ΔL	dilatace vřetena	[mm]
L _a	délka vyložení nástroje	[mm]
L _{na}	modifikovaná trvanlivost	[10 ⁶ rpm]
L ₁₀	základní trvanlivost v otáčkách	[10 ⁶ rpm]
L _{10h}	základní trvanlivost v hodinách	[hod]
L ^Z _{10h}	zbytková trvanlivost v hodinách	[hod]
L ^Z _{10%}	zbytková trvanlivost v procentech	[%]
L ^{ZK} _{10h}	zbytková korigovaná trvanlivost v hodinách	[%]
L ^{ZK} _{10%}	zbytková korigovaná trvanlivost v procentech	[%]
M _k	kroučící moment	[Nm]
M _{mot}	kroučící moment motoru	[Nm]
M _{vret}	kroučící moment vřetene	[Nm]
m	hmotnost seizmické hmoty	[kg]
n	otáčky, frekvence otáčení	[min ⁻¹ ;s ⁻¹ ; rpm]
n _G	mezní otáčky mazání tukem	[min ⁻¹ ;s ⁻¹ ; rpm]
n _{oil}	mezní otáčky mazání olejem	[min ⁻¹ ;s ⁻¹ ; rpm]
n _{red}	redukované otáčky	[min ⁻¹ ;s ⁻¹ ; rpm]
n _m	střední otáčky	[min ⁻¹ ;s ⁻¹ ; rpm]
P	zatížení ložiska	[N]
P	výkon	[kW]
P ₀	statické ekvivalentní zatížení	[kN]
P _m	střední zatížení	[N]
p	tlak	[Pa]
p	exponent trvanlivosti bodového styku p=3	[1]
p	exponent trvanlivosti čárového styku p=10/3	[1]
q	procentuální vyjádření velikosti úseku	[%]
R _A	reakce v místě předních ložisek	[N]
R _B	reakce v místě zadních ložisek	[N]
S ₀	součinitel statické bezpečnosti	[1]
t	čas	[s; min; hod]
t	provozní hodiny	[hod]
T	perioda	[s]
T	teplota	[°C, °K]
U	napětí	[V]
U	časový úsek	[sec,min,hod]
v	rychlost	[m.s ⁻¹]
v _c	řezná rychlost	[m.min ⁻¹]
v _{RMS}	rychlost vibrací	[mm.s ⁻¹]
v ^{ref} _{RMS}	referenční hodnota rychlosti vibrací	[mm.s ⁻¹]
v ^{ref0,2} _{RMS}	horní limit referenční hodnoty rychlosti vibrací	[mm.s ⁻¹]
X	koeficient radiálního zatížení	[1]
Y	koeficient axiálního zatížení	[1]



y	výchylka	[m]
y'	rychlost	[m/s]
y''	zrychlení	[m/s ²]
z	počet valivých elementů	[1]
α	stykový úhel	[°]
α	koeficientem tepelné roztažnosti	[K ⁻¹]
δ	deformace	[mm]
δ_L	deformace ložisek	[mm]
δ_v	deformace vřetene	[mm]
Δ	dilatace	[μ m]
ε	poměrné prodloužení	[1]
ω	úhlová rychlost vřetena	[rad]
η_c	celková účinnost	[%]
η	dynamická viskozita	[Pa.s]

Index

Značka:	Název:	
a	axiální	
i	vnitřní;	
K	korigované	
max.	maximum	
min.	minimum	
mot	motoru	
m	středné	
o	vnější	
r	radiální	
red	redukované	
ref	referenční	
RMS	efektivní hodnota	
vret	vřetene	
x	směr X	
y	směr Y	
z	směr Z	
Z	zbytková	
0	statické	

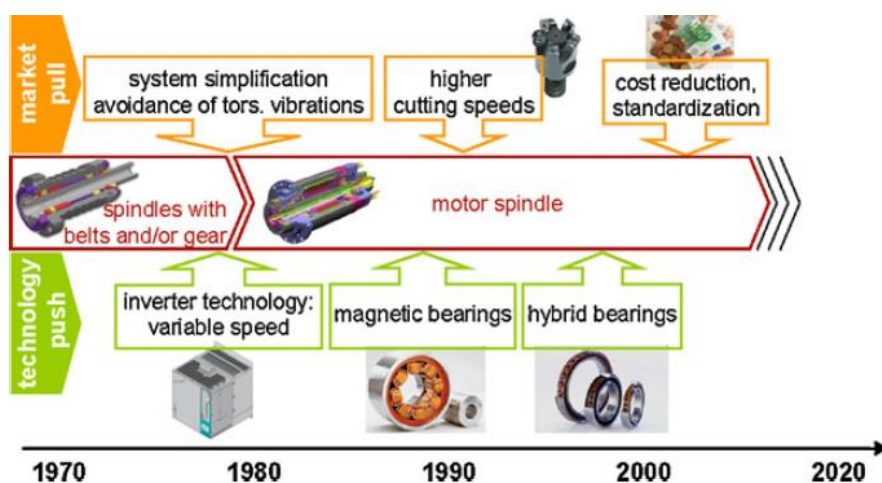


Seznam zkratek

Značka:	Název:
VJ	vřetenová jednotka
DLS	přímé mazání ložisek (Direct Lubrication System)
CBM	údržba dle technického stavu (Condition Based Maintenance)
RCM	údržba zaměřená na spolehlivost, (Reliability Centered Maintenance)
MTTR	střední doba opravy (Mean Time To Repair)
PM	preventivní údržba (Predictive Maintenance)
DB	2 ložiska, zády k sobě (do "O")
DF	2 ložiska, čely k sobě (do "X")
TBT	3 ložiska, zády k sobě (do "O") a tandem
TFT	3 ložiska, čely k sobě (do "X") a tandem
QBC	4 ložiska, tandemy zády k sobě (do "O")
QFC	4 ložiska, tandemy čely k sobě (do "X")
MQL	mazání minimálním množstvím maziva (Minimum Quantity Lubrication)
VG	označení viskózní třídy olejů
HSC	vysoko rychlostní obrábění (High Speed Cutting)
HFC	vysoko posuvové obrábění (High Feed Cutting)
HPC	vysoko výkonné obrábění (High Performance Cutting)
HSPC	vysokorychlostní přesné obrábění (High Speed Precision Cutting)
CBN	kubický nitrid boru
VBD	výměnná břitová destička
MKP	metoda konečných prvků
FFT	rychlá Fourierova transformace (Fast Fourier Transform)
DFT	diskrétní Fourierova transformace
OS	obráběcí stroje
NC	číslicové řízení (Numerical Control)
CNC	počítačem řízený obráběcí stroj (Computer Numerical Control)
PLC	programovatelný logický automat (Programmable Logic Controller)
ŘS	řídící systém
S1	trvalé zatížení motoru
S6	režim krátkodobého přetížení pohonu
NCU	hardwarové jednotky
TCP	nástrojový bod (Tool Center Point)
TCS	nástrojový souřadnicový systém (Tool Coordinate System)
OJ	fy. MORI SEIKI
1M	fy.GROB
BCU	Bearing Condition Unit
DPE	obálka digitálních špiček (Digital Peak Enveloping)
SE	špičková energie (Spike Energy)
SEE	ultrazvuková emise ložisek (Spektral Emitted Energy)
MIMOSA	(Machinery Information Management Open Systems – Alliance)
UMATI	univerzální rozhraní strojů (Universal Machine Tool Interface)
RUL	zbytková trvanlivost ložisek (Remaining Useful Life)

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.



Obr. 1: Přehled vývoje komponent vřeten [1]

Zvyšování technických požadavků na obráběcí stroje začalo v **70. letech 20. století**, tj. počátkem **3. průmyslové revoluce** viz. Obr.1, 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 výrobky 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 [217]. 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.

V souvislosti s rozvojem **automatizace** a trendu **digitalizace** zasahující do všech odvětví průmyslu. Je kladen vyšší požadavek na digitalizaci obráběcích strojů v souvislosti se **4. průmyslovou revolucí** též nazývanou „Průmysl 4.0“; „Industry 4.0“.

Koncept Industry 4.0 byl poprvé představen v roce 2011 na veletrhu Hannover Messe.

Výzkum a vývoj obráběcích strojů, je podporován např.: MPO ČR pro rozvoj

národní ekonomiky. 4. průmyslová revoluce tvoří celosvětově velké pokroky např.: při vývoji digitalizace průmyslu obráběcích strojů, tvorbě virtuální reality (VR); digitálních dvojčat viz. Obr. 2 či monitoringu obráběcích strojů [218]. Nejčastěji jsou implementovány systémy pro sledování výroby jako celku či technologie pro sledování pohybu výrobku, dále pak také **monitorování údržby strojů** převážně jen na bázi **plánované údržby**.

Ze studie z roku 2018 o Průmyslu 4.0 poradenské společnosti EY a Hospodářské komory České republiky vyplývá viz. Obr. 3 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 [219].



Obr. 3: Hlavní překážky implementace nástrojů a technologií „Průmyslu 4.0“ [219]

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**. 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** [221] [222] se soustružnickým nástrojem v nástrojovém rozhraní vřetena či pracovat v náročném prostředí nově vyvíjených strojů s hybridní výrobou kombinující operace obrábění a navařování kovů [220].



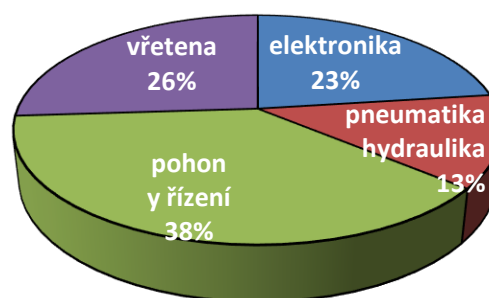
Obr. 4: Multifunkční využití vřeten v technologických aplikacích [220] [221] [222]

Zmiňovaná vysoká produktivita nese s sebou také druhou stránku, a tou je **sledování provozního stavu** stroje a vřetenových jednotek. Poruchy vřetenových jednotek Obr. 5 zapříčiňují cca **26 % odstávek** obráběcích strojů Obr. 5. To potvrzují některé studie z výrobních podniků [8] [186] a firem zabývajících se opravou vřetenových jednotek např. fy. VOPSS Řepeč [252]. Zmíněné hlavní příčiny havárií strojů způsobují nečekané dlouhodobé odstávky strojů, pokles výroby a zisků, s tím zároveň spojené **vysoké náklady při pozdním servisu** viz. kap. 2.4.1.

Havárie strojů mohou být různého charakteru způsobené nechtěnými i nečekanými situacemi: jako jsou např.:

- **kolize** nástroj-obrobek; nástroj-upínací systém obrobku;
- **nevhodnou volbou technologie obrábění**
- **špatnou technologickou volbou obráběcího stroje** [186]

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. 5: Hlavní příčiny havárií OS [8]

Vlivem pozdní diagnostiky závady dochází k mnohem vyšším škodám a finančním nákladům na opravy, než při **včasném diagnostikování** a odstavení, které by mělo za následek například jen přeložiskování a vyvážení vřetena. Takovýto **servis je levnější** a také méně časově náročný.

Ze zmíněných poznatků vyplývá potřeba udržovat stroje a jejich hlavní části v „optimálním“ stavu, které ho lze dosáhnou **technickou diagnostikou**; strategií **preventivní údržby**. Z těchto důvodů je třeba mít dobře naplánovanou údržbu a servis zahrnující monitorování aktuálního stavu klíčových částí vedoucí k zajištění produktivity stroje, snížení časů. Takováto efektivní strategie podniku vedou ke **snížení celkových nákladů na údržbu** strojního vybavení.

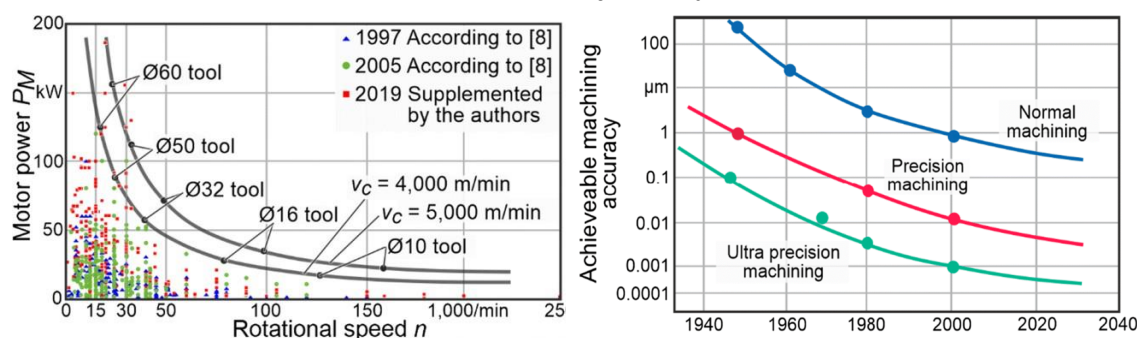
Monitorování a diagnostika a spojená s **digitalizací** začíná být v současné době integrována do technologicky vyspělých strojů a vřeten např.: od společností DMG MORI, Mazak, Kessler, GMN aj. Pořizovací cena takovýchto strojů je finančně náročná. Tuzemské výrobní firmy nemají jen nejnovější frézovací stroje, ale velkou většinu strojního parku tvoří kvalitní stroje z konce 20.století od firem jako jsou Kovošvit MAS, Tajmac ZPS, Mazak, DMG MORI, Mori Seiki, Emco, Grob, které nemají v sobě ani ve svých řídicích systémech zabudované pokročilé monitorovací a diagnostické systémy či jejich nadstavby.

Pro to jsou požadovány pravidelné diagnostické pochůzky techniků údržby, ale také pro management rychlé, jednoduché a **srozumitelné reporty** o stavu strojů, pro plánování odstávek, či servis vřeten.

2.1. Popis konstrukce vřeten

2.1.1. Frézovací vřetenové jednotky OS

Vřetenové jednotky obráběcího stroje plní dvě důležité funkce. Vykonávají **hlavní řezný pohyb** (rotační pohyb) vedlejší řezné pohyby vykonává kinematika stroje. Za druhé přenáší energii (řezný výkon) do řezu pro úběr materiálu při třískovém obrábění. Hlavními technickými požadavky kladenými na vřetena, jako na nejdůležitější součást stroje, jsou právě řezný výkon, otáčky, nízká úroveň vibrací, účinnost, tuhost a přesnost, na které je kladen důraz už od počátku návrhu vřetenové jednotky.



Obr. 6: Vývoj výkonosti vřeten–obrábění Al[1]

Obr. 7: Vývoj dosahované přesnosti obrábění[3]

Vývoj dosahovaných parametrů vřeten **výkonu pohonu** a **zvyšování otáček** je ukázán na Obr. 6; na Obr. 7 je zobrazena dosahovaná **přesnost** obrábění od 2. poloviny 20.století. Vývoj zobrazený v obou grafech vystihuje vývoj konstrukce vřeten [4] od řemenem poháněných vřeten až k elektrovřetenům. Výběr moderních frézovacích elektrovřeten s mazáním ložisek systémem olej-vzduch v Tab. 1, vystihující požadavky kladené na výrobce vřeten [221] [222] [225] [227].

Tab. 1: Výběr frézovacích vřeten o velikosti příruby $\varnothing A=170-190\text{mm}$ [221] [222] [225] [227]

označení	výrobce	otáčky $n_{\max}[\text{min}^{-1}]$	výkon $P_{\max S1}[\text{kW}]$	moment $M_k S1[\text{Nm}]$	obrábění
MT80-S24	Kessler	24 000	20	26	HSC
MT80-S20	Kessler	20 000	45	80	HPC
speed MASTER 30	DMG MORI	30 000	79	59	HSC
power MASTER	DMG MORI	9 000	77,5	1 000	HPC
HSX 170-30000/35	GMN	30 000	32	20,4	HSC
MFW-1709/30	FISCHER	30 000	34	39,3	HSC
MFW-1708/15	FISCHER	15 000	44	50	HPC
F180 OAEO24042	WEISS	24 000	42	66	HPC

Tento pokrok umožnil **zmenšení zástavbových rozměrů** a zvýšení otáček vřeten. Nárůst maximálních otáček byl zapříčiněn vývojem **hybridních ložisek** s kroužky z 100Cr6 a keramickými kuličkami (Si_3N_4) a dále pak novými **materiály kroužků** ložisek z „Vacrodur“[230] a **přímým mazáním ložisek** systémem olej-vzduch (DLS Direct Lubrication System). Systém mazání olej vzduch je určen převážně pro vysokorychlostní obrábění HSC, kde je dosahováno otáčkového čísla $A > 2\,000\,000\text{ mm/min}$.

$$A = n \cdot d_m = n \cdot \frac{(d + D)}{2} \quad (2.1)$$

Volba a uspořádání ložisek určuje základní použití vřeten viz. Tab. 2 pro frézování, vrtání, broušení, soustružení, univerzální.

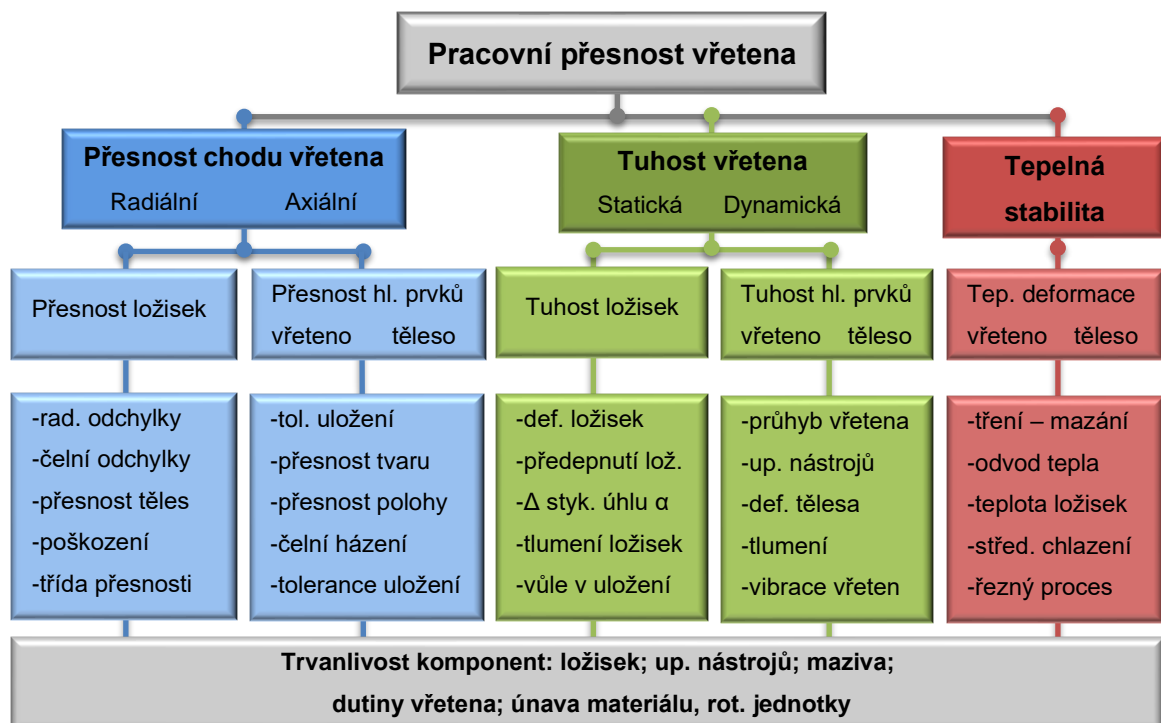
Tab. 2: Uspořádání ložisek: porovnání použití a výkonových údajů [231]

uspořádání		použití	otáčky [%]	tuhost systému [%]		zatížitelnost [%]		tepelné chování	
přední	zadní			axiální	radiální	axiální	radiální	provoz. teplota	citlivost
⇔	⇔	univerzální	50	100	100	60	100	1/7	1/7
<>	=	frézování (řemen)	75	32	77	35	40	3/7	3/7
<	>	frézování, vrtání	85	30	62	35	22	5/7	7/7
<<	>>	frézování, univerz.	80	61	95	75	44	4/7	6/7
<	≈>	el. vřeteno	100	23	60	30	27	7/7	7/7
<<	≈>>	el. vřeteno	100	46	92	60	52	6/7	6/7
<≈>	=	el. vřeteno	80	23	82	30	46	6/7	4/7

Data jsou směrné hodnoty, vztažené k vřetenu o průměru hřídele $d=70\text{mm}$, vzdálenosti ložisek $L=3d$
 < > vřetenové ložisko; = jednořadé ⇔ dvouřadé válečkové ložisko; ↔2344; ≈ pružina

2.1.1.1. Faktory ovlivňující pracovní přesnost vřetena

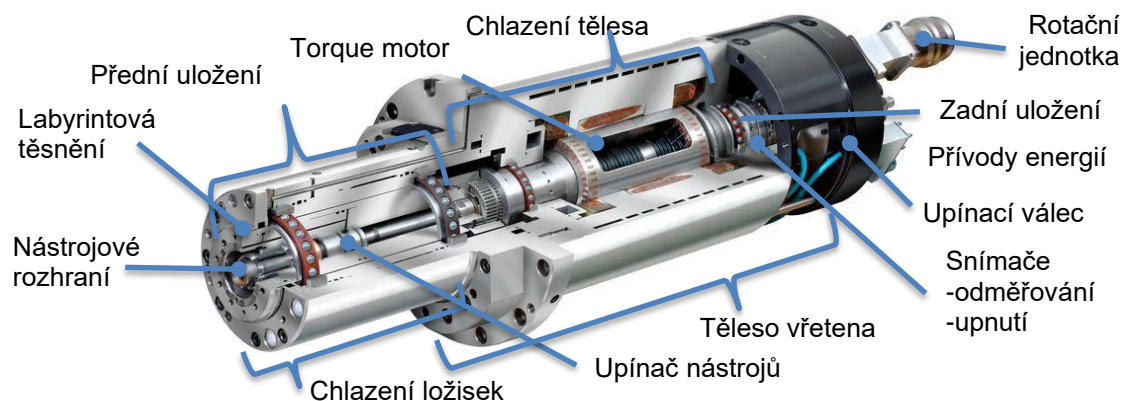
Na vřetenové jednotky působí různé základní statické či dynamické chyby a vlivy ovlivňující výslednou pracovní přesnost, toto široké spektrum vlivů a jejich vzájemné souvislosti jsou zobrazeny na Obr. 8.



Obr. 8: Přehled vlivů ovlivňující pracovní přesnost [5] [6]

2.1.2. Hlavní komponenty vřeten

Vřetena obráběcích strojů jsou velice důmyslně zkonstruovaná zařízení, která díky všem přesným komponentům a součástem tvoří velice složitou sestavu Obr. 9. Každá z těchto komponent má zásadní vliv na výslednou funkci vřetena jako celku. Jakékoliv poškození, byť jedné komponenty bude mít významný vliv na celkovou přesnost a produktivitu vřetenové jednotky.



Obr. 9: Hlavní komponenty vřetenových jednotek [239]

Nezbytnou podmínkou vysoké přesnosti obrábění je přesné uložení valivých ložisek. Všechny součásti musejí splňovat požadavky výrobce ložisek, tj. **materiál; drsnost tvrdost; geometrickou přesnost** [239]. Házivost dosedacích ploch má největší vliv na výslednou přesnost vřetena, tj. házivost nástrojového kužele. Tyto předpoklady přesného uložení ložisek zaručují splnění podmínek pro výpočet **teoretické trvanlivosti ložisek** na základě empirických vzorců Základní dynamické únosnosti dle **normy ISO 281** [175].

Těleso je hlavní nosnou konstrukcí uložení vřeten [12]. Při výběru ložiskového uložení je třeba brát zřetel na tyto **požadavky** na: tuhost; přesnost chodu; tlumení chvění; velikost záběhového a ztrátového momentu; výrobní či pořizovací náklady.

Tab. 3 Srovnání základních typů uložení vřeten[11]

	otáčky	přesnost	tuhost	tlumení	tep.chování	design	servis	cena
valivá	△	○	⊙	△	△	⊙	○	⊙
hydrodynamická	△	⊙	△	⊙	○	○	⊙	×
hydrostatická	○	⊙	○	⊙	○	○	△	×
aerostatická	⊙	○	×	⊙	⊙	△	⊙	△
el. magnetická	⊙	⊙	○	○	○	×	△	△

vysvětlivky: ⊙ vynikající ○ dobrý △ dostačující × špatný

Uložení rozdělujeme dle **funkce** na tyto základní typy Tab. 3: valivá ložiska (1200 až 2200 N/μm); hydrodynamická (100 až 300 N/μm); hydrostatická (500 až 1200 N/μm); aerostatická (40 až 100 N/μm); elektromagnetická ložiska [192] *rozsah tuhostí ložisek pro ø90 mm. Z hlediska přesnosti chodu a s tím souvisejícím tlumením chvění jsou na tom nejlépe hydrodynamická a hydrostatická uložení díky mazací vrstvě oleje mezi vřetenem a pánví, ale mají vysoký záběhový moment díky rozběhu v podmínkách „**mezního tření**“.

2.1.2.1. Pohony

Vřetenové jednotky jsou z hlediska pohonu koncipovány do 4 konfigurací Tab. 4.

Tab. 4: Přehled uspořádání pohonů vřetenových jednotek a jejich vlastností [9]

uspořádání	kroutilcí moment	otáčky	přesnost	servis	cena dílů	dyn. tuhost	hluk	čas výměny	tepelné ovlivnění
řemenový	⊙	×	○	○	△	○	×	△	○
ozubený	○	△	△	○	○	○	△	△	○
přímý	△	○	○	○	○	○	○	△	○
integrováný	△	⊙	⊙	△	○	△	⊙	⊙	△

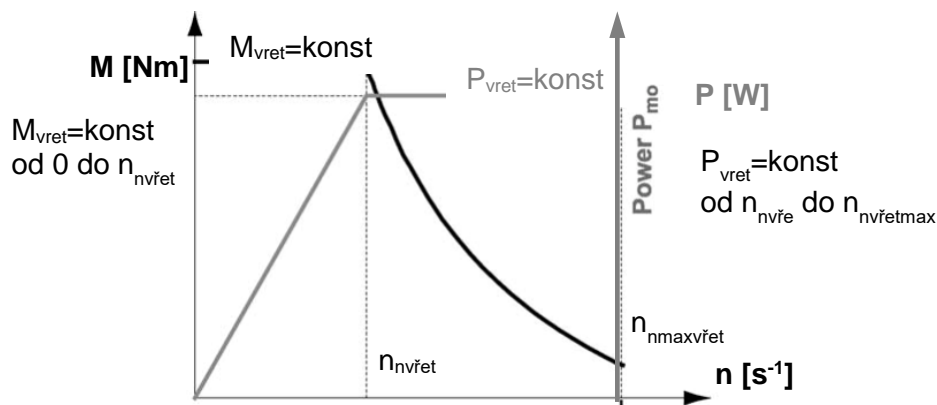
vysvětlivky: ⊙ vynikající ○ dobrý △ OK × špatný

Maximální dosažitelné technologické podmínky obrábění jsou stanovovány na základě **momentových a výkonových charakteristik** vřeten Obr. 10 stanovené z charakteristiky servopohonu a konfigurace uspořádání pohonu, pro elektrovřetena a přímý pohon bez převodu platí ($i_{12}=1$), platí vztahy (2.3):

$$M_k = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n} \quad (2.2)$$

$$P_{vřet} = M_{vřet} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_{vřet}; \quad \text{platí pro oblast } M_{vřet}=\text{konst.}$$

$$P_{vřet} = M_{mot} \cdot i_{12} \cdot \eta_c \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{mot}}{i_{12}} = M_{mot} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_{mot} \cdot \eta_c = P_{mot} \cdot \eta_c \quad (2.3)$$



Obr. 10: Momentová a výkonová charakteristika vřetena

Vztahy pro stanovení technologických podmínek řezných sil (2.4) a otáček (2.5) stanovené na základě teorie obrábění.[22] Z řezných sil F_c lze jednoduše určit radiální F_R a axiální F_A složku síly, zatěžující nástroj vřetena dle poměru $F_A:F_R:F_c=1:2:4$.

$$F_c = \frac{2 \cdot M_{vřet} \cdot 1000}{D_c} [N]; F_c = k_c \cdot A_c [N] \quad (2.4)$$

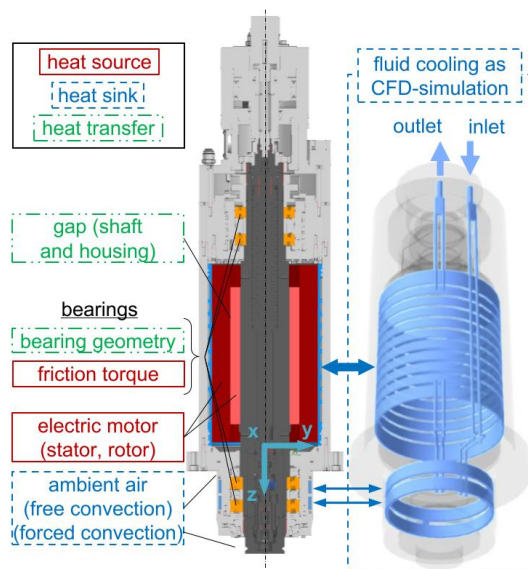
$$n_{vřet} = \frac{v_c \cdot 1000}{D_c \cdot \pi} [min^{-1}] \quad (2.5)$$

$$P_{vřet} = \frac{F_c \cdot v_c}{60 \cdot 10^3} [kW] \quad (2.6)$$

2.1.2.2. Tělesa a hřídele vřeten

Tělesa vřeten lze rozdělit podle tvaru na obdélníkového průřezu; válcového tvaru nebo tělesa s přírubou pro montáž do vřeteníku stroje. Moderní koncepty těles elektrovřeten jsou konstruovány jako „**cartridge**“ umožňující snadný servis vřetenové části [227].

Tělesa frézovacích elektrovřeten plní další důležitou funkci, kterou je odvod ztrátového tepla



Obr. 11: Systém chladících kanálů [14]

Obr. 11 Koch [13][14]; Kessler [15] způsobený synchronním nebo asynchronním motorem (elektrické) či ložisky (mechanické). Chlazení pomocí optimalizovaných struktur ale i chlazením hřídelí dosahuje snížení axiální roztažnosti 70 % aplikováno ve vřetenech GMN [225], Fischer[20], Waldrich [19]; a popsáno v [16], [17], [18].

Z hlediska chladících systémů jsou vyvíjeny prototypy těles s využitím **aditivních technologií** umožňující **snížení hmotnosti** těles cca o 40 %.

2.1.2.3. Dutiny a upínače nástrojů

Důležitým prvkem vřeten mezi dutinou vřetena a nástrojem je **upínací rozhraní** Tab. 5, na které jsou kladeny vysoké požadavky na: radiální tuhost [254] [256] ($SK40=670 \text{ Nm}^2\text{mm}^{-1}$; $SK50=2400 \text{ Nm}^2\text{mm}^{-1}$; $HSK-A63=3600 \text{ Nm}^2\text{mm}^{-1}$); přenos krouticího momentu; přesné a opakovatelné upnutí nástroje. Nástroje pracující při vyšších otáčkách nad cca 8000 ot/min musí být předem vyváženy minimálně v G 6,3 nebo v G 2,5 stupni jakosti vyvážení dle ISO 1940-1 [177]; ČSN ISO 21940-11[178].

Tab. 5: Upínací rozhraní pro frézovací vřetena [255]

upínací rozhraní	norma	max. otáčky $n \text{ [min}^{-1}\text{]}$	upínací síla $F_u \text{ [N]}$
SK 40-50	DIN 2080	12 000 - 18 000	12 000- 24 000
MAS 403 BT 40-50	JIS B 6339	12 000 - 18 000	12 000- 24 000
CAT 40-50	ANSI B5.50	12 000 - 16 000	12 000- 24 000
HSK 63-125	DIN 69 893	9 500 - 25 000	18 000- 70 000
BIG-PLUS 40-50	-	12 000 - 16 000	12 000- 24 000
CAPTO 5-10	ISO 26 623	14 000 - 28 000	32 000- 70 000

Nevyvážek způsobuje odstředivé síly vlivem rotace vřetena, přičemž odstředivá síla F_o (2.8) roste lineárně s nevyvážkem U a kvadraticky s otáčkami. Nevyvážek způsobuje nežádoucí vibrace způsobující **nekvalitní řezný proces** a **snížení trvanlivosti ložisek** [256].

$$U = m \cdot e \text{ [g} \cdot \text{mm]} \quad (2.7)$$

$$F_o = U \cdot \omega^2 \text{ [N]} \quad (2.8)$$

2.1.3. Valivá uložení

Úkolem ložisek Tab. 6 je zachycení sil radiálních a axiálních sil v uložení vřetena. Ke správné funkci vřeten je zapotřebí, aby docházelo pouze k rotaci kolem osy (1° volnosti). To zaručují nejčastěji kuličková ložiska s kosoúhlým stykem (ISO řady 10; 02; 18; 19) či jednořadá (řady N 10; 19) nebo dvouřadá (řady NN) válečková ložiska použita cca v 90 % všech aplikací frézovacích vřeten. Přesnost valivých ložisek je dána třídou přesnosti dle normy DIN 620 přesnost chodu a přesnost rotace (P4 a výběrová P2).

Tab. 6: Rozdělení valivých ložisek do firmy FAG [231]

typ ložiska	řada	elementy	stykový úhel α	zatížení
Kuličková ložiska s kosoúhlým stykem				
	70 (10) 72 (02) 718 (18) 719 (19)	kuličky - ocelové - keramické	25° axiální tuhost - axiální únosnost 15°-vyšší ot. limit	
Axiální obousměrná kuličková ložiska s kosoúhlým stykem				
	2344 2347	kuličky - ocelové	60°	
Přesná válečková ložiska				
	N 10 N 19 N10 NN 30 NNU 49	válečky - ocelové - keramické	0°	

*Pozn.: Valivá ložiska jsou nepoužívanějším typem uložení vřetenových jednotek

Tuhost: požadavek na vysokou tuhost platí pro všechny typy vřeten stejně ať se jedná o hrubovací či dokončovací nebo brousící vřetena. S rostoucím předepnutím tuhost stoupá, se zvětšující vůlí naopak tuhost klesá. Radiální tuhost c_r jednotlivých sad ložisek lze přibližně vypočítat z axiální tuhosti ložiska udávané výrobcem viz. Tab. 7.

Tab. 7: Radiální tuhosti sad ložisek [231]

uspořádání ložisek		tuhost		Stykový úhel 15° 25°	
	označení	c_r [N/mm] pro $\alpha = 15^\circ$	c_r [N/mm] pro $\alpha = 25^\circ$		
	DB	$6,00 \cdot c_a$	$2,00 \cdot c_a$		
	TBT	$8,16 \cdot c_a$	$2,72 \cdot c_a$		
	QBC	$12,00 \cdot c_a$	$4,00 \cdot c_a$		

Mezní otáčky: jsou takové otáčky, při nichž je dosaženo tepelné rovnováhy mezi teplem generovaným ložiskem a teplem, které je z ložiska odváděno (teplotně ustálená vřetena při nichž už nedochází k axiální roztažnosti komponent). Hodnoty jsou stanoveny jako tepelné referenční otáčky v souladu ISO 15312:2003 [250].

Pasivní odpory: ztrátová práce ve valivých ložiscích se přeměňuje v teplo ovlivňující vnitřní geometrii ložiska vlivem změny předpětí v důsledku dilatace hřídele. Ztráty v ložiscích tvoří cca 0,6 % z celkových ztrát příkonu pohonu [23]. Matematické modely ztrát kuličkových ložisek popsali prvně autoři Jones [24];[25]; Palmgren [26], na tyto práce navázal Harris [27]. Harrisův přístup je považován za současný popis výpočtu[240] [250]. vlastností ložisek, které používají výrobci ložisek jako FAG, SKF, ZKL

$$M = M_0 + M_1 \quad (2.9)$$

$$M_0 = f_0 \cdot d_m^3 \cdot (\vartheta \cdot n)^{\frac{2}{3}} \quad (2.10)$$

$$M_1 = f_\alpha \cdot F \cdot d_m \cdot \left(\frac{F}{C_0}\right)^c \quad (2.11)$$

2.1.3.1. Uspořádání ložisek

Typy uspořádání sad dvojic ložisek s kosoúhlým stykem: uspořádání zády k sobě (do “O”); uspořádání čely k sobě (do “X”), uspořádání do tandemu. Kromě sad dvojic existují také trojice a čtveřice uspořádaných ložisek zády; čely k sobě nebo v tandemovém upořádání [239]. Tandemová uspořádání mají vyšší únosnost na úkor maximálních otáček. Maximální dosažitelné otáčky uváděných v tabulkách výrobců ložisek jsou pro pružně předepnutá samostatná ložiska. Použitím různých uspořádání ložiskových sad dochází vlivem velikosti předepínací síly k **redukci maximálních dosažitelných otáček** viz. Tab. 8.

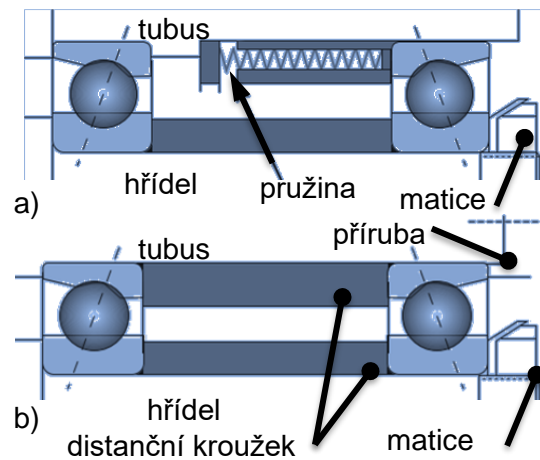
$$n_{red} = n_{max} \cdot f_r \text{ [ot/min]} \quad (2.12)$$

Tab. 8: Redukční faktory f_r otáček dle uspořádání sad vřetenových ložisek [231]

uspořádání ložisek	předepnutí ložisek		
	lehké L	střední M	těžké H
	redukční faktor f_r [%]		
větší vzdálenost ložisek $L > 2d$			
	85	75	50
	80	70	50
	75	65	45
menší vzdálenost ložisek $L < d$ v $L=0$			
	75	60	35
	65	50	30
	65	50	30
	72	57	37
	54	40	25

2.1.3.2. Principy předepnutí ložisek

Předepnutí ložisek s kosoúhlým stykem Obr. 12 je extrémně důležité pro vysokootáčkové aplikace HSS mající vliv na dynamické a tepelné vlastnosti vřetenových jednotek. Mezi valivými elementy a kroužky tělesa působí **předepínací síla ložisek**. Předpětí lze považovat za zápornou vnitřní vůli. Vlivy předepnutí zvyšuje **tuhost**, zlepšuje **přesnost chodu**, zmenšuje **házení**, vymezuje radiální axiální **vůle**, zabraňuje **prokluzu** při rozběhu a snižuje max. **otáčky**. Nejčastěji frézovací vřetena bývají při montáži předepnuta na malé předpětí ložisek [231] [239] [245].



Obr. 12: Způsoby předepnutí ložisek [245]

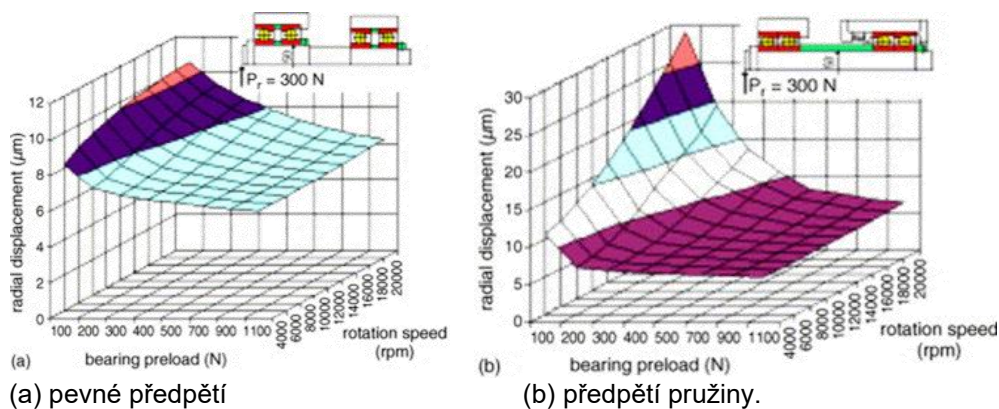
Minimální předepnutí ložisek:

Pro zaručení správné funkce vřetenových ložisek pracujících s vysokými dynamickými účinky od rotujících hmot při častých změnách směru řezného procesu je třeba zaručit **minimální sílu předepnutí ložisek** viz. Tab. 9.

Tab. 9: Minimální síla pro předepnutí ložisek [239]

typ	minimální předpínací síla [N]
kuličková ložiska	$0,01 \cdot C$
válečková ložiska	$0,02 \cdot C$

Technický stav výzkumných aktivit týkající se možných způsobů předepínání ložisek je sepsán např. v publikaci Li [31], Cao. [33]. Detailnější popis vlivu radiálního posunutí vřeten s ohledem na pevné a pružné předepnutí popsal Zverev a kol v publikaci viz. Obr. 13 [32].



(a) pevné předpětí

(b) předpětí pružiny.

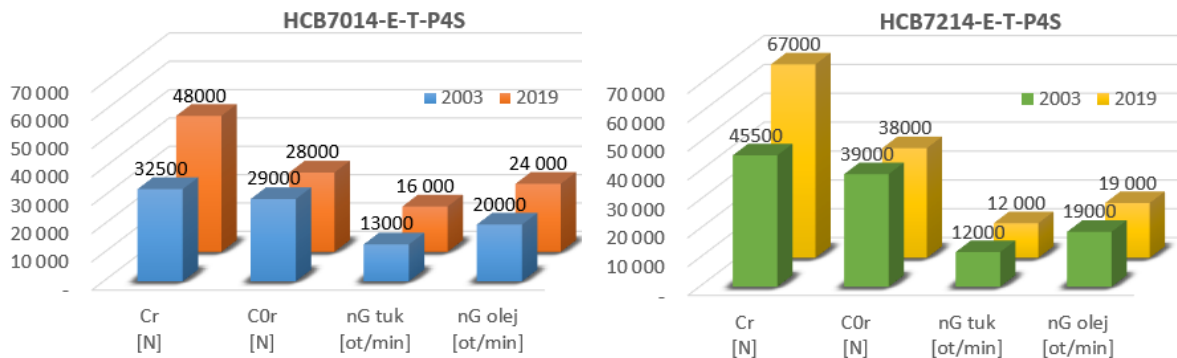
Obr. 13: Radiální posunutí vřetena v závislosti předpínací síly na otáčkách [32]

Jednou z možností, jak dosáhnout vhodného předepnutí ložisek během pracovního procesu je využití **aktivního řízení předepnutí ložisek**. Existují tři prakticky používané způsoby předepínání ložisek, které jsou patentovány [30] či publikovány:

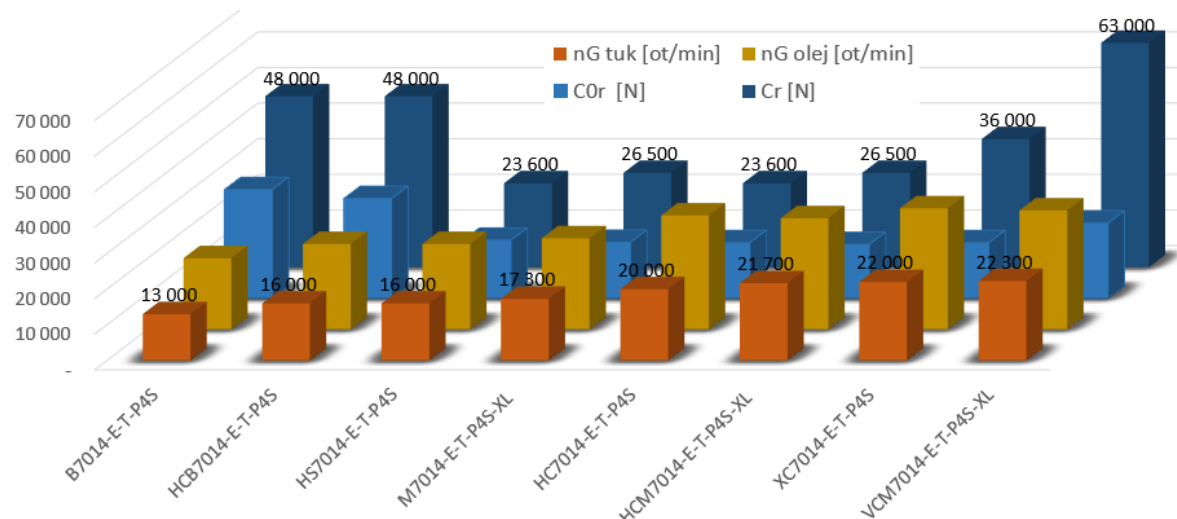
- hydraulické předepínání (Bossmann [34] Cao [35] Zverev [32] a Jiang [36] [37])
- elektromagnetické předepínání (Hwang [40] [41], Ciou [42], Tönshoff [43] [44])
- pomocí piezoelektrických aktuátorů Wu[45]; Meffe[46]; Mitis[47]

2.1.4. Vývoj vlastností vřetenových ložisek

Zvyšování požadavků zmiňované v úvodní kapitole jde samozřejmě ruku v ruce s vývojem přesných ložisek, díky kterým bylo umožněno **zvyšovat užité vlastnosti** vřeten [1]. Vývoj typových řad vřetenových ložisek je znárodněn pro ložiska velikosti $d=70$ mm s kontaktním úhlem $\alpha=25^\circ$ (E) na obrázcích Obr. 14 a Obr. 15.



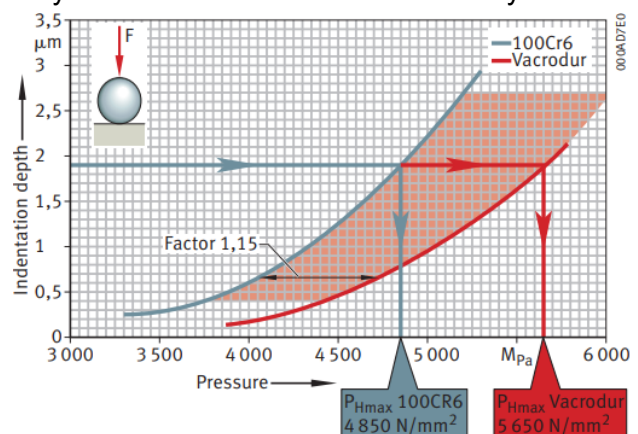
Obr. 14: Zvýšení parametrů únosnosti a otáček vřetenových ložisek z r. 2003 a r.2019 [231] [232]



Obr. 15: Dosahované parametry vřetenových ložisek $d=70$ mm firmy FAG v roce 2019 [231] [232]

Z grafů je patrný vývoj nových typů vřetenových ložisek od standardních ocelových kuliček přes hybridní – keramická ložiska až po současná vyvíjená ložiska s použitím nových materiálů klecí valivých elementů kroužků ložisek umožňující vyšší zatížení (**Hertzovy tlaky**) Obr. 16.

Také vývoj z hlediska možných způsobů přívodu maziva systémem olej-vzduch [231] [245] pro přímý přívod maziva do ložiskových drah.



Obr. 16: Vývoj nových materiálů kroužků ložisek [232]

2.2. Výpočet trvanlivosti vřetenových ložisek

Základní výpočty pro volbu valivých vřetenových ložisek vycházejí z mezinárodní normy ISO281:2007 [175] a ISO/DIN 76. Stanovující **trvanlivost s 90 % pravděpodobností** na základě charakteristických vlastností Obr. 17 valivých ložisek a provozních podmínek za předpokladu dodržení základních požadavků na přesnost a kvalitu uložení ložisek, dovolené průhyby pod ložisky, zaručený hydrodynamický mazací film, krytování a záběh.



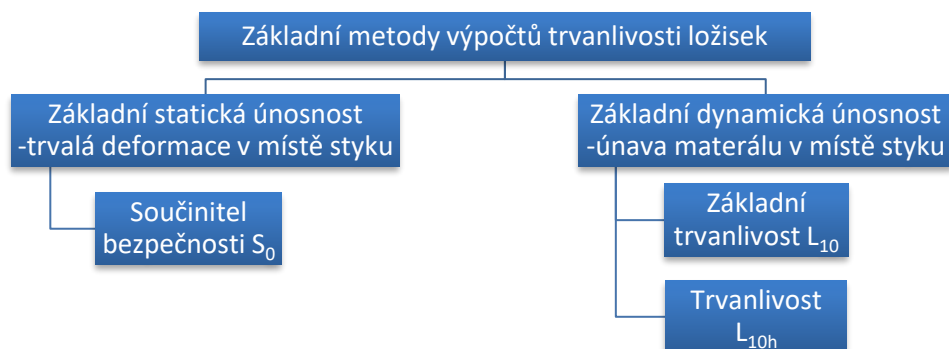
Obr. 17: Požadované provozní podmínky pro stanovení trvanlivosti ložisek

Definice a termíny pojmů vyplívají z normy ISO 5593 [176]:

- Trvanlivost (jednoho valivého ložiska):
Trvanlivostí rozumíme počet otáček, nebo dobu chodu v provozních hodinách při dané frekvenci otáčení, které vykoná jeden z kroužků vůči jinému kroužku, než se objeví první příznaky **únavy materiálu** na jednom u kroužků nebo na jednom z valivých elementů [176].
- Spolehlivost (ve vztahu k trvanlivosti ložiska):
Pro skupinu stejných valivých ložisek pracujících při stejných podmínkách provozu je procento ložisek dané skupiny, u něhož se očekává, že dosáhne nebo **překročí stanovenou trvanlivost** [176].
Pozn.: Spolehlivost konkrétního valivého ložiska je pravděpodobnost, že dané ložisko dosáhne nebo překročí stanovenou trvanlivost.
- Základní stanovená trvanlivost:
Stanovená trvanlivost přiřazená 90 % spolehlivosti pro ložiska vyráběná z běžně užívaného materiálu vysoké kvality, běžné výrobní kvality a v normálních podmínkách provozu [176].
- Modifikovaná stanovená trvanlivost:
Stanovená trvanlivost přiřazená 90 % nebo jiné spolehlivosti, se zatížením na mezi únavy a/nebo ložiska speciálních vlastností a/nebo při kontaminovaném mazání a/nebo v neobvyklých provozních podmínkách [176].

Praktické výpočty a hodnoty základní únosnosti C ; C_0 jsou stanoveny na základě výpočtů a experimentů trvanlivosti ložisek jednotlivých výrobců vřetenových ložisek např. SKF; FAG; NSK; SNFA; NTN; ZKL; ZVL; TIMKEN; IKO; UKF aj.

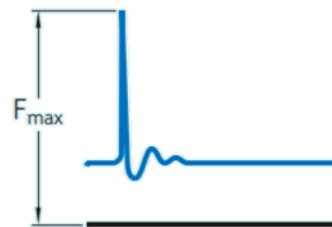
Základní metody výpočtů vřetenových ložisek jsou rozděleny dle způsobu poškození materiálu v místě valivého styku s ohledem na otáčky Obr. 18.



Obr. 18: Základní rozdělení metody výpočtu trvanlivosti ložisek

2.2.1. Základní statická únosnost

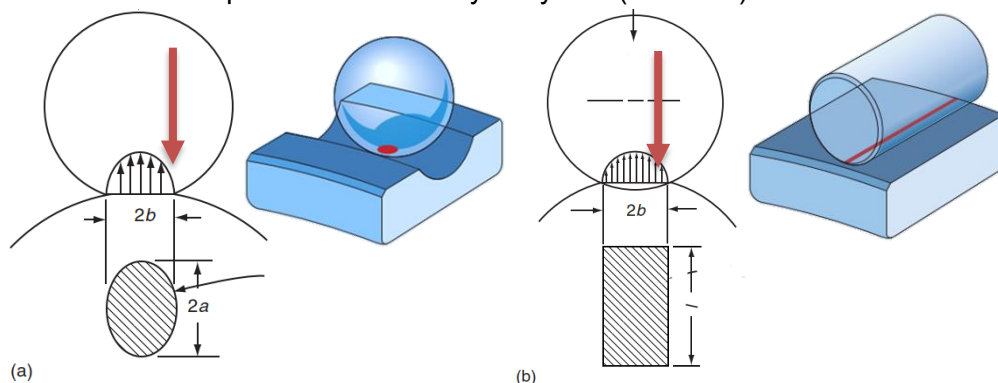
Metoda statické kontroly ložisek zohledňuje **trvalou deformaci** v místě styku vycházející z teorie Hertzových tlaků a definovaná v normě ISO 76. Metoda je používána při velmi **nízkých otáčkách vřeten** pro $n < 10$ ot/min, nebo za běžných provozních podmínek, při kterých může docházet ke **špičkovému stykovému napětí** Obr. 19 valivých elementů s oběžnou dráhou v důsledku kolize nástroje s obrobkem např.: při rychloposuvech dosahujících řádově až $40 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ a zrychlení 3 m/s^2 .



Obr. 19: Krátkodobé špičkové zatížení ložiska [239]

Hodnoty maximálních dovolených **stykového napětí** Obr. 20 mezi valivými elementy a oběžnou dráhou způsobí trvalou deformaci, která činí cca 0,0001 průměru valivého elementu [28] [231] [239].

- $2\,000 \text{ MPa} \approx \text{N/mm}^2$ pro kuličková ložiska s bodovým stykem 100Cr6 (elipsa)
- $2\,500 \text{ MPa} \approx \text{N/mm}^2$ pro kuličková ložiska s bodovým stykem Cronidur-FAG (elipsa)
- $4\,300 \text{ MPa} \approx \text{N/mm}^2$ pro ložiska s čárovým stykem (obdélník)



Obr. 20: Velikost stykové plochy v místě a) bodového b) čárového styku [27]

Součinitel statické bezpečnosti S_0 :

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0} \quad (2.13)$$

Výpočet P_0 je stanoven pro statické ekvivalentní zatížení, v rovnicích radiální a axiální složky odpovídají **maximálním možným hodnotám zatížení**, aby tato metoda dokázala zohlednit špičkové zatížení. Špičkové napětí je možné zohlednit pouze ve výpočtu statické bezpečnosti, jakožto „úder“, oproti výpočtu dynamického ekvivalentního zatížení, kde dojde ke zprůměrování špičkové hodnoty v důsledku působení síly F_{max} Obr. 19 ve velmi krátkém časovém intervalu v řádech ms [28].

Tab. 10: Výpočet statického ekvivalentního zatížení P_0 [231] [239] [245]

Typ ložiska	Statické ekvivalentní zatížení P_0 [kN]	Statický koeficient S_0 [1]	
Vřetenová ložiska			
$\alpha=15^\circ$	$P_0=F_r$ pro $F_a/F_r \leq 1,09$ $P_0=0,5 F_r+0,46 F_a$ pro $F_a/F_r > 1,09$	$S_0 > 3,0$	(2.14)
$\alpha=25^\circ$	$P_0=F_r$ pro $F_a/F_r \leq 1,31$ $P_0=0,5 F_r+0,38 F_a$ pro $F_a/F_r > 1,31$	$S_0 > 3,0$	(2.15)
Axiální kuličková ložiska obousměrná			
	$P_0=F_a$	$S_0 > 2,5$	(2.16)
Válečková ložiska			
	$P_0=F_r$	$S_0 > 4,0$	(2.17)

Pozn.: součinitel statické bezpečnosti S_0 **větší než 8** jedná se o „trvalou trvanlivost“ [231].

Špičkové zatížení lze během provozu také zachytit pomocí snímačů vibrací umístěných na vřetení nebo při měření výkonu během online monitorování vřeten.

2.2.2. Základní dynamická trvanlivost

Základní dynamická únosnost C je používána při dynamicky namáhaných stavech ložisek vřeten, při nichž dochází k zatěžování během rotace. Dynamická únosnost vyjadřuje zatížení ložisek, při nichž ložisko dosáhne **základní trvanlivosti** $L_{10}=1\,000\,000$ otáček dle normy ISO 281 [175].

Vzorec pro výpočet základní trvanlivosti dynamicky namáhaných ložisek (milióny otáček):

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (2.18)$$

Častěji používaným vzorcem je pro výpočet základní dynamická trvanlivost v hodinách:

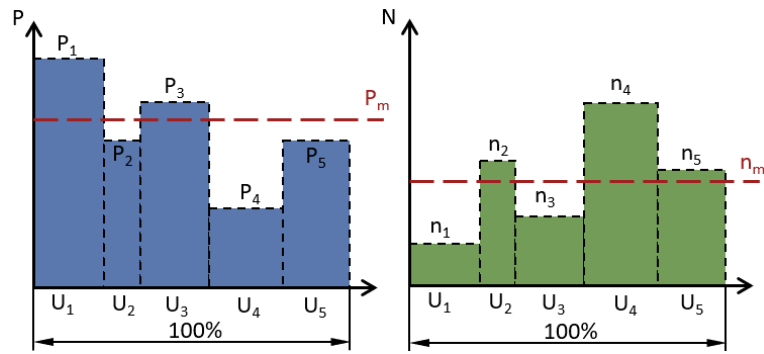
$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad (2.19)$$

Výpočet trvanlivosti ložisek při proměnlivých zatíženích a otáčkách:

Během reálného provozu se velikost zatížení a rychlost otáčení vřetena mění. Při návrhovém výpočtu vřeten je používán odhadu **zátěžného spektra** provozních podmínek

podle požadovaného použití vřeten (silové, otáčkové, univerzální).

Zatížení ložisek je vypočítáno na základě jednotlivých spekter, jejichž velikost zatížení a příslušné otáčky jsou v určitém



Obr. 21: Neproměnné časové úseky dle zátěžného spektra

časovém úseku neproměnné Obr. 21, vypočítá se střední zatížení P_m a střední otáčky n_m .

Výpočet středních otáček při proměnlivých provozních podmínkách:

$$n_m = \sum_{i=1}^n n_i \cdot \frac{q_i}{100} \quad (2.20)$$

$$n_m = n_1 \cdot \frac{q_1}{100} + n_2 \cdot \frac{q_2}{100} + \dots + n_n \cdot \frac{q_n}{100}$$

Výpočet středního zatížení při proměnlivých provozních podmínkách:

Tab. 11: Teorie výpočtu zatížení vřetenových ložisek [28] [231] [239] [245] [247] [250] [251]

FAG NTN	$P_m = \sqrt[p]{\sum_{i=1}^n P_i^p \cdot \frac{n_i}{n_m} \cdot \frac{q_i}{100}} \quad (2.21)$ $P_m = \sqrt[p]{P_1^p \cdot \frac{n_1}{n_m} \cdot \frac{q_1}{100} + P_2^p \cdot \frac{n_2}{n_m} \cdot \frac{q_2}{100} + \dots + P_n^p \cdot \frac{n_n}{n_m} \cdot \frac{q_n}{100}}$ <p><i>q-procentuální vyjádření velikosti úseku</i></p>
NSK ZKL TIMKEN	$F_m = \sqrt[p]{\frac{\sum_{i=1}^n F_i^p \cdot n_i \cdot t_i}{\sum_{i=1}^n n_i \cdot t_i}} \quad (2.22)$ $F_m = \sqrt[p]{\frac{F_1^p \cdot n_1 \cdot t_1 + F_2^p \cdot n_2 \cdot t_2 + \dots + F_n^p \cdot n_n \cdot t_n}{n_1 \cdot t_2 + n_2 \cdot t_2 + \dots + n_n \cdot t_n}}$ <p><i>t-časový interval jednotlivých úseků</i></p>
SKF	$F_m = \sqrt[p]{\frac{\sum_{i=1}^n F_i^p \cdot U_i}{U}} \quad (2.23)$ $F_m = \sqrt[p]{\frac{F_1^p \cdot U_1 + F_2^p \cdot U_2 + \dots + F_n^p \cdot U_n}{U}}$ <p><i>U-celkový počet otáček $U=U_1+U_2+$ po nichž působí zatížení $F_1;F_2$</i></p>

$p \approx 3 \dots$ s vyhovující přesností lze počítat pro všechny druhy ložisek

Na základě vypočtených hodnot středního zatížení a středních otáček vřeten dle normy ISO 281 je možné vypočítat dynamickou únosnost a trvanlivost ložisek v hodinách.

Výpočet trvanlivosti (slangově = „životnosti“) je možné počítat různými způsoby buď vypočítat trvanlivosti jednotlivých ložisek nebo počítat trvanlivost skupiny (sad) ložisek.

Dynamická únosnost C pro skupiny ložisek:

Pro výpočet dynamické únosnosti skupiny ložisek je třeba uvažovat s faktorem skupiny f_i

$$C_{group} = f_i \cdot C_{singl} \quad (2.24)$$

$$f_i = i^{0,7} \quad (2.25)$$

Tab. 12: Faktory skupiny ložisek dynamické únosnosti [239] [245] [247]

počet ložisek ve skupině	faktor skupiny f_i [1]
1	1
2	1,62
3	2,16
4	2,63
5	3,09

Trvanlivost ložisek L_{10h} :

Tab. 13: Teorie výpočtu trvanlivosti vřetenových ložisek [28] [231] [239] [245] [247] [250] [251]

FAG NSK TIMKEN	$L_{10} = \left(\frac{C_{group}}{P_m} \right)^p \quad (2.26)$
	$L_{10h} = L_{10} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_m} [hod] \quad (2.27)$
SKF NTN ZKL	$L_{10i} = \left(\frac{C_{group}}{P_i} \right)^p \quad (2.28)$
	$U_i = \frac{q_i \cdot n_i}{\sum_{i=1}^n q_n \cdot n_n} \quad (2.29)$
	<p><i>U-část trvanlivosti po nichž působí zatížení F_1 a otáčky n_1</i></p> $L_{10} = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{U_i}{L_{10i}}} = \frac{1}{\frac{U_1}{L_{101}} + \frac{U_2}{L_{102}} + \dots + \frac{U_n}{L_{10n}}} \quad (2.30)$
	$L_{10h} = L_{10} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_m} [hod] \quad (2.31)$

Vypočtené hodnoty základní trvanlivosti lze porovnávat vůči požadované trvanlivosti výrobcem vřetenových jednotek, nebo je možné se řídit **směrnou hodnotou základní trvanlivosti** L_{10h} udávané pro obráběcí stroje všeobecně 20 000 hod.

Srovnání základních metod výpočtů trvanlivosti dle ISO 281

Při porovnání metod výpočtů trvanlivosti ložisek dle normy ISO 281, lze hodnotit jen rozdíl v metodickém přístupu ve výpočtu, ale **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 pracovními (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 (středními) hodnotami zatížení a otáček.

Přední výrobci ložisek se snaží usnadnit návrh ložiskového uložení. Standardem jsou veřejně dostupné jednoduché databázové programy obsahující základní výpočty trvanlivosti. Pro náročnější aplikace během provozu je vhodné navrhovat dle metody výpočtu **modifikované trvanlivosti** (2.32) zohledňující více faktorů (součinitelů) spolehlivosti; materiálu či provozních podmínek odpovídající ISO 281:1990/Amd 2:2000.

$$L_{na} = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (2.32)$$

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** zohledňují:

- způsob mazání či znečištění
- orientaci uložení hřídele vřetene (horizontální; vertikální)
- odstředivé síly působící na ložiska způsobující odlehnutí vnitřních kroužků [32]
- mechanické modely ložisek vycházejících z Harrisových [27] modelů ložisek zohledňující změnu vnitřní geometrie vlivem zatížení ložisek
- teplotně mechanické modely ložisek Cao; Holkup [33]
- matematické modely vřeten založené na Timošenkových nosnících [71]
- povrchových napětí ložiskových kontaktů dle Harrisovy teorie [27] a Herzových tlaků

Přehled pokročilých výpočtových softwarů vřetenových ložisek: [231] [239] [245] [247]

- FAG/INA-BearinX, dříve SPICAS
- SKF SimPro Spindle, dříve BEAST
- GMN-Globus
- NTN-Bearing Technical Calculation Tool
- Mesys
- MitCalc
- aj....

2.3. Vývoj návrhu vřetenových jednotek

Přesnost a kvalita vřetenových jednotek je ovlivňována velkým množstvím faktorů během celého životního cyklu výrobku vřetenových jednotek Obr. 22.

V první fázi „Vývoje vřeten-Konstrukce“ jsou navrhovány základní teoretické **užité vlastnosti** vřetenových jednotek plynoucích z předpokladů použití vřeten při budoucím provozním procesu. Návrhovými vlastnostmi v první fázi vývoje jsou:

- výkon
- otáčky
- silové účinky
- zátěžné spektrum
- trvanlivost
- tuhost vřetena



Obr. 22: Životní cyklus vřeten

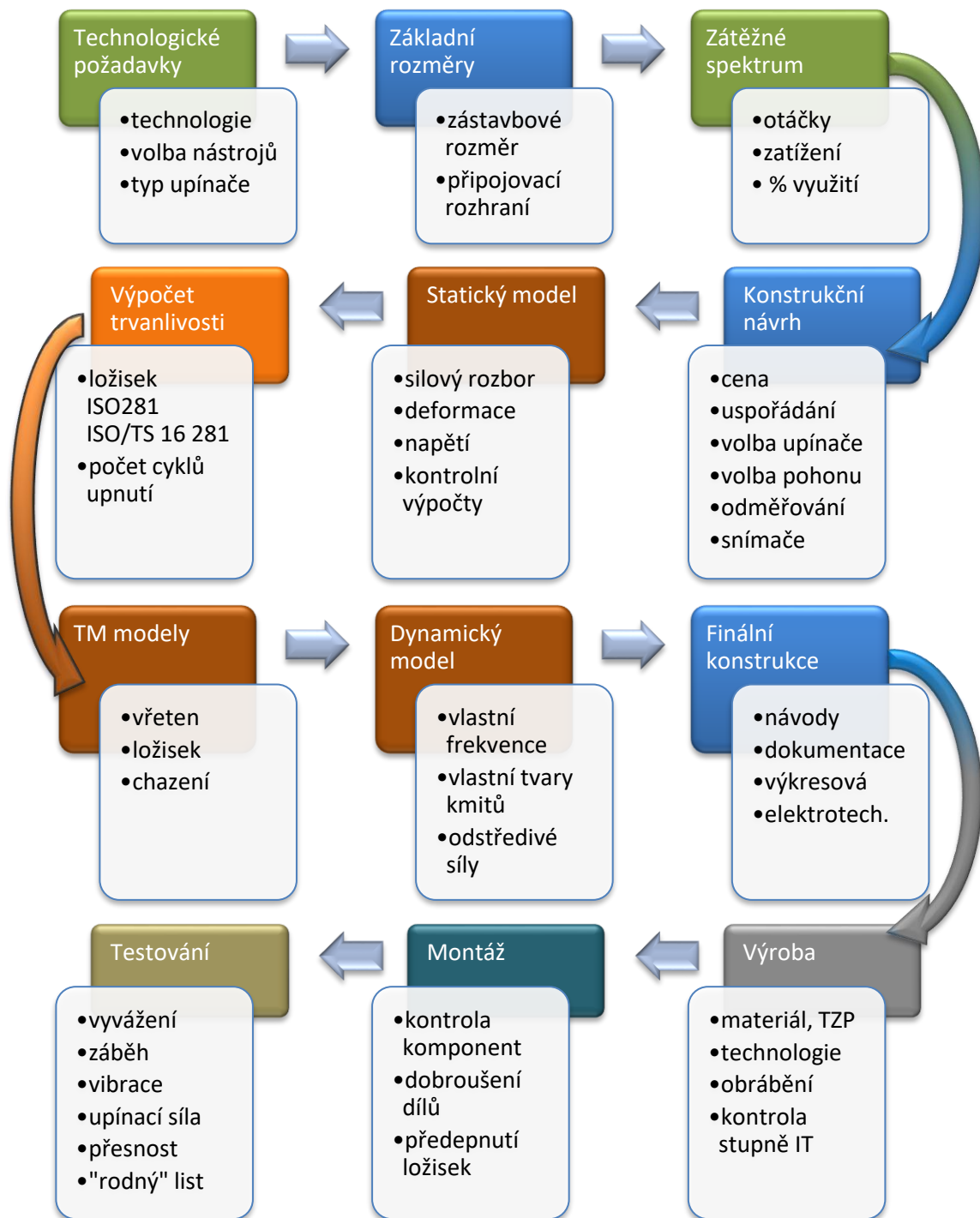
Z celkového pohledu na vřetenové jednotky je třeba se zabývat hlavním uzlem uložení. Ložiska vykonávají hlavní řezný pohyb (rotaci) přenášející potřebný řezný výkon (krouticí moment) z pohonu do řezného procesu. Z tohoto důvodu je třeba se zaměřovat na tento uzel detailněji nejen při samotném návrhu vřeten, ale i během samotného provozu. Důvodem je opotřebení; mechanické a tepelné chování ovlivňující výslednou spolehlivost, trvanlivost, přesnost a produktivitu vřeten a potažmo i celého výrobního stroje, jak již bylo zmiňováno v úvodní kapitole č. 1.

2.3.1. Postupy návrhu konstrukce elektrovřeten

Moderní konstrukce vřeten jsou dimenzovány mnohem sofistikovaněji z důvodů vyšších požadavků na současná vřetena oproti 90. letům 20.století, kdy se jednalo spíše o řemenová vřetena či vřetena s přímým pohonem. Současná vřetena dosahují vícenásobných provozních otáček (10 až 40 tis. ot.) a vyšší přesností. Z těchto důvodů je třeba návrh vřeten řešit komplexněji ve všech technických disciplínách.

Současným nástrojem pro komplexní navrhování vřeten jsou kromě standardních konstrukčních výpočtů i virtuální modely vřeten. Za konstrukční výpočty považujeme pokročilé výpočty: trvanlivostní modely ložisek, statické a dynamické modely vřeten, teplotně mechanické výpočty zdrojů tepla, návrhy chladicích kanálů v pláštích či tepelných štítů v samotné konstrukci vřeten pro samotný odvod tepla.

Již zmiňované virtuální modelování umožňující při návrhu predikovat chování hlavních částí tvořící rotační uložení vřeten. Základní popis postupu návrhu vřetenových jednotek je znázorněn na schématu Obr. 23



Obr. 23: Schéma vývoje vřetenových jednotek

2.3.2. Současné metody modelování vřeten

Vzhledem k rostoucím požadavkům na vřetena je třeba návrhy vřeten provádět mnohem komplexněji. A to díky historicky vzrůstajícím výpočtovým možnostem softwarů, který byl umožněn díky rozvoji výpočtové techniky v 70. až 80. letech 20. století. Pokrok ve výpočtech umožnil používat mnohem složitější výpočtové metody oproti popsanému základnímu modelu vřetena popsaného v kapitole 2.3.2.1. Takovou metodou jsou **konečně prvkové modely MKP**, které se používají k modelování stavby mechanické struktury

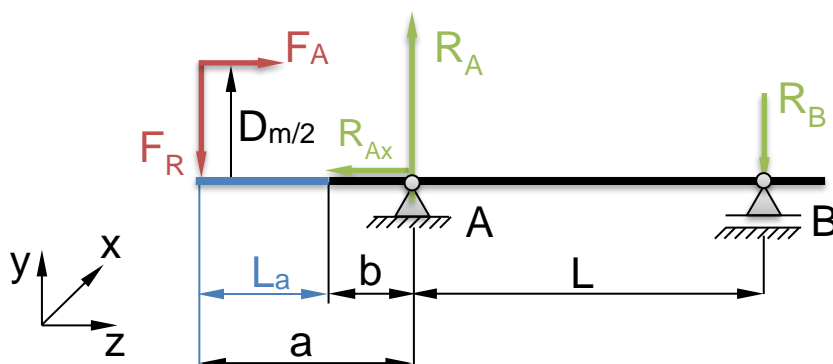
a dynamickému chování vřeten. Metoda MKP je založena na diskretizaci pomocí parciálních diferenciálních rovnic. Samotná analýza umožňuje modelování dynamiky rotorů pomocí nosníkových prvků z důvodu **symetrické stavby** hřídelů a vřeten. Díky těmto poznatkům je možno stavět matematické modely pomocí matic hmotnosti a tuhosti a správných okrajových podmínek.

2.3.2.1. Popis základního modelu vřetene

Vřetena obráběcích strojů se skládají ze základních komponent viz. kap.2.1.2 . Jedná se o pevná spojení nebo o **pohyblivá** (rotační) umožňující přenos sil krouticího momentu. Uložení vřeten se skládá z těchto důležitých částí: hřídel vřetene; těleso vřetene; ložiska a pohonu. Pro popis modelu považujeme těleso vřetene za dokonale tuhé a přesné těleso a pohon vřetena budeme předpokládat také za ideální z důvodu **zjednodušení**, vzhledem k potřebám výpočtů reakcí v ložiskách či výpočtům deformacím a tuhosti vřeten.

Základní model vřetena:

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. Zpravidla lze vřeteno uvažovat jako **nosník na dvou až třech kloubových podporách** s axiálně volným zadním uložením z hlediska dilatací. Jedná-li se o ložiska s kosoúhlým stykem je třeba uvažovat **správné umístění podpory** vzhledem k působišti sil. Válečková ložiska je nahrazeno podporou umístěnou uprostřed šířky B ložiska.

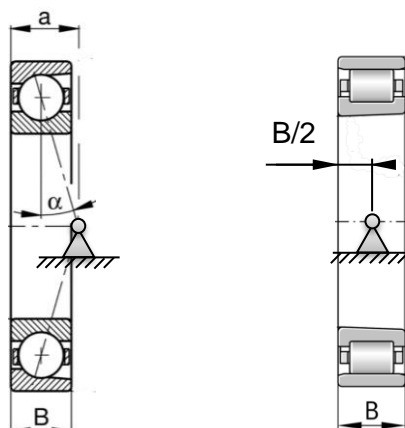


Obr. 24: Schéma vřetene – nosník na dvou kloubových podporách
Stanovení výpočtu reakcí v místě ložisek z podmínek momentové rovnováhy

$$\sum M_B = 0; \quad R_A = \frac{F_R \cdot (L_a + a + L)}{L} \quad (2.33)$$

$$\sum M_A = 0; \quad R_B = \frac{F_R \cdot (L_a + a)}{L} \quad (2.34)$$

Náhrady ložisek kloubem Obr. 25 jsou akceptovatelné vzhledem k vůlím umožňující naklonění.



Obr. 25: Umístění podpor v ložisku a) ložiska s kosoúhlým stykem b) válečková ložiska

Při výpočtu průhybu hřídele vřeten je třeba kontrolovat **úhel naklonění** v místě ložisek. Jednotlivá ložiska dovolují jen omezená naklonění v místě náhrad ložisek vzhledem k požadované přesnosti a trvanlivosti vřetenových ložisek. U vřetenových ložisek s kosoúhlým stykem se jedná o dovolené naklonění $2'$ a válečková ložiska umožňují naklonění $1'$ vzhledem k čárovému kontaktu valivých elementů.

V základních výpočtech vřeten je možné stanovit tzv. optimální vzdálenost mezi ložisky, nepsaným pravidlem pro stanovení takovéto vzdálenosti mezi ložisky je vztah:

$$L = 2,5 \text{ až } 3 \cdot d \quad (2.35)$$

Výpočet optimální vzdálenosti vychází z energetické bilance či z rovnice deformací hřídele vřeten a poddajnosti ložisek.:

$$\delta = \delta_V + \delta_L \quad (2.36)$$

Pro takovouto rovnici existuje minimum, které je splňuje podmínkou:

$$\frac{\delta_V}{\delta_L} = 0 \quad (2.37)$$

Po dosazení podmínky (2.37) do rovnice (2.36) získáme minimální hodnotu vzdálenosti L též nazývanou jako optimální vzdálenost ložisek, jedná se o hodnotu nejmenší deformace a průhybu na konci hřídele vřeten:

$$\delta = \frac{F \cdot a^2}{3 \cdot E} \cdot \left(\frac{L}{J_1} + \frac{a}{J_2} \right) + \frac{F}{L^2} \cdot [a^2 \cdot C_A + (a + L)^2 \cdot C_B] \quad (2.38)$$

2.3.2.2. Popis matematických modelů vřeten a ložisek

S potřebou zvyšovat užité vlastnosti vřeten vedlo i k potřebě **zkvalitnění návrhu konstrukce** vřeten. Díky rozvoji techniky, jak bylo zmíněno v úvodu kap. 2.3.2, již nebylo nutné vývoj vřeten vždy experimentálně ověřovat. S tím souvisí rozvoj výpočtových modelů vřeten a ložisek v počátku 70.let. **Matematické modely** vřeten umožňují komplexněji identifikovat požadovaných vlastnosti ať se jedná o **statické** (tuhost, deformace); **dynamické** vlastnosti (vlastní frekvence, ohybové tvary kmitů), či **teplotní** chování.

Základní postupy komplexních řešení jsou popsány ve vybraných publikacích autorů Javorčík [62], Demeč [63], Šooš [64] [65] [66], Hudec [67] a Pokorný [68]. Ostatní autoři popisují podobné statické a dynamické výpočty [69] [70] [71] [72] včetně s ohledem na konstrukci a uspořádání ložisek s ohledem na výslednou tuhost.

Popis historie teplotních modelů:

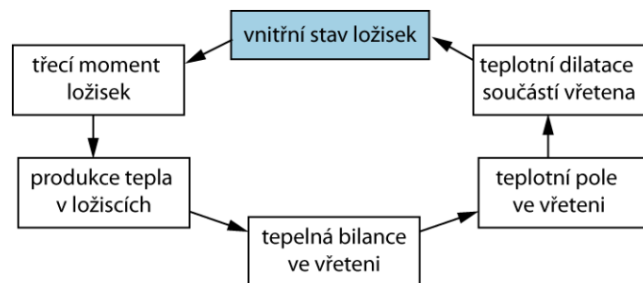
Výzkum pomocí analytických řešení predikce teploty se v roce 1967 zabývali Burton a Staph [73], odvodili **obecnou teorii teplotní stability ložisek** s kosoúhlým stykem.

V letech 1970 a 1972 Carmichael a Davies [74] [75] experimentálně zkoumali chování chlazení a mazání ložisek na předepnutí soustavy dvojice ložisek toto prací zjistili jeho významný vliv a popsali závislost chování předepnutí ložisek.

Davies rozvíjel práci s kolegou Sud v další studii [76] zkoumali vliv otáček na předepnutí ložisek a mechanické deformace v závislosti na čase. V práci popsali diferenciální rovnici prvního řádu a výpočet jejich členů. V roce 1983 Lacey a kol. [77] provedli rozsáhlý výzkum vlivu rychlosti na provozní parametry s ohledem na předepnutí a mazání. Experimenty byly prováděny v rozsahu 500 ot/min až 4500 ot/min. v práci odvodili nelineární chování předepnutí ložisek na otáčkách.

Skupina vědců z Michiganské univerzity z Purdue popsala v roce 1999 velice přesný teplotní model popsany v publikaci [34] spoluautorů Bossmanns; Stein; Tu; Harder. Na tuto kvalitní práci navázali v disertačních pracích autoři Holkup [187] a Kekula [189].

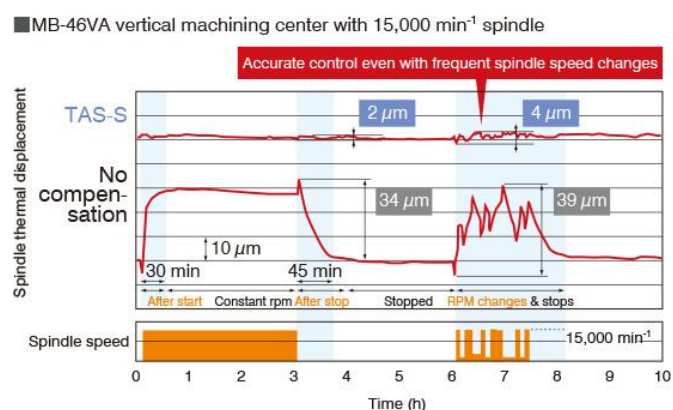
Důvodem tvorby teplotně mechanických modelů je **umožnění predikce tepla ovlivňující přesnost a dilataci vřeten** v řádech desítek tisíc milimetru. Ukázka aktivní teplotní stabilizace vřeten pomocí metody TAS-S vyvinuté a používané na strojích Okuma. Teplotně mechanické



Obr. 26: Uzavřená smyčka TM modelu [187]

deformace jsou řízeny změnou otáček do stabilní oblasti a přesnosti ložisek [258].

Na základě těchto historických článků teplotně mechanického chování vřeten docházelo k detailnímu zpřesnění popisu chování vřeten, kterým se zabývali autoři v těchto vědeckotechnických článcích: [78] [79] [80] [81] [82] [83] [84] [85] [86] [87] [88] [89] [90] [91] [92] [93] [94] [95] [96].



Obr. 27: Aktivní teplotní stabilizace vřeten TAS-S [258]

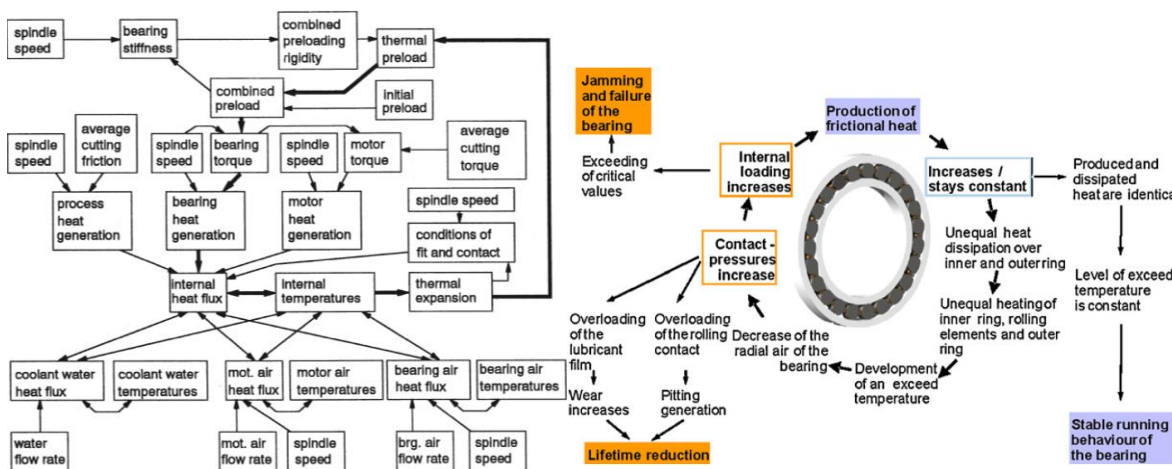
2.3.2.3. Přístupy virtuálního modelování ložisek

Dynamika ložisek se mění vlivem předpětí, řezných sil, otáček vřetena a teplotní roztažnosti. Tyto faktory vedou k nelineárnímu modelování vřetenových jednotek, která závisí na velikosti ložiskových kuliček nebo válečků, zakřivení ložiskových kroužků a kontaktního úhlu, působící zátěžné síle ovlivňující výslednou tuhost ložisek.

Dále existuje souvislost mezi tepelným a mechanickým chováním ložisek, způsobující nerovnoměrné teplotní zahřívání, ovlivňující mechanický stav ložisek, které ovlivňují generované teplo z ložiska, které opět zahřívá vnitřní stavbu vřetena. Z tohoto hlediska se následně systém může stát nestabilní a může dojít k poškození ložisek, které popsal například Butz [194] ve své disertační práci schématem znázorněným na Obr. 28.

Teorii predikce tepla v ložiscích se zabývali již v roce 1959 Palmgren [26], v roce 1966 Harris [27] a dále pak v letech 1989 Jedrzejewski [84][85].

Touto problematikou se zabývalo mnoho dalších autorů popisující tepelné chování vřetenových ložisek jejichž články jsou pouze citovány v literatuře: [53] [97] [98] [99] [100] [101] [102] [103] [104] [105] [106] [107] [108] [109] [110] [187] [189] [194].



Obr. 28: Příčiny a účinky působící na chování ložisek zleva Bosmanns [81]; Butz [194]

Současné teplotně mechanické modely ložisek jsou založeny na těchto podmínkách:

- I. relativní rychlost mezi vnitřním a vnějším kroužku
- II. rychlost – odstředivé síly a gyroskopickým momentem, působí na elementy
- III. relativní posunutí středů oběžných drah způsobených vlivem teplotní roztažnosti a normálové síly

2.4. 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, navrhováním metod pro určování technických stavů a principy konstrukce diagnostických systémů. 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, pohon, aj.).

Celé zařízení i jeho uzly se mohou nacházet v různých **technických stavech** (provozní schopnost, porucha), charakterizovaných určitou měřitelnou veličinou (síla, deformace, tlak, **teplota, vibrace, výkon**, napětí, přesnost). Těmto veličinám budeme říkat **diagnostické veličiny**. Pomocí těchto veličin lze identifikovat jednotlivé mechanismy opotřebení (poškození), respektive jejich projevy.

Vzhledem k různorodosti možných poškození a jejich projevů viz. Tab. 14 přichází v úvahu identifikace pomocí různých druhů diagnostických veličin [112] [117].

Tab. 14: Přehled možných příčin poruch vzhledem k provozním parametrům [252]

	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			✓		✓					

V souvislosti se zjišťováním technického stavu vřeten stojí před technickou diagnostikou následující základní úkoly:

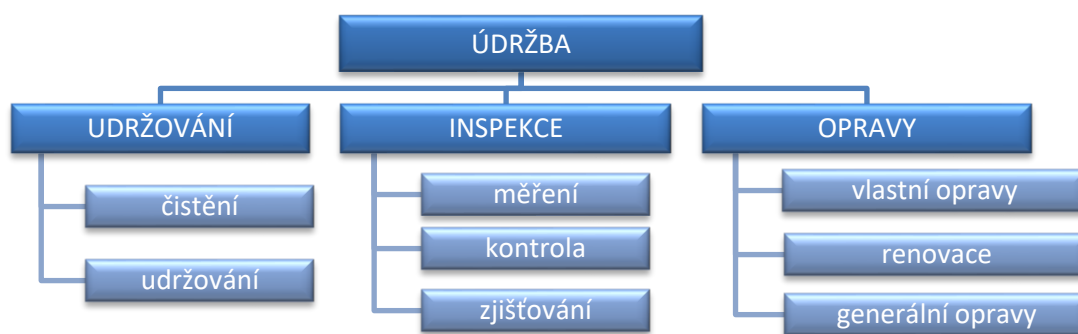
- provedení **otestování** (měření) provozuschopnosti či detekci poruchy
- identifikace místa **výskytu poruchy** (neprovozní schopný uzel) - lokalizace poruchy
- **zjištění** poruchy – odstranění poruchy, ale také i příčinu, která ji způsobila
- předpovídání (**prognóza**) provozuschopnosti zařízení

Z praktických zkušeností vyplývá, že **až 65 % oprav vřeten je zbytečných**. Příčinou většiny závad na vřetenech je **absence preventivních prohlídek** a zanedbání údržby, jejichž následky jsou potom fatální [253].

Oblast technické diagnostiky je velmi široká, vyžadující rozsáhlé technické znalosti z více specifických oborů proto je rozčleněna dle druhu a zaměření. V diagnostice vřeten se zabýváme těmito druhy diagnostik: **vibrační diagnostika** analýza kmitání; chvění; **tribodiagnostika**: analýza maziv; **termodiagnostika**: analýza teplot; **akustická diagnostika**: analýza hluku; **elektrodiagnostika**: analýza napětí a proudu.

2.4.1. Spolehlivost a údržba strojů

Diagnostika strojů a včetně 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 strojírenství činí **cca 10 % celkových nákladů** na provoz výrobních firem. Veškerá opatření v oblasti údržby se dělí do tří částí viz Obr. 29 [179] [123] [129]. V článku autorů Reichel a Müller [124] jsou popsány požadavky a výhody strategií údržby („generace“) s ohledem na požadované investice a nároky kladené na údržbu.



Obr. 29: Opatření v rámci údržby [123]

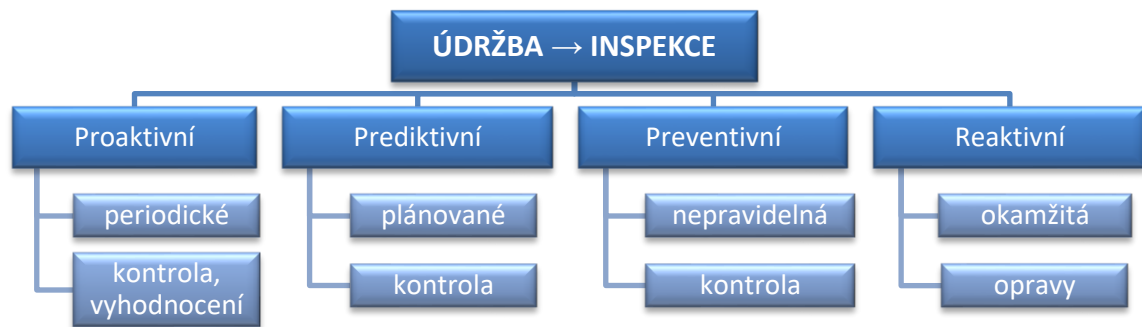
Obráběcí stroje a včetně prochází ve svém technickém životě základními fázemi – etapami viz. Obr. 22: konstrukcí, výrobou a provozováním. Součástí provozování jsou také servisy a opravy. Objektívni hodnocení bezpečného a spolehlivého stavu zařízení zabezpečují **přejímky či inspekce**. Proto dochází k průběžnému **sledování stroje**, kterou lze rozdělit na jednotlivé **strategie údržby**.

2.4.1.1. Reaktivní údržba:

Nedá se hovořit už o údržbě jako takové v pravém slova smyslu, ale spíše o **nutné opravě**. Tento způsob je bohužel jednu z nejčastěji používaných strategií údržby strojů s mylnou představou, že se ušetří. Opak je pravdou. **Náklady na reaktivní údržbu jsou 5x až 8x vyšší** než při pravidelných plánovaných prohlídkách [112].

2.4.1.2. Preventivní údržba:

Podstatou této strategie je prevence, tzn. Preventivně prováděné kontrolní měření diagnostických veličin v **pravidelných časových intervalech**, a to bez ohledu na stav zařízení. Tento způsob údržby je technologicky náročnější než reaktivní údržba, výrazně ale snižuje riziko havárie zařízení. Časově se inspekce strojů volí v obdobích dovolených či plánovaných odstávek strojů [112] [123] [125] [129].



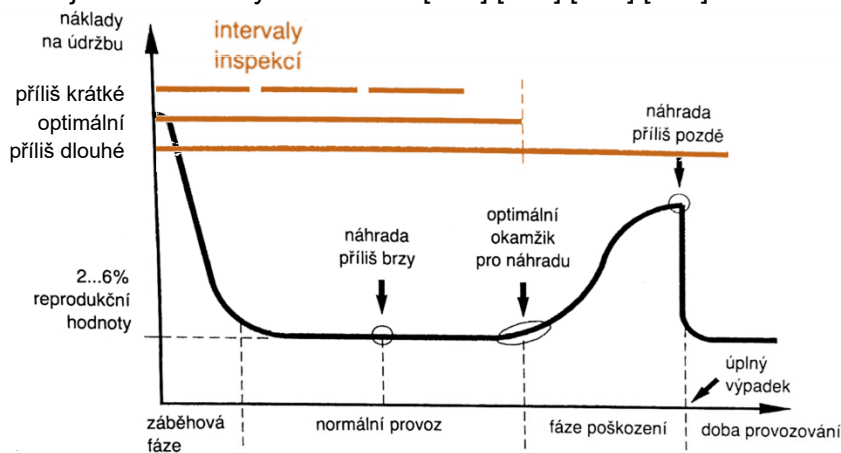
Obr. 30: Přehled typů údržby podle EN 13306 [180]

2.4.1.3. Prediktivní údržba:

Principem této údržby je předpověď (=predikce) technického stavu zařízení **pro včasné plánování nutné odstávky**. Cílem diagnostiky je průběžný sběr informací (diag. veličin), aby byl jasný vývoj změn vlastností v čase. Jedná se o takzvané trendování diagnostických veličin [112] [123] [125] [129].

2.4.1.4. Proaktivní údržba:

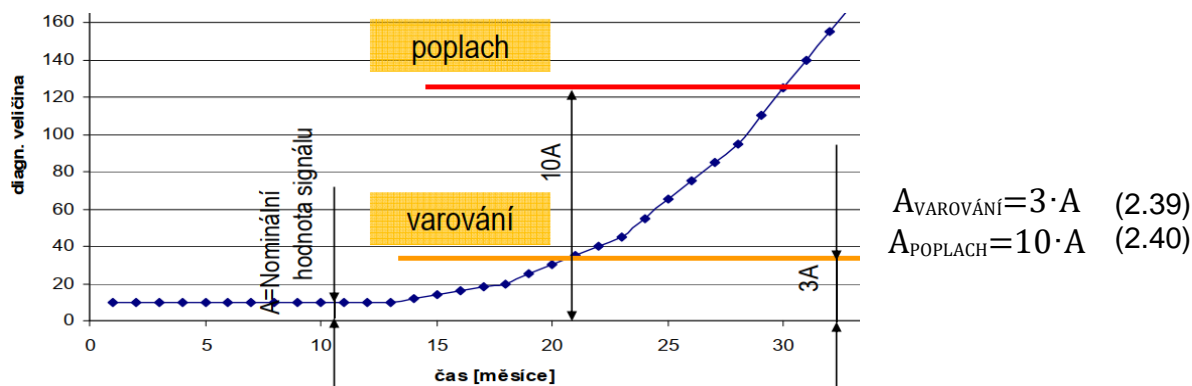
Jedná se o stejný princip jako je zahrnut v prediktivní údržbě s tím, že se navíc nezaměřuje pouze na sledované symptomy stavu zařízení, ale **komplexně hodnotí stav stroje** a snaží se proaktivně hodnotit příčiny poškození zařízení. Náklady na údržbu jsou důležitým faktorem ovlivňující správný výběr strategie údržby nejen z ekonomického hlediska, ale také z časové náročnosti na plánování jednotlivých inspekcí, vývoj nákladů na údržbu jsou zobrazeny na Obr. 31 [112] [123] [125] [129].



Obr. 31: Vývoj nákladů na údržbu během provozu [123]

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**.

Ukázka příkladů grafů trendů viz. Obr. 32. Limity hodnot varování a poplachu se stanovují na základě norem, praktických zkušeností nebo požadovaných **limitů hodnot** diagnostických veličin zákazníkem. Obecně platí vztahy pro varování a poplach na základě nominální hodnoty zpracovávaného signálu. Při rozvoji chyb je vidět **exponenciální** nárůst diagnostikované veličiny.



Obr. 32: Grafy trendů diagramů veličin s limity varování a poplachu [119]

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. 14 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

Shrnutí údržby vřetenových jednotek.

Všechny vřetenové jednotky (frézovací, soustružnické, brousící) by měly být podrobovány pravidelným komplexním prohlídkám, aby nedocházelo ke zbytečným poruchám: **vibraci** (stav ložisek, nevývaha, mazání apod.); **chlazení** nástrojů; **těsnosti** převodníků médií; chlazení **motoru**; **upínacích** systémů; **geometrii** upínacího rozhraní.

S tím souvisí i měření geometrických úchylek a přesnosti vřetenových jednotek vzhledem k celkové přesnosti stroje viz kap. 2.4.2 Měření stavu vřeten. Vzhledem k údržbě je třeba sledovat a kontrolovat celkový stav stroje pomocí zkoušek obráběcích strojů zahrnutých v ČSN ISO 230-1 až 10 [185], či jiných metod, které v ní nejsou obsaženy [119] [252] [253].

Globální pohled na zavádění údržby

Z hlediska zavádění prediktivní údržby do výroby byla vytvořena komplexní studie napříč USA, Kanadou, Velkou Británií a Austrálií, ve které bylo zahrnuto 500 průmyslových podniků výsledkem bylo: [264]

- | | |
|---|--|
| + pokles nákladů na údržbu o 25 %-30 % | - nárůst 30 % nákladů na náhradní díly |
| + pokles počtu poruch 70 % až 75 % | - počáteční jednorázové investice na zavedení prediktivní údržby |
| + snížení prostojů o 35 % až 45 % | - investice na zaškolení personálu údržby |
| + energetická úspora až 15 % | - náklady na údržbu zařízení preventivní údržby |
| + prodloužení trvanlivosti výrobních strojů | |
| + návratnost investic zhruba 3-5 měsíců | |
| + navýšila provozní (výrobní) doba o 30 % díky včasné diagnostice závad | |

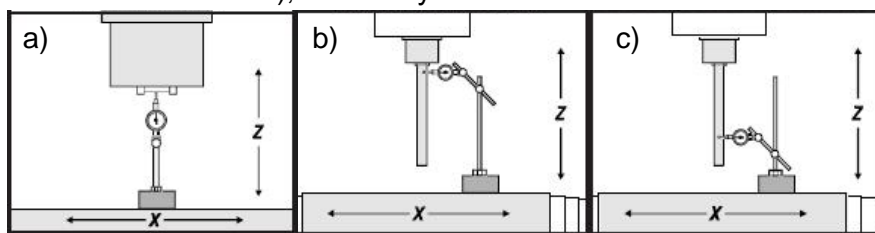
2.4.2. Měření stavu vřeten

Druhy měření stavu vřeten zmiňované v této kapitole jsou používány pro zjištění stavu vřeten během servisu v provozech 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:

- házivosti dutiny vřetene pro upínání nástroje Obr. 34 a)
- házení na základním trnu u čela trnu Obr. 34 b)
- házení na základním trnu ve vzdálenosti 300 mm od čela trnu Obr. 34 c); dle normy ČSN 10791-2



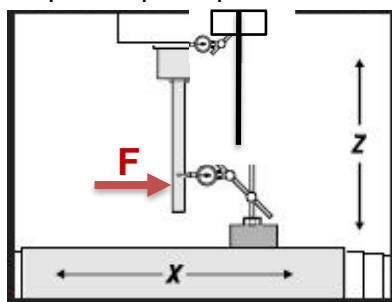
Obr. 34: Měření házivosti vřeten

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 $<5 \mu\text{m}$. [252].

Měření tuhosti

Měření tuhosti vřetene se provádí pro identifikaci tuhosti ložisek a uložení vřetena vůči vřeteníku stroje. Snížení tuhosti mohlo nastat v důsledku:

- poškození ložisek
- uvolnění uložení ložisek způsobené špatnou volbou tolerance ložisek nebo uvolněním vložkovaného tubusu po opravách vřeten,
- pokles předepnutí ložisek způsobené možným uvolněním pojišťovacích matic,



Obr. 35: Měření tuhosti vřetena

Této metoda není vhodná pro trendování (zatěžující síla F nebude v praxi nikdy stejná), ale je to **důležitý ukazatel** přítomnosti vůle v uložení či špatné funkce upínacího mechanismu nebo nedokonalé upnutí v dutině.



Obr. 33: Ukázka měření házivosti vřetene úhlové hlavy [252]

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.

Velikost upínací síly viz. Tab. 5 se může lišit dle principu upínání, typu upínače a dle výrobce. Měření probíhá při servisních kontrolách pomocí přesných specializovaných měřidel pro měření upínacích sil Obr. 36 nástrojových dutin (např. OTT-Jakob).

Pokles upínací síly může vést ke **zhoršení tuhosti upnutí nástroje**, které způsobuje horší kvalitu obrobených ploch, v extrémních případech může dojít až k uvolnění nástroje během obrábění. Takovýto extrémní stav má za následek zničení vřetena a poškození pracovního prostoru stroje.



Obr. 36: Měření up. síly pomocí měřidla Power Check [252]

Měření přesnosti chodu vřetene za rotace

Metodika měření vychází normy ISO 230-7, jedná se o metodu měření bez zátěže. Měření se provádí pro zahřáté a zaběhnuté vřeteno. Měření probíhá pro předepsané otáčky: 10 %, 50 % a 100 %, dle normy je vhodná hodnota vzorkovací frekvence 100X vyšší než otáčková frekvence, aby bylo minimálně změřeno 100 hodnot za otáčku. Měřicí trn (artefakt) musí být geometricky přesný tvar válce nebo koule. V praxi se používá artefaktu s kulovou plochou díky necitlivosti na sklon při rotaci, na válcovém trnu by se tato chyba mohlo projevit jako druhý harmonický násobek otáčkové frekvence [119] [120] [122].

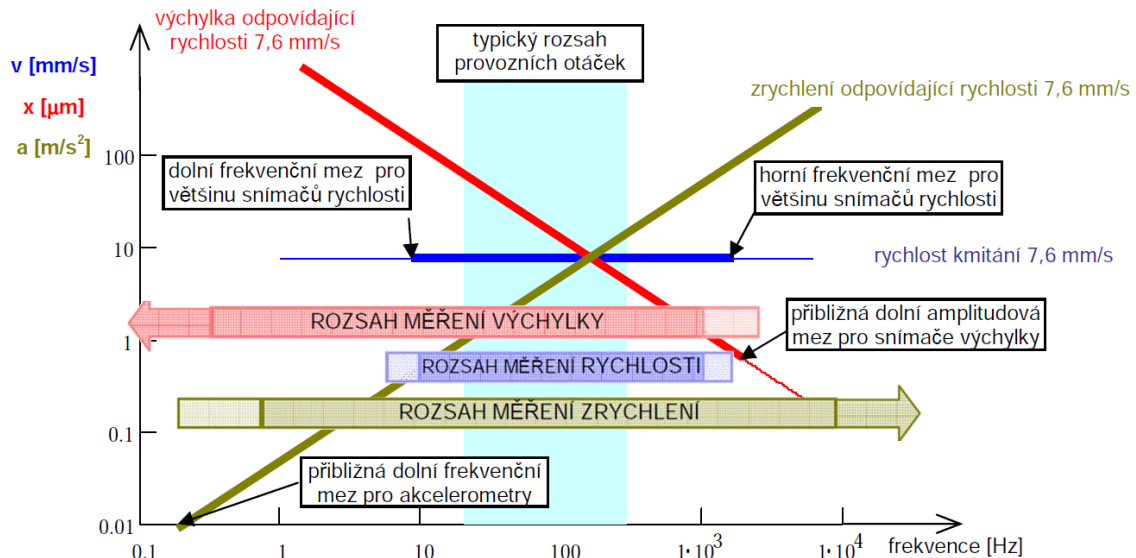
Shrnutí z měření přesnosti

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.

2.4.3. 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 **výhyčky**, pro vyšší měřené frekvence má lepší přesnost **zrychlení**.



Obr. 37: Limity měřených veličin vibrací [122]

Vlastní frekvence:

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{m}} [\text{Hz}] \quad (2.41)$$

Perioda:

$$T = \frac{1}{f} = \frac{2 \cdot \pi}{\omega} [\text{s}] \quad (2.42)$$

2.4.3.1. Snímače a měřené veličiny

Snímače vibrací

Snímače vibrací měří **kmitavý pohyb** celku. Je zapotřebí, ale rozlišovat o jaký druh relativního nebo absolutního kmitání se jedná. Vztah mechanického kmitání sestaveného ze zrychlení, rychlost a výchylka je interpretováno rovnicí:

$$m\ddot{y} + b\dot{y} + ky = F_b = M\ddot{x} \quad (2.43)$$

Tab. 15: Popis měřených veličin snímačů a charakteristických rovnic

veličina	jednotka	snímač	rovnice
výchylka	mm; μm	indukční snímač	$m\ddot{y} = M\ddot{x} \rightarrow y \approx x$
rychlost	m/s	akcelerometr	$b\dot{y} = M\ddot{x} \rightarrow y \approx \dot{x}$
zrychlení	m ² /s; g	akcelerometr	$ky = M\ddot{x} \rightarrow y \approx \ddot{x}$

Zrychlení

Zrychlení vibrací $a(t)$ [ms⁻²] je **nejpřesnějším parametrem** pro identifikaci jevů pohybujících se frekvenčně nad 5 kHz. Pomocí **akcelerometru** dochází k měření poruch ložisek či

ozubení. Díky vysokofrekvenčním vibracím je možné zachytit i energeticky méně viditelné jevy pro sledování úzkopásmových specifikací chování ložisek.

$$a(t) = \frac{dv}{dt} = -X \cdot \omega^2 \cdot \sin(\omega t) \quad (2.44)$$

Efektivní hodnota

Efektivní hodnota bere zřetel, jak na časový průběh kmitání taky na obsah energie Indexované označení je ef, např.: rychlost kmitání v_{ef} , další možné indexování je RMS (root-mean-square) efektivní hodnotu rychlosti kmitání:

$$x_{ef} = x_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{t} \cdot \int_0^T x^2 dt} \quad (2.45)$$

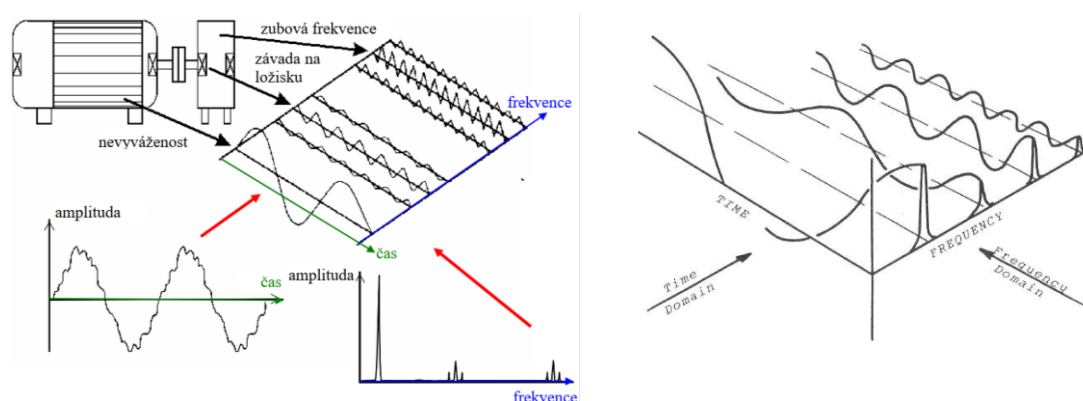
Hodnocení měřených veličin:

Obecné směrnice pro měření a hodnocení vibrací na nerotačních částech strojů popisuje norma ČSN ISO 10816-1, ČSN ISO 20816-1 [181] [182] [183].

Pro umístování snímačů, typu a umístění existuje doporučení mezinárodní konvence **MIMOSA** (Machinery Information Management Open Systems – Alliance) kombinující specifikace API670 s obvyklou praxí a jejich logickou kombinací. Podrobnější informace jsou popsány v normě ČSN ISO 13373-1 [184].

2.4.3.2. Metody vyhodnocování

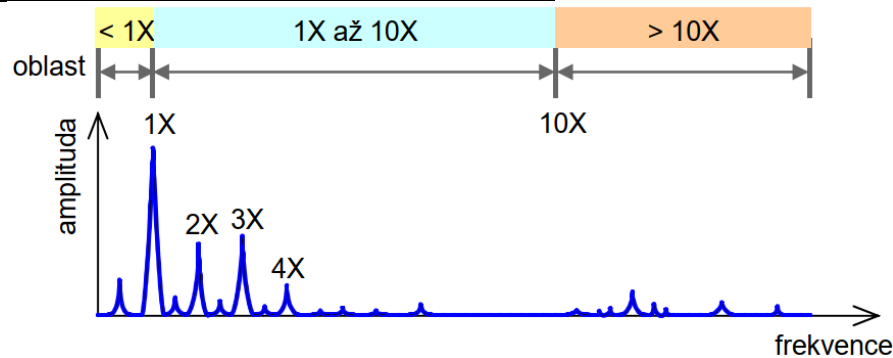
Celkové vibrace strojů či vřeten se skládají **kmitání** (vibrací) jednotlivých částí, které jsou zobrazeny v jednom výstupním signálu. Pro vyhodnocování se používají **frekvenční analýzy**. Identifikaci a rozklad jednotlivých signálů do frekvenční oblasti se provádí pomocí metody, kterou navrhl francouzský 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 [112] [119] [122].



Obr. 38: Princip zpracování frekvenční analýzy [122]

Pro vyhodnocení dat z analyzátoru pomocí metody FFT, je nutno nastavit v analyzátoru správné parametry: **frekvenční rozsah** od 0 až 10 Hz po 0 až 40 kHz; počet **spektrálních čar** od 10 do 6400 čar; **vzorkovací frekvenci**; typ a počet **průměrování**.

Rozdělení frekvenčního spektra na významné oblasti



Obr. 39: Rozdělení frekvenčního spektra [122]

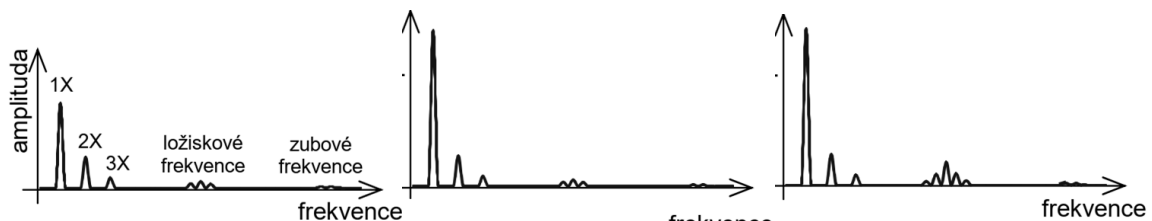
Významné oblasti

- 1X – otáčková frekvence hřídele
- 2X, 3X – násobky otáčkových frekvencí (harmonické složky)
- Oblast <1X – subsynchronní oblast, výskyt frekvence řemenů vřeten, či klecí ložisek
- 1X až 10X – nízkofrekvenční oblast související s otáčkami. Výskyt mechanických závad (nevývaha, nesouosost, uvolnění ložisek).
- Oblast 10X> – vysokofrekvenční oblast. Výskyt poruch valivých ložisek a ozubení.

Posuzování stavu stroje dle spekter:

Jedním ze základních postupů vyhodnocování dat je **porovnávání** frekvenčních spekter oproti původnímu provoznímu stavu (referenční spektrum).

Na základě změn je jednodušší vyhodnocovat a posuzovat k jakým změnám poruchám nastalo a jak se tyto změny projevují ve frekvenčním spektru. Obr. 40 zobrazuje **referenční spektrum** druhý graf znázorňuje zvýšení harmonických složek – příčina nesouososti či nevývahy. Poslední graf zobrazuje zvýšení špiček v oblasti ložiskových frekvencí jejíž příčinou by bylo poškození ložisek [120] [122].



Obr. 40: Posuzování stavu vůči referenčnímu spektru [122]

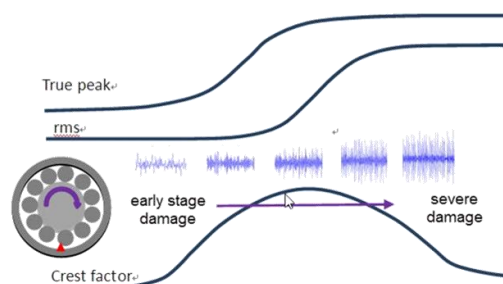
Jednotlivé metody měření detekují **kinematické frekvence chyb** odpovídající velikosti a frekvenci. Zobrazené ve frekvenčním spektru slouží pro další vyhodnocení pomocí metod vyvinutých výrobcí ložisek či měřicí techniky.

2.4.3.3. Metody vibrační diagnostiky

Pozn.: Než začaly být používány všechny moderní metody diagnostiky bylo používáno základních lidských vjemů, jako byl **sluch** a **hmat**, které byly zároveň u zrodu všech diagnostických metod.

Crest faktor

Rozšiřující metoda o stavu ložiska či ozub. kol v pásmu od 10 Hz až 10 kHz. Crest faktor je **hodnota poměru** špičkové hodnoty signálu vůči jeho efektivní hodnotě. Dobrý stav ložiska je při hodnotě Crest faktoru 2 až 4, při nárůstu poměru nad hodnotu 20 je identifikováno poškození [113] [120] [126].



Obr. 41: Zobrazení poškození ložisek pomocí Crest faktoru [126]

$$\text{Crest faktor} = \frac{\text{špičková hodnota}}{\text{efektivní (RMS)}} \quad (2.46)$$

Q-faktor

Metoda je založená na podobném principu jako metoda Crest faktoru. Dochází k **porovnání poměru** střední hodnoty a špičkové hodnoty.

$$\text{Qfaktor} = \frac{\text{střední hodnota}}{\text{špičková hodnota}} \quad (2.47)$$

Metoda SEE

Technologie poskytuje velmi včasnou detekci závad ložisek a převodů ozubených kol **měřením akustické emise generované mezi kovem**. Příčiny vzniku akustické emise: defekty ložisek; nedostatečné mazání; dynamická přetížení nebo kontakt kov-kov. SEE používá speciální ultrazvukové snímače akustické emise (piezoakcelerometry s frekvenčním rozsahem 150 až 500 kHz [113] [117] [119] [242].

V praxi tato metoda není moc používaná z důvodů použití speciálních snímačů a extrémně brzkého zachytávání poškození. Pro rozvíjející se poškození jsou dostačující metody HFD či obálka zrychlení [252].

Metoda rázových pulzů SPM

Princip patentované metody SPM, vyvinuté v 70. letech, spočívá v **identifikaci rázových pulzů** tzn.: krátkodobých vln malou energií vyvolenou mechanickými mikro rázy

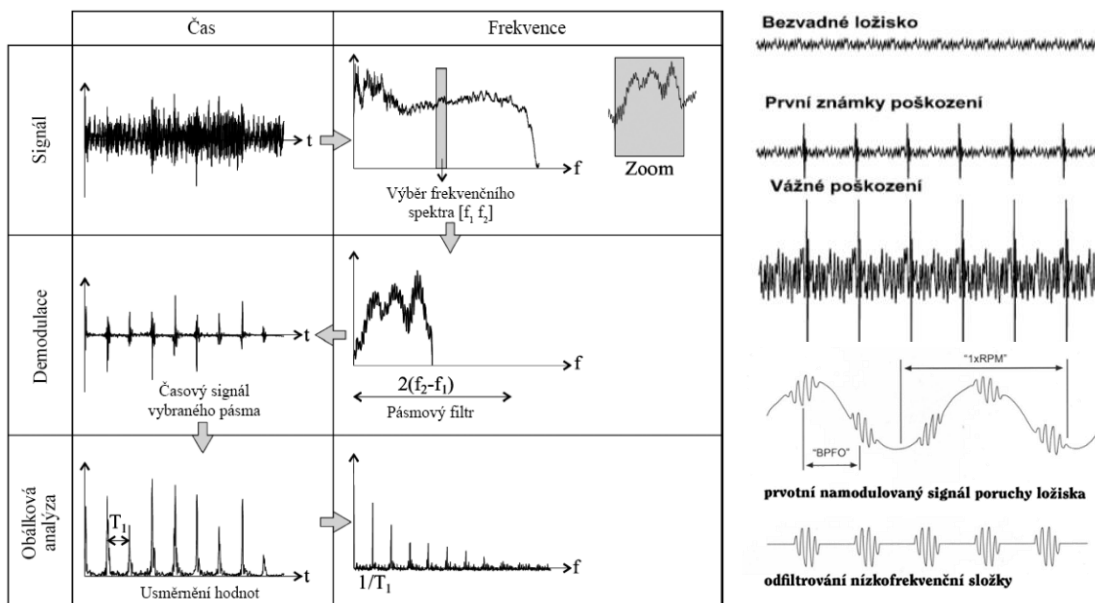
Měřicí přístroj vyhodnocuje absolutní hodnotu pulzů a střední hodnotu amplitudy vibrací v rezonanční **oblasti 30 až 34kHz**. Měřením v takto vysokých pásmech odpadá nutnost zesílení signálu a zpracováváný signál je mnohem kvalitnější. Metoda umožňuje měřit i kvalitu mazací vrstvy [130] [131] [259].

Vysokofrekvenční detekce (HFD)

Vysokofrekvenční detekcí je možné **včas upozornit na závadu** ložiska. Metoda udává číselnou hodnotu celkové úrovně vibrací v jednotkách „g“ generovaných ve vysokofrekvenčním pásmu 5 kHz až 60 kHz malými vibracemi měřených akcelerometry [115] [118].

Obálková analýza

Cílem obálkování je **odfiltrovat vibrační signály** nízkých kmitočtů související s otáčkami a zvýraznit signály od závad ložisek. Envelope (obálka) spektrum je vyhodnocováno v oblasti mezi 500 Hz až 20 kHz. Princip vyhodnocení obálkové analýzy je zobrazen na Obr. 42. Měřený signál je pásmovým filtrem oříznut v rozsahu f_1 , f_2 ve vysokofrekvenční oblasti ložiskových poruch. Signál je demodulován, aby **tvořil obálku měřeného signálu**. Demodulovaný signál je převeden do frekvenční analýzy obsahující případné poruchy ložisek [117] [119] [242].

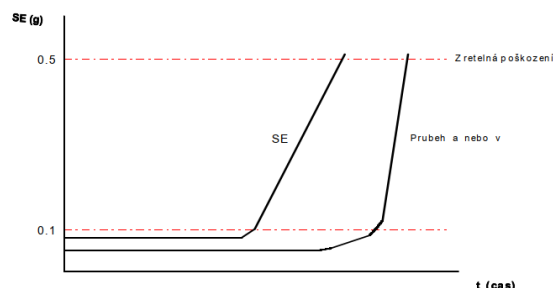


Obr. 42: Princip a postup obálkové analýzy [116]

Spektrum obálky získáme pomocí FFT analyzátoru, které obsahuje složky, jejíž frekvence udává **kinematické frekvence ložiska** (frekvence vnitřního kroužku f_{BPBI} ; frekvence klece ložiska f_{FT} ; frekvence vnějšího kroužku f_{BPFO} ; frekvence valivých těles f_{BSF})

Metoda energie špičky (SE)

Metoda měří energii pulzů v rozsahu od 15kHz až 35kHz (resp. 50kHz). Dochází k měření trojice veličin: střední hodnota zrychlení; frekvence pulsů; výkmit zrychlení pulsů. Tato metoda má mnohem **rychlejší vypovídající reakci o identifikaci vady** oproti měření hodnot rychlosti a zrychlení vibrací. Měření je prováděno dotykovou sondou což je nevýhodou této metody [118].



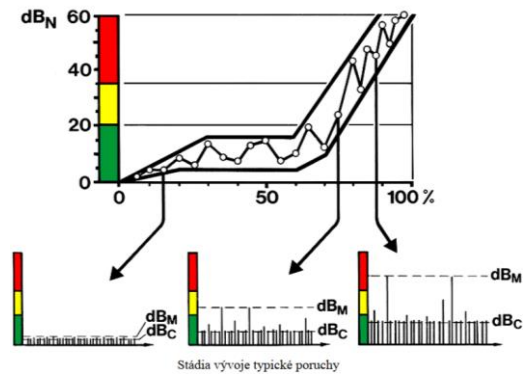
Obr. 43: Průběh měření špičkové energie SE a rychlosti v ; zrychlená a [118]

Analýza DPE

Metoda detekující obálku špiček (peak enveloping) zrychlení malých impulzů. Metoda umožňuje identifikovat poškození ložiska v zašuměném prostředí [118].

Metoda BCU (Bearing Condition Unit)

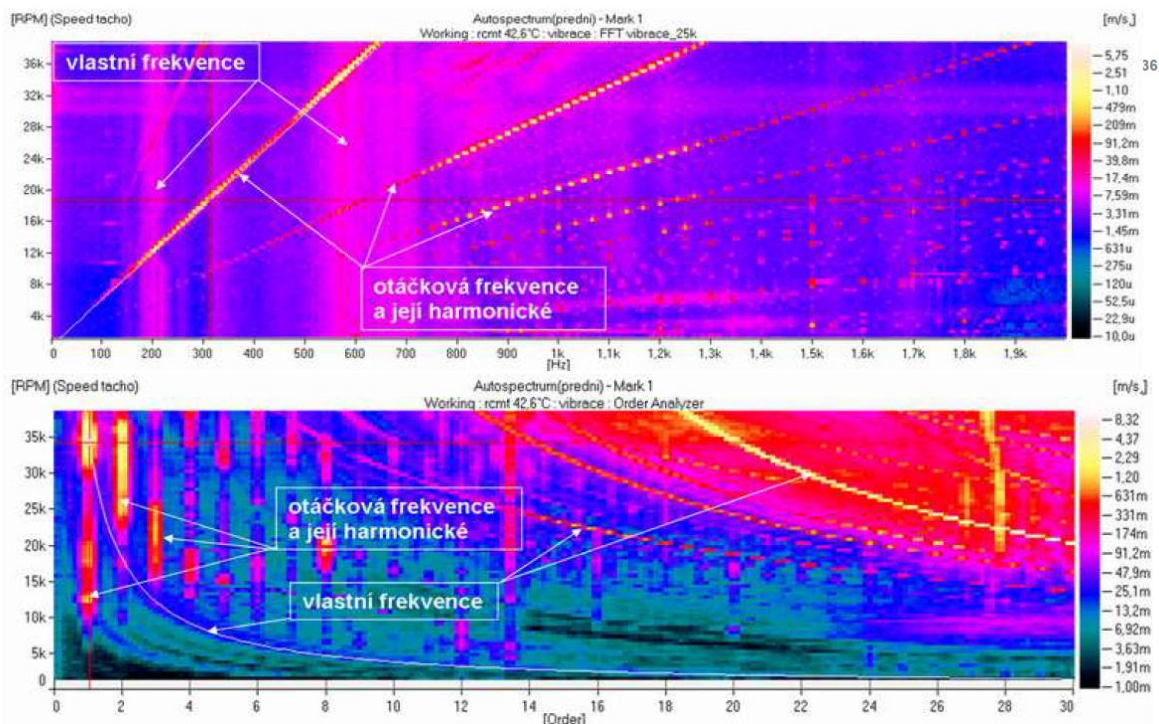
Metoda je používána v přístrojích firmy Schenk. Princip je založen na měření rezonančního kmitání snímače, vybuzeného **rázovými pulzy** při průchodu kuličky nad trhlinou v rezonanční oblasti 20 až 40 kHz.. Měřítkem vyhodnocující stav je nárůst BCU 3 až 4 násobek základní hodnoty znamená poškozené ložisko určené na výměnu [113] [118].



Obr. 44: Stádia vývoje chyby[259]

Doběhové a rozběhové testy

Jedná se o efektivní způsob analýzy strojů s proměnnými otáčkami. Řádomá analýza analyzuje průběh otáčení měřený při každé otáčce hřídele včetně pomoci nastavení počtu vzorků za jednu otáčku. Tento proces drží počet vzorků za otáčku **konstantní** bez ohledu na rychlost otáčení hřídele. Princip metody spočívá v měření hodnoty amplitudy zrychlení vibrací při volném doběhu včetně z maximálních otáček do klidového stavu. Výsledky jsou interpretovány do 2D grafů viz. Obr. 45 (spektrální či řádomá mapa) [119].



Obr. 45: Spektrální a řádomá zobrazení doběhového testu [119]

Řád (order) je bezrozměrná veličina udávající podíl mezi frekvencí a měřenými otáčkami:

$$[ord] = \frac{[Hz]}{n_{ref}} \quad (2.48)$$

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 kompletní ch strojů

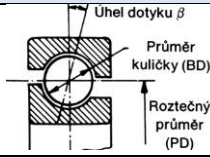
Měření provádějí se na nerotačních částech jsou u mnoha strojů dostatečná k vhodnému charakterizování jejich provozních podmínek s ohledem na bezporuchový provoz. Existují však některé příklady, kdy je zapotřebí nutné monitorovat stroj pomocí měření, jak na rotujících, tak na nerotujících částech. Norma stanovuje hodnoty vibrací pro **efektivní hodnotu vibrací** v_{RMS} v frekvenčním rozsahu 10 až 1kHz [181].

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 změřeného 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**.

Tabulka Tab. 16 popisuje mnoho **obvyklých závad** a hodnoty odpovídajících charakteristických kmitočtů, vztažených k pracovní rychlosti. Odpovídající hodnoty je třeba stanovit pro každé vřeteno samostatně.

Tab. 16: Specifikace závad na základě vibrací [120] [252] [261]

druh závady	kmitočet Hz=ot/min/60	směr	poznámka
nevyvážené díly	1X ot/min	radiální	obvyklá příčina nadměrného chvění
nesouosé a ohnuté hřídele	1X ot/min 2X ot/min 3X-4X ot/min	radiální axiální	obvyklá závada
mechanická vůle	2X ot/min		subharmonické jako v případě uvolnění radiálních ložisek
poškozená valivá ložiska viz. kap.0	vibrace rázů pro ložiska vibrace v oblasti vysokých frekvencí (2-60 kHz)	radiální axiální	
radiální ložiska uvolněná v tělesech	subharmonické frekvence rychlosti otáčení hřídele vřetena 1/2X ot/min 1/3X ot/min	spíše radiální	vůle se projevuje pouze při spuštění a zahřívání vřetene na provozní teplotu; při kterých by mělo dojít k správnému vymezení všech vůlí
víření olejového filmu házení radiálních ložisek	0,42-0,48X ot/min lehce nižší hodnota než frekvence otáčení	spíše radiální	vysokootáčkových vřeten
hysterezní víření	vlastní frekvence	radiální	vibrace vyvolané při kritických otáčkách, přetrvávají i ve vysokých rychlostech
poškození řemenů	1;2;3;4 X ot/min	radiální	příčinu je možné zjistit pomocí stroboskopu
nevyvážené dvojice	1X ot/min její násobky	radiální	

2.4.4. 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:[120][261] [262]

- **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.**

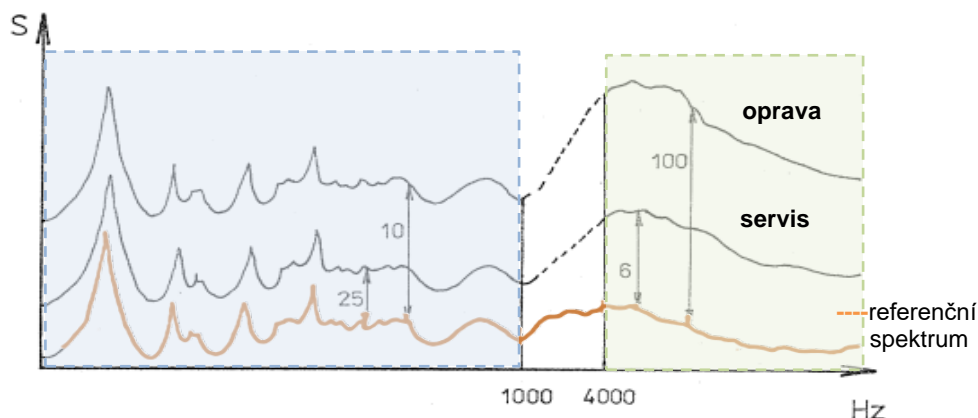
Dle jednoho z prvních výrobců vibrační diagnostiky Brüel & Kjær a zkušenostem při sledování vibračních spekter při servisu vřeten, jsou stanoveny doporučení pro porovnávání amplitudy vůči referenčnímu spektru „rodný list vřeten“ viz. Obr. 46 [261] [262].

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**



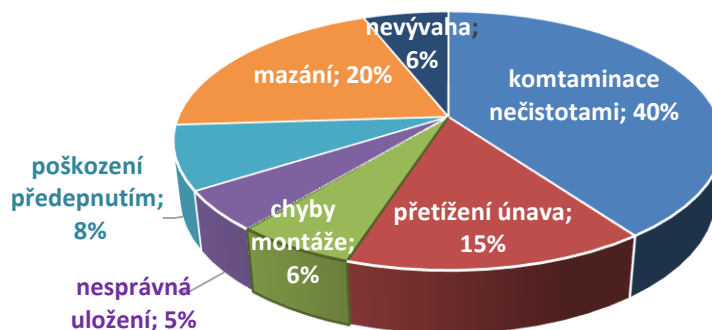
Obr. 46: Referenční spektra [261]

Jediným a základním problémem této metody je **referenční spektrum**. Doposud výrobce neposkytuje referenční spektrum vibrací stroje při jeho prodeji. Jsou provozovatele, kteří při přejímce stroje na vlastní náklady provádějí nebo si nechají provádět vibrační diagnostiku. Získají tím referenční spektrum a také se přesvědčí, že koupili dobrý stroj. Přejímky u výrobců, a to jak dílčích dodávek, tak investičních celků jsem zavedl na několika podnicích. Odhad podle referenčního spektra lze použít jenom v tom případě, že výrobce nebo montážní organizace dodá referenční spektrum stroje jako protokol o provedené výstupní zkoušce [114] [120].

2.4.5. Příčiny selhání vřeten a ložisek

Vzhledem k celkové složitosti stavby vřeten a jejich různorodosti konstrukce jsou vřetena složitá a zároveň velice citlivá na jakákoliv poškození, kterými mohou být například tyto nejčastější příčiny poruch:

- poruchy ložisek
- nevývaha
- nesouosost
- mechanické uvolnění
- špatná montáž
- špatné mazání
- špatné chlazení



Příčiny těchto poruch jsou *Obr. 47: Příčiny problémů selhání vřeten [231][239][245][247][252]*

někdy zapříčiněny nechtěnou kolizí vřeten během výrobního procesu, při které může dojít k jakémukoliv poškození. Ale existují i naopak příčiny způsobené určitou náhodností, anebo existuje velká skupina příčin způsobených neznalostí a špatným používáním periférií či nevhodným chováním při neodborně prováděném servisu či samotné údržbě jak u vřeten, tak i strojů. V neposlední řadě dochází k poruchám vlivem únavy materiálu vlivem opotřebení způsobené samotným používáním. [127] [242]

Pokud jsou známy **provozní podmínky v době selhání a v průběhu** provozování zařízení. Pak je možnost pomocí diagnostických analýz projevů selhání určit pravděpodobné příčiny poruchy. Správné analyzování příčin a případné konstrukční úpravy těchto příčin mohou velice pravděpodobně snížit příčinu selhání.

Nejčastější selhání zapříčiněny poruchami viz. Obr. 47 zjištěné během práce a dlouholetých zkušeností firem zabývajících se opravami vřeten jsou:[236] [243]

2.4.5.1. Fáze poškození ložisek:

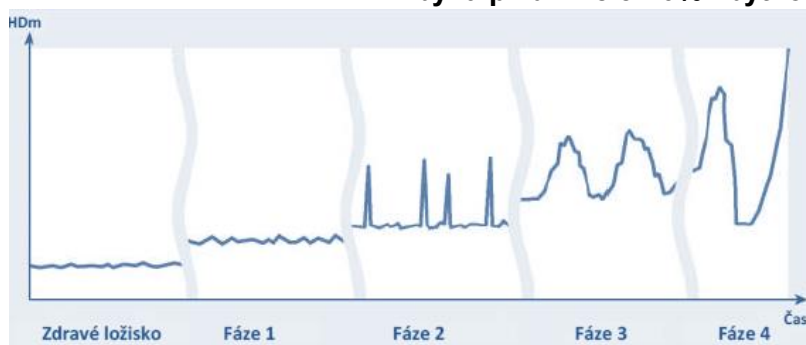
Ve **fázi 1** je poškození ložisek velmi malé a **vada teprve vzniká** pod povrchem a na ložiskových drahách nejsou vidět žádné vady. Předpokládaná zbytková trvanlivost ložisek v této fázi je stále ještě mezi **10-20% původní hodnoty L_{10}** .

Měřené veličiny se ukazují mírně zvýšené měřené hodnoty. Měřené spektrum zobrazuje převážně symptomy kroužku BPFO; BPF1. Hodnoty vibrací v měřené diagnostické jednotce (rychlost vibrací) nevykazují náznak poškození ložiska. Vlivem zmiňovaných mikrotrhlin se začíná šířit akustická emise ve frekvencích několika MHz.

Trendování v počáteční fázi není dostatečným ukazatelem pro zobrazení počáteční fáze poškození. Použitelnými metodami pro identifikaci poškození v první fázi jsou Spectral Emitted Energy (SEE); Spike energy (SE), špičkové hodnoty, metoda rázových pulzů (SPM), vysokofrekvenční detekce (HFD).

Během **2. fáze** pod povrchem narůstají podpovrchové vady a mohou až případně dosáhnout povrchu valivé dráhy. Poškození v této fázi jsou malá, ale občas **dochází ke kontaktu** kov-kov mezi oběžnou dráhou a valivým elementem. Je-li náraz dostatečně silný může dojít k „zazvonění“ na vlastní frekvenci. V této fázi **zbývá přibližně 5-10% zbytkové trvanlivosti L_{10}** .

Ve 2. fázi lze pro vyhodnocení použít obálku vibrací s vhodně nastaveným filtrem v měřeném rozsahu 20–60 kHz. Rychlost vibrací neukazuje jasné signály, zrychlení vibrací, ale může signalizovat zvýšenými hodnotami po krátký časový interval. Pro zpracování naměřených signálu se v této fázi mohou použít metody Kurtosis faktoru, metoda BCU a metoda rázových pulzů (SPM).

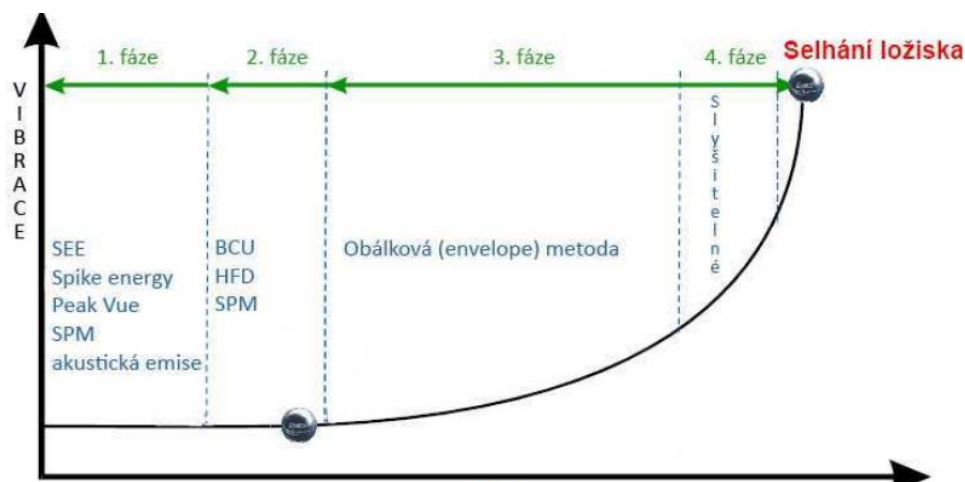


Obr. 48: Ukázka trendu rázových pulzů při rozvoji vady v ložisku do 4. fáze poškození ložiska [259]

Fáze 3 je optimální okamžik pro výměnu ložisek, protože poškození povrchu ložiskové dráhy je zřetelné. V této fázi lze nalézt oblasti s odlupováním a jiným poškozením povrchu. **Zbytková trvanlivost je menší než 5% hodnoty L_{10}** . Hodnoty rychlostí vibrací začínají v této fázi narůstat, ale stále je ještě užitečné sledovat i trend zrychlení.

Pro samotnou diagnostiku je možné používat klasické **akcelerometry**, které již zaznamenají rozkmitání v oblasti od 5 kHz do 20 kHz. Pro zpracování signálu je vhodné použít obálkovou metodu.

Ve 4. fázi ložisko je silně poškozeno, poškození ložiska je viditelné na vnitřním i vnějším kroužku i na valivých elementech. **Zbytková trvanlivost je pod 1% katalogové hodnoty L_{10}** . Obálka vibrací i trend zrychlení vykazuje obdobný trend, ale hodnoty rychlostí vibrací narůstají. Ke konci trvanlivosti ložiska narůstá zcela dramaticky trend rázů pulzů stejně jako obálka vibrací, které je možné zaznamenat již v nízké frekvenční oblasti [259].

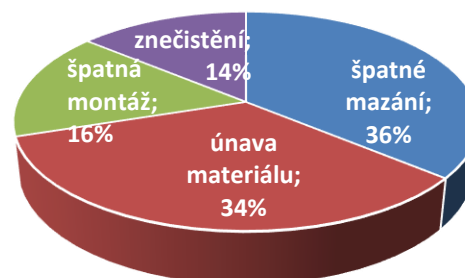


Obr. 49: Zobrazení metod vyhodnocování z hlediska fáze poškození ložisek [118]

2.4.5.2. Poruchy ložisek

V úvodu kapitoly byly již popsány nejčastější příčiny selhání vřeten jako celku, ale v této části se zaměříme jen na samotné ložisko. Nejčastějšími **příčinami předčasného selhání** ložisek jsou uvedeny v grafu na Obr. 50.

Příčinou nedosažení požadované, vypočítané základní **trvanlivosti** může být způsobeno mnoha důvody: vyšší zatížení, než bylo předpokládáno, nerovnoměrné zatěžování, nedostatečné nebo nevhodné mazivo, neopatrné zacházení, neefektivní



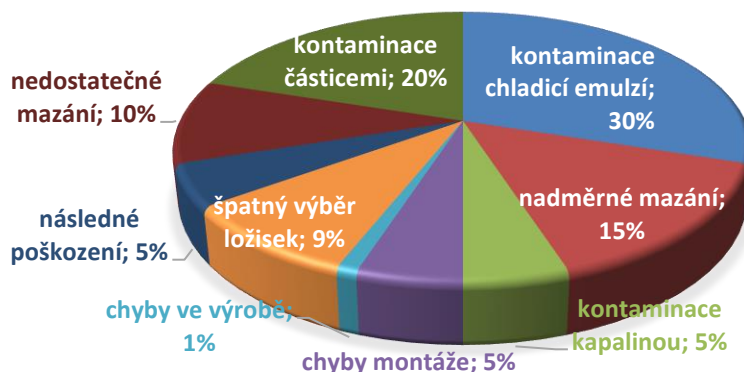
Obr. 50: Nejčastější příčiny selhání ložisek [234]

těsnění, příliš velký nebo naopak malý přesah ložiska jehož výsledkem je špatné uložení. Každý z těchto faktorů má za následek určitý druh poškození zanechávající svou vlastní **stopu na ložisku** [245]. Proto je možné při opravě vřetena velice přesně určit prohlídkou ložiska o jakou možnou závadu se jednalo a provést příslušná opatření proti opětovnému vzniku [236] [243]. Detailnější popis jednotlivých závad a příčin poškození ložisek je uváděn v odborných literaturách výrobců ložisek a firem opravujících vřetena [236] [243] [245] [252].

2.4.5.3. Špatné mazání

Častou příčinou poškození vřeten je špatné mazání ložisek způsobené různými vlivy popsaných v grafu na Obr. 51. Systém mazání má velice významný vliv, ale tohoto významu se v praxi nevěnuje často pozornost. Ať pro vřetena jako taková nebo pro celé stroje.

Pozn. „V běžném životě je výměna oleje v automobilech běžnou činností, proč u stroju NE?“



Obr. 51: Vlivy poškození mazání ložisek [193] [233] [234][245]

V průmyslu jsou příčiny špatného mazání vřeten způsobeny spíše jako sekundární příčina.

2.4.5.4. Ostatní příčiny poruch

- mikro koroze
- průchody proudu ložiskem
- příliš vysoké otáčky
- nevhodné provozní podmínky
- prasknutí pružin upínače
- únava pružin
- poškození rotačního přívodu
- poškození chladících okruhů

Pozn.:

Z praktického hlediska lze poslechem určit provozní stav ložiska. Ložiska v dobrém stavu se chovají standardně jako před montáží. Z hlediska poslechu při otáčení vydávali ložiska příjemný hladký vrnivý, bzučivý zvuk. Jakékoliv jiné přídíravé, skřípavé, nepravidelné tóny zvuků obvykle napovídají o špatném stavu ložiska.

2.5. Monitoring vřeten

Monitoring se používá u zařízení nebo systémů, které je nutné udržovat v trvalém a bezpečném chodu. O monitoringu je možné tvrdit, že se jedná o automatizovaný/inteligentní proces **monitorování stavu zařízení**, jenž by měl být schopen co nejuvěrněji napodobovat schopnosti lidského vnímání **snímat, rozpoznávat, reagovat na situace a učit se**.

K napodobení činnosti lidského sledování má monitorovací systém umět automaticky vykonávat tyto základní činnosti: [134] [135]

- **Technika snímání:** Obvykle se používají techniky nepřímého měření, jako jsou řezné síly, vibrace a akustické emise. Různé typy senzorů a data z různých míst jsou propojována, aby poskytovala maximální vypovídající hodnotu.
- **Separace funkcí:** V ideálním případě senzoričké snímání jsou obsaženy nezbytné informace k identifikování měřených procesů. Signály měření bývají často zašuměné a musí být dále zpracovávány pro odfiltrování samotného šumu.
- **Rozhodování:** Zpracovávání vlastností diagnostikovaného signálu je prováděno na základě asociace referenčního vzorku s následným zařazením. Zpracovávání takovýchto úkonů lze provádět sériově či paralelně s závislostí na struktuře monitorovacího systému.

Proč použít monitoring?

Monitoring zajišťuje **bezpečnostní signalizaci**. Měřicí zařízení je trvale namontováno na sledovaném vřetenu či strojním zařízení. Diagnostické veličiny (viz kap. 2.4.3.1) se vzorkují v krátkých intervalech a ihned dochází k jejich vyhodnocování. Signály ze snímačů, někdy též nazývány „smart-chytré“, se připojují periodicky prostřednictvím multiplexoru (přepínače) na registrační zařízení, paměti, vyhodnocovací jednotky či na signalizaci alarmů.

Trendem je spíše **pokročilý monitoring** a sběr dat ukládaných do databází, nebo na cloudová uložení pro případné budoucí zpracování k využití chytrých „SMART“ technologií s možností strojového učení. V současné době není k monitorování stavu vřeten používáno zmiňované strojové učení, ale naměřená data jsou vyhodnocována technicky např.: vyhodnocení **vibrací ve frekvenčních analýzách**. Automaticky jsou vyhodnocovány **trendované hodnoty** s vyhodnocením překračující nastavené limitní hodnoty, vyvolávající alarmní stavy v řídicím systému či SW aplikacích [136] [138].

2.5.1. Způsoby sběru hodnot měřených veličin a vyhodnocení dat

Měřené hodnoty ze snímačů lze sledovat různými způsoby:

Off-line měření: je prováděno převážně pro **důkladnou analýzu stavu** včetně během pochůzek. Na základě prvotních měření dojde ke stanovení aktuálního stavu, dle kterého se určí vyhodnocovací metodika s ohledem na rozsah poškození. Dále dojde k určení měřených a limitních hodnot vyhodnocovaných během pravidelných pochůzek nebo na online zařízeních. S následným vyhodnocením to trendu.

On-line měření: je většinou limitováno formou zpracovaných signálu ve formátu celkových hodnot nebo časových záznamů (rychlost, zrychlen, obálka zrychlení a teplota). Online zařízení umožňují vyhodnocování FFT na místě díky zabudované Fourierově transformaci. Takováto měření jsou zaznamenávána do měřících zařízení nebo jsou odesílána pomocí internetu do center vzdálené diagnostiky. Dále online měření umožňuje zpracovávat provozní hodnoty včetně jedná se o vyčítání teplot na motoru, ložisek, sledování výkonu, otáček. Tato data jsou spíše jen zobrazována na displeji obsluhy stroje.

Použitím inteligentních „smart“ technologií a diagnostických metod

Technologie jsou zabudovány přímo do včetně, převážně jsou implementovány jako externí aplikace, které mohou být integrovány do ŘS jako samostatné opce či nadstavby systému či pracovat na samostatné platformě. Online monitoring s měřením hodnot s možností zaznamenávání neobvyklých událostí.

Strojové učení pro automatické vyhodnocování, ale ani pokročilý monitoring se neobejde bez **zkušených techniků** a jejich interpretace výsledků, mnohdy i celých expertů týmů.

Nutností automatizace strojového učení je dlouhodobé testování a vyhodnocování měřených bezporuchových i poruchových stavů zařízení pro ověření a naučení se rozpoznávat s určitou **pravděpodobností** jednotlivé stavy dle naměřených hodnot.

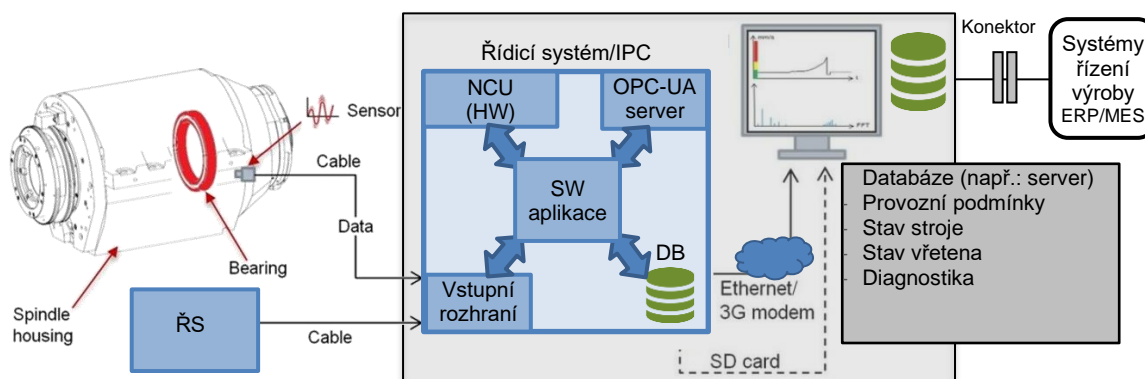
Strojové učení využívá algoritmy k identifikaci naměřených referenčních hodnot vytvářející datové modely. Existuje trojice hlavních technik pro strojové učení:[139] [140] [265]

- učení pod dohledem
- učení bez dohledu
- zpětnovazební učení

Algoritmy strojního učení rozhodují o vyhodnocených výsledcích, druhy rozhodovacích algoritmů: lineární a logistická regrese; metoda podpůrných vektorů, algoritmus rozhodovacího stromu, nebo metody K-Means či K-Nearest neighbor [265].

2.5.2. Struktura SW monitorování

Obecným základem systému pro **monitoring** a **predikci stavu** vřetena je sběr dat z řídicího systému stroje a přídavných snímačů, zpracování a ukládání dat. Schéma struktury systému je znázorněna na Obr. 52.



Obr. 52: Schéma struktury SW pro monitoring stavu vřetene

Hlavním prvkem je řídicí systém stroje propojený s **vyhodnocovací jednotkou** (IPC) nebo aplikací v ŘS. Jednotka je vybavena softwarovou aplikací zajišťující komunikaci mezi jednotlivými moduly systému, jak je naznačeno na Obr. 52. Data z hardwarové jednotky (NCU) řídicího systému a z přídavných odměřování jsou pomocí řídicí aplikace zpracována. Zpracovaná data jsou uložena např.: do vyhodnocovací jednotky (DB) či na server do databáze [136] [138].

Moderní řídicí systémy umožňují sledovat řadu proměnných. Tyto proměnné hodnoty sdílet s nadřazenými systémy či SW aplikacemi. Jedná se o **proměnné** informující o provozním stavu stroje (např.: výkony pohonů os, otáčky, posuvy os, informace o nástrojích, teploty, I/O o zapnutí či vypnutí čerpadel, aj.), které se mění řádově po vteřinách nebo minutách, ale také proměnné měnící svoji hodnotu v jednotkách milisekund (vibrace). Zejména v případě „rychlých“ proměnných hodnot by při jejich ukládání docházelo k extrémnímu nárůstu požadavků na datová úložiště, a proto je nezbytné takováto data před uložením zpracovat a následně uložit do databáze jen vybrané informace ve stanoveném časovém intervalu. Nebo pokud se stane výrazná událost (Event Capture), změřená špička např. ve vibračním signálu, dochází k ukládání celých těchto dat. Plnohodnotná data slouží pro vyhodnocení techniky, zdali se jednalo o poruchu, náhodný děj viz kap. 2.4.3 [136] [139].

2.5.3. Způsoby komunikace a vyčítání dat z řídicích systémů

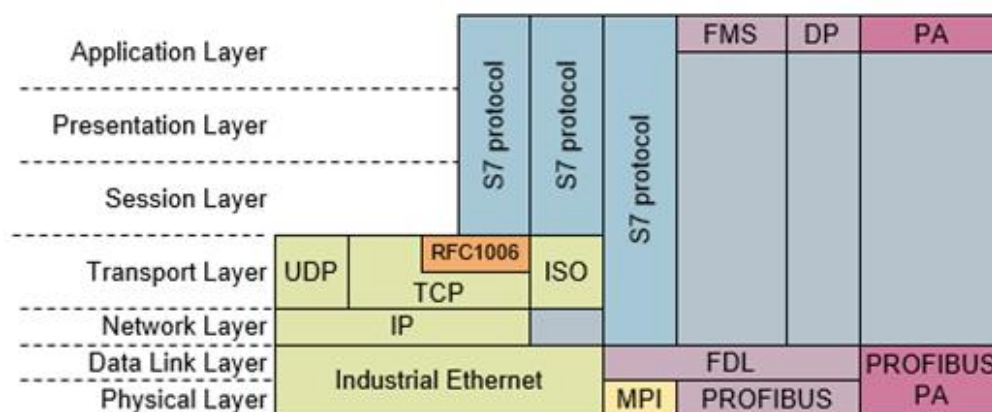
Pro sledování provozu stroje je zásadní **komunikace s řídicími systémy** a vyčítání vhodných proměnných hodnot ke sledování. V této kapitole jsou popsány možnosti komunikace SW aplikace s předními řídicími systémy (Sinumerik, Heidenhain, Fanuc).

2.5.3.1. Siemens

Siemens využívá protokol S7Comm (nebo S7 protocol) pro vnitřní komunikaci s dalšími jednotkami. Stejného protokolu využívá i vlastní knihovna pro komunikaci mezi IPC a PLC, NCK řídicího systému Sinumerik.

Velkou výhodou tohoto protokolu je nezávislost na fyzické vrstvě, jak ukázáno na Obr. 53. V případě staršího řídicího systému Sinumerik 840D powerline (PL) byly dostupné pouze konektory Profibus/MPI, u novějšího řídicího systému Sinumerik 840D solutionline (SL) je možné připojení pomocí Industrial Ethernet (IE).

Frekvence vyčítání dat je standardně nastavena na 200 ms, hodnotu lze snížit na 50 ms eventuálně pro sledování hodnot pomalých dějů např. na jednotky sekund a minut [266].



Obr. 53: Způsob komunikace protokolu S7 [266]

2.5.3.2. Heidenhain

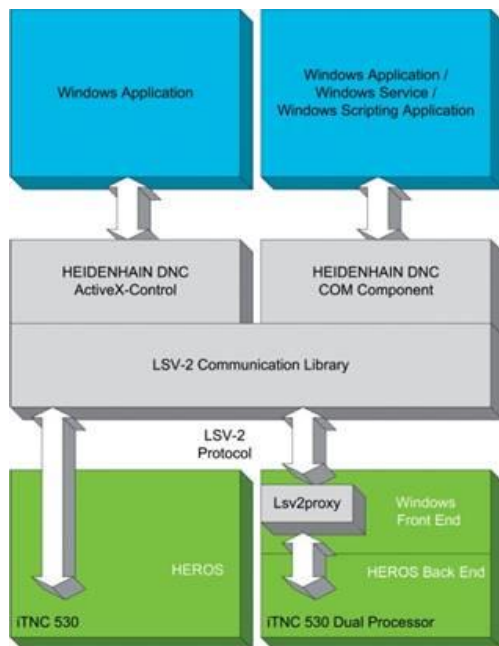
Pro komunikaci s řídicím systémem Heidenhain TNC640 (popř. iTNC530) je využíváno DNC (Direct Numeric Control) komunikace Obr. 54, kdy aplikace vyčítá data z PLC (popř. NC jádra) s využitím RemoTools SDK knihovny. Zde lze využít cyklického čtení nebo tzv. subscription, kde jsou data z řídicího systému zasílána jen při jejich změně.

Přenos dat mezi řídicím a externím systémem je založen na protokolu LSV-2, viz obr. Aplikace vytvořená v operačním systému Windows komunikuje výhradně přes rozhraní Heidenhain DNC, v původní verzi využívající komponentu ActiveX, v novější je založena na COM objektech.

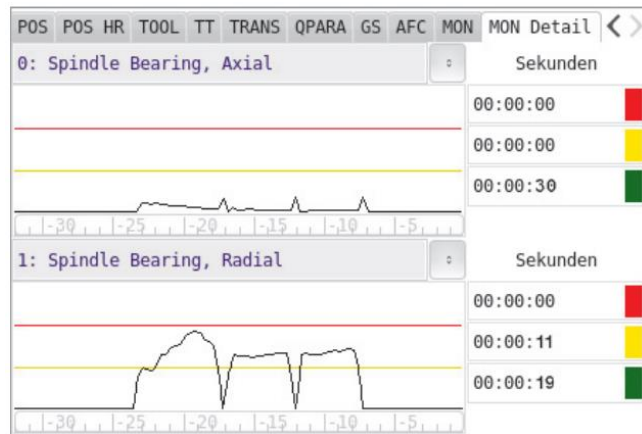
Výrobce řídicího systému Heidenhain v současné době doporučuje vytvářet uživatelské aplikace v novější COM verzi. Hardwarově je komunikace mezi uživatelskou aplikací a řídicím systémem vedena přes sériové rozhraní, nebo přes Ethernet na základě protokolu

TCP/IP. Nevýhodou rozhraní Heidenhain DNC je skutečnost, že z důvodu použité architektury neumožňuje komunikaci v reálném čase.

Vzorkovací frekvenci je u tohoto ŘS možno nastavit na minimální hodnoty 15-30 ms [268].



Obr. 54: Rozhraní tvorby aplikací[268]



Obr. 55: Ukázka příkladu monitorování[269]

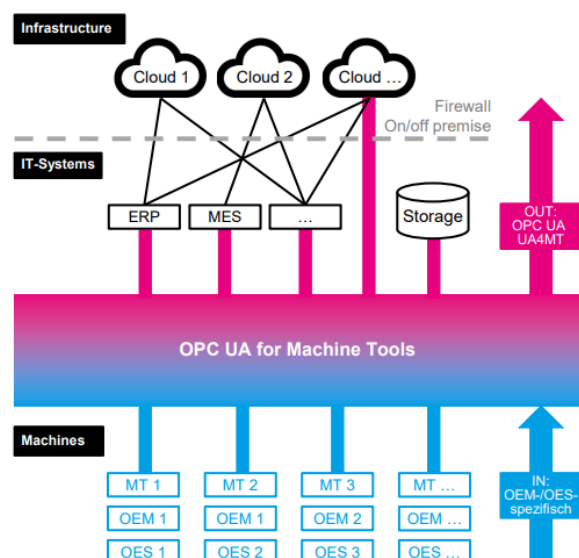
Z hlediska sledování stavu vřeten ŘS Heidenhain nabízí opci #155 (G238) „Component Monitoring“ Obr. 55 umožňující detekovat přetížení ložisek vřeten [269].

2.5.3.3. Fanuc

V případě řídicího systému Fanuc je pro komunikaci s řídicím systémem využito knihovny Focas, která cyklicky vyčítá data z jádra řídicího systému nebo PLC. Nebo je využíváno nadstavby komunikující na základě protokolu MT-link.

2.5.3.4. Umati

Jedná se o nový interface Svazu německých výrobců strojů. Rozhraní UMATI pracuje na bázi OPC UA. Cílem tohoto typu univerzálního rozhraní je **standardizované otevřené rozhraní pro komunikaci** řídicího systému a jednoduché vyčítání dat proměnných hodnot [270].



Obr. 56: Schéma univerzálního komunikačního rozhraní UMATI [270]

2.5.4. Studie o použití integrace snímačů ve vřetenech

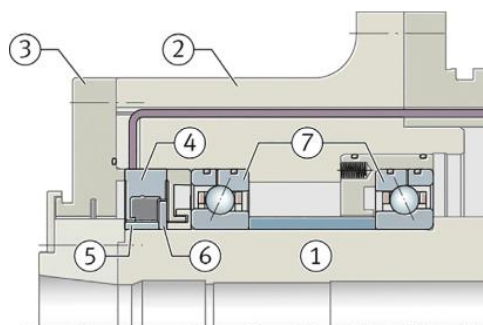
V rámci této práce byla provedena studie se zaměřením na způsob sledování provozních stavů vřeten obráběcích strojů. V Tab. 17 je zobrazen výběr možných průmyslových způsobů monitorování vřeten.

Tab. 17: Přehled průmyslových způsobů monitorování a diagnostiky vřeten

výrobce	označení	vibro diagnostika	teplota ložisek motoru	otáčky	síly v ložiscích	výkon motoru	posunutí	počet upnutí nástroje	online	Detekce kolize
DMG Mori	MPC 2.5	✓		✓		✓	✓	✓	✓	✓
GMN	IDEA-4S	✓	✓	✓		✓	✓	✓	✓	✓
Fischer	SmartVision	✓	✓	✓		✓	✓	✓	✓	✓
Weiss Siemens	SMI 24	✓	✓	✓		✓		✓	✓	
Kessler	diaLOG	✓	✓	✓		✓		✓	✓	✓
Mazak	SMOOTH Ai Spindle	✓	✓	✓		✓		✓	✓	
SKF	IMx	✓	✓	✓		✓		✓	✓	✓
IFM	IFM VSE	✓	✓	✓		✓			✓	✓
Brüel & Kjær	VIBROCON TROL 6000	✓	✓	✓					✓	✓
Adash	A3716	✓	✓	✓					✓	✓
FAG	ProCheck	✓	✓	✓		✓		✓	✓	✓
	SpiCoM			✓	✓				✓	✓
Sequola	SeTAC TK	✓	✓	✓		✓			✓	
NTN	SIBU	✓			✓				✓	✓
V-tech	CNC Sensor			✓		✓			✓	

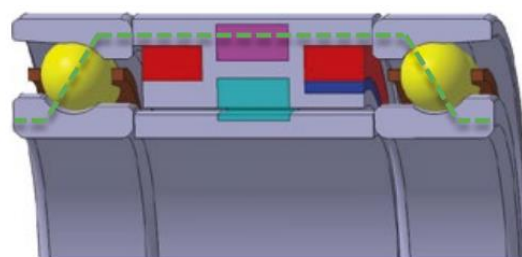
Citováno z katalogů výrobců: [224] [226] [267] [228] [271] [244] [272] [263] [273] [237] [238] [274] [141] [275] [276]

Ze studie byly vybrány možné způsoby pro **přímé měření sil** působících rezným procesem, či případnou kolizí působících na vřetenová ložiska viz. Obr. 57; Obr. 58.



housing (2), housing cover (3), Spindle-Sense (4), radial (5) and axial (6) measuring ring, as well as spindle bearings(7)

Obr. 57: Snímač sil SpiCoM [237]

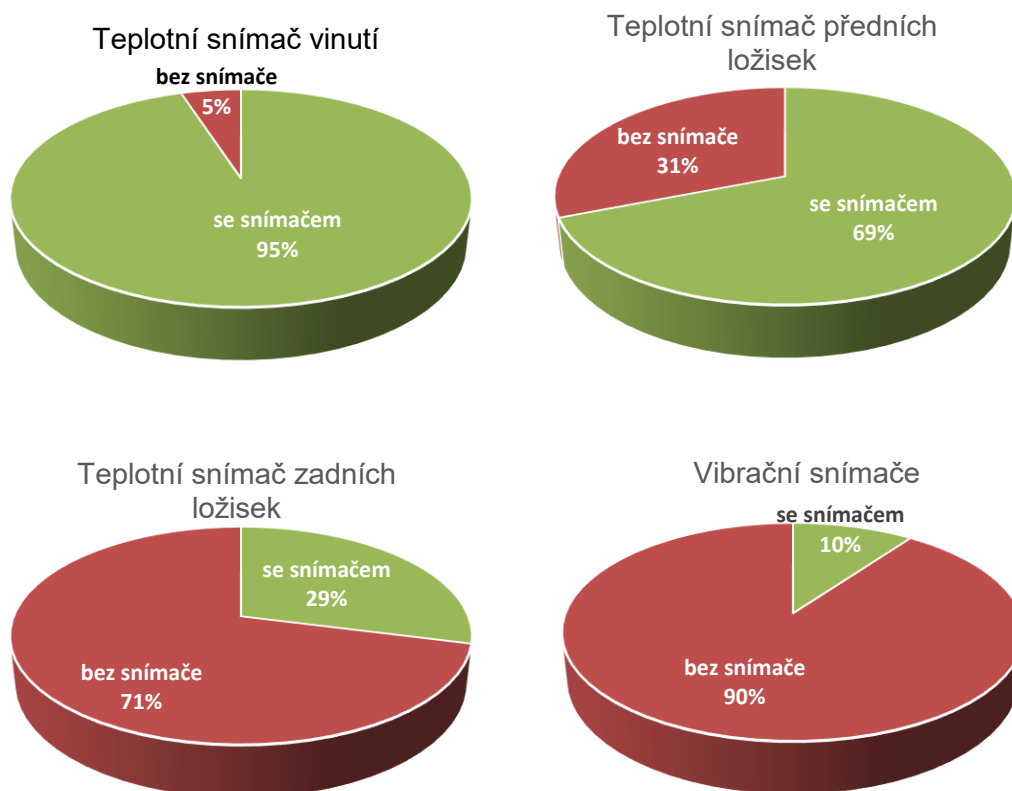


Load sensor Temperature sensor, vibration sensor
Wireless module Generator (rotor and stator) Load Path

Obr. 58: Snímač sil SIBU [141]

2.5.4.1. Počty snímačů na jednotlivých vřeten

Studie se zabývala také sledováním **integrace snímačů** do vřeten Obr. 59 pro měření stavu vřetena. Do studie byli zahrnuti vřetena Kessler, KMAS, DMG Mori, Mori Seiki, Tajmak ZPS, GROB, Weiss, Step-Tec, EMAG, Cytac, Junker.



Obr. 59: Přehled použití snímačů integrovaných ve vřetenech [252]

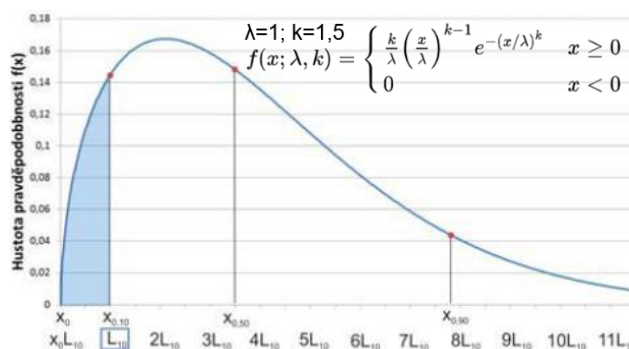
Nejčastěji používaným snímačem instalovaným do vřeten je **snímač teploty** a **akcelerometr**. Průzkum ukázal, že značný počet vřeten obsahuje již integrované snímače teplot (PT1000, KTY) pro měření různých provozních stavů. **Asi 95%** všech elektrovřeten vřeten obsahuje integrované teplotní snímače pro měření teploty vinutí motoru.

Tři čtvrtiny (3/4) vřeten jsou vybaveny teplotními čidly na předním uložení. **Jedna čtvrtina (1/4)** má také nainstalována teplotní čidla v zadní části. Asi tak **10%** vřeten má nainstalovaný jeden snímač vibrací.

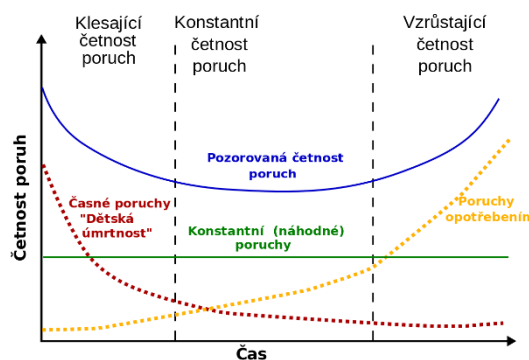
Důkladnější analýza při dlouhodobém servisu vřeten ukázala, že integrované snímače vřetena obsahují, ale nejsou zapojena do ŘS [252].

2.6. Současné modely trvanlivosti a spolehlivosti

Modely trvanlivosti ložisek vycházejí ze zmiňovaných Harrisových modelů [27] 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 opotřebení nebo únavě materiálu se používá tzv. **Weibullovo rozdělení** [143] pravděpodobnosti popsané v roce 1951 nebo **Vanová křivka** zohledňující četnost počátečních, konstantních či poruch opotřebením v čase [142] [144] [145] [146].

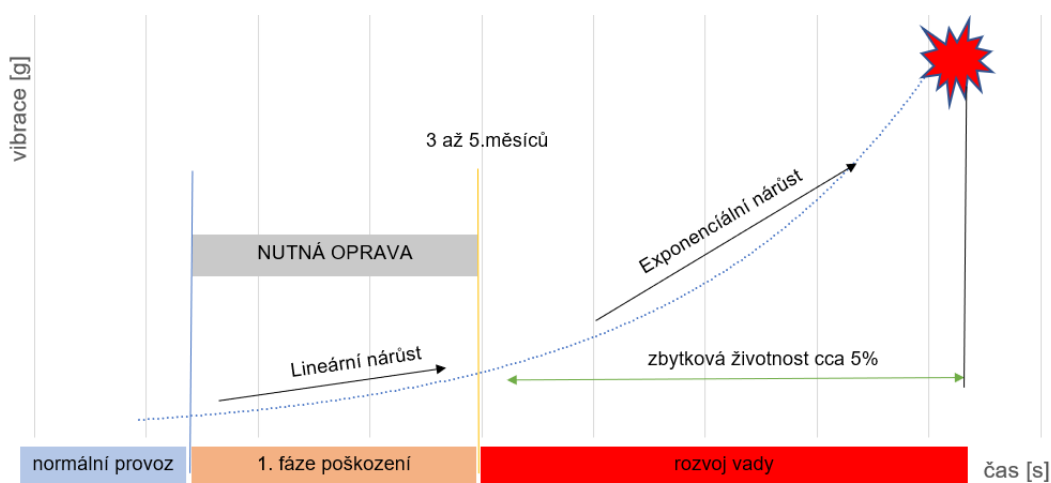


Obr. 60: Weibullovo rozdělení pravděpodobnosti [142]



Obr. 61: Vanová křivka četnosti poruch [146]

Z hlediska modelů trvanlivosti včetně i ložisek v průmyslu v ČR dochází spíše ke zpětnému inženýringu příčin poruch včetně či selhání ložisek (pochůzkové metody diagnostiky a údržby). Díky těmto poznatkům je možné **zdokonalovat a zpřesňovat výpočtové modely**. Pokročilejší metody jsou více podporovány a aplikovány v německém průmyslu i díky výzkumným centrům jako je např. Fraunhoferův institut nebo firem Siemens, GMN, Kessler, Weiss aj..



Obr. 62: Popis rychlosti rozvoje poruch na vřetenech [252]

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.

2.6.1. 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 [147] [148] ve svých pracích zpracováním **časových a frekvenčních signálů**, a Burgess ve své práci [149] popisuje vyhodnocování poškození ložisek pomocí **obálkové analýzy**. Sohoel v patentové práci [130] 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 [150], vycházející ze základních popisů ložisek Palmgrena [151].

Výzkumníci vyvíjeli fyzikální modely popisující zbytkovou trvanlivost ložisek.

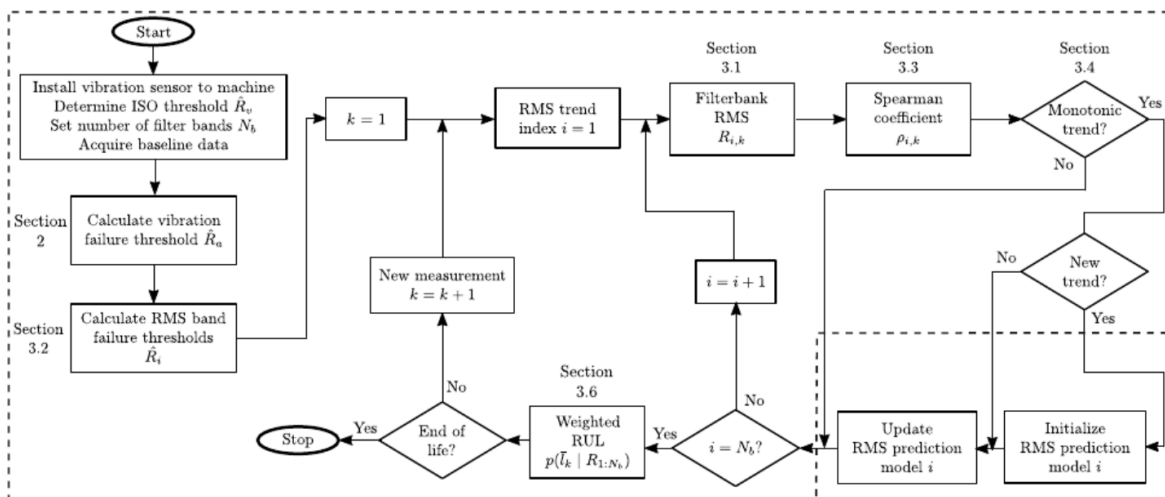
V práci [152] se autoři snažili vyvinout fyzikální model pro predikci trvanlivosti pomocí zjednodušeného modelu ložiska s jedním stupněm volnosti. Model je založen na analýze odezvy **vibračního signálu na mechanickém poškození** s ohledem na výslednou tuhost. S velice obdobným přístupem vyhodnocování trvanlivosti přispěl do vědeckých publikací autor Zhang v publikaci [153]. S jiným přístupem hodnocení stavu poškození ložisek přichází skupina autorů využívající k detekci poškození **akustikou emisi** [154]. V práci [155] Sheen hodnotí stav ložiska s nedostatečným **mazáním na základě modelu vibrací** vyvolaných povrchovými nerovnostmi BPFI, BPFO.

Druhá skupina autorů se zabývá **diagnostikovaním stavu** a poškození ložisek pomocí **fuzzy logiky**. Liu a kol. v publikaci [156] 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 [157]. Skupiny pod vedením autorů Alguindigue [158], Shao [159], v člancích 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 [160].

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 [161], Li a Yan [162] [163], kteří využívají průběžného monitorování s následným vyhodnocováním stavu ložisek pomocí RMS.



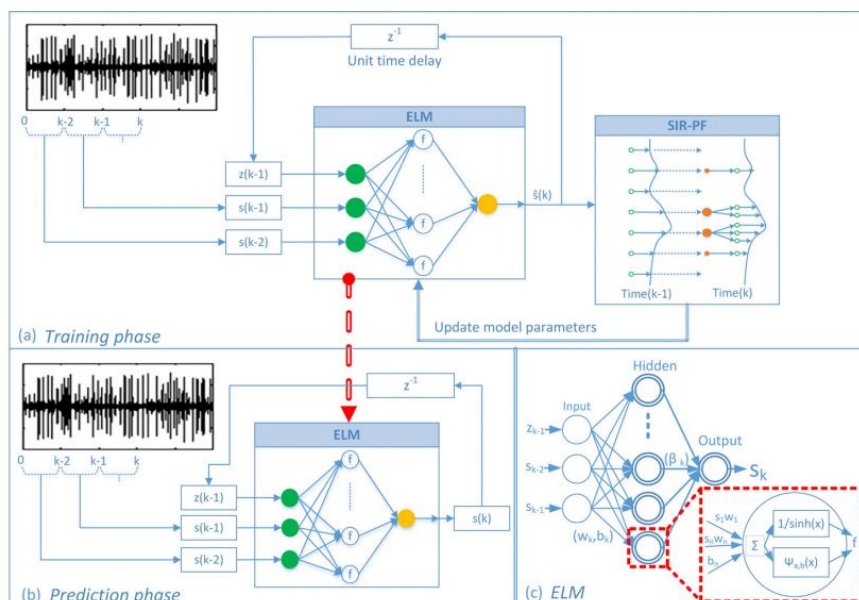
Obr. 63: Vývojový diagram hodnocení zbytkové trvanlivosti na základě trendování [161]

Statistické přístupy k modelování poruch ložisek použili autoři Heng [164] Tangon [165]. V pracích používání statistické modely pro **vyhodnocování trendovaných veličin** RMS, Kurtosis a Crest faktoru. Ve většině prací bylo použito simulovaného poškození ložisek (poruchy vnitřní nebo vnější dráhy ložiska).

Velice obdobným způsobem potupovali společně čínští autoři ve svých člancích Shi, Guo a jejich kolegové [166], 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 [167] predikce trvanlivosti kombinující zobecněnou **Weibullovu teorii** s využitím neuronových sítí vycházející z měření RMS vibrací.

Strojového učení pro predikci zbytkové trvanlivosti popisovali autoři Ahmad [169] [170], Ocak [171], Said [172]. Duong a Jongmyin [173] v roce 2019 popsali hybridní nelineární model pro dlouhodobou předpověď zbytkové trvanlivosti ložisek. Vyhodnocovací model využívá integrovaného rekurzivního strojového učení, založený na metodě Monte Carlo.



Obr. 64: Ukázka nelineární modelu zbytkové trvanlivosti založené na metodě Monte Carlo [173]

Další metodu popisují autoři Gebraeel a Lawey [174] využívající neuronových sítí k strojovému učení pro předpovídání provozního stavu ložisek pomocí měření rychlosti vibrací zobrazených ve vibračních spektrech.

2.6.2. 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 2.6 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. 18: Srovnání jednotlivých 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. 18 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 experimentálním měřením v praxi.

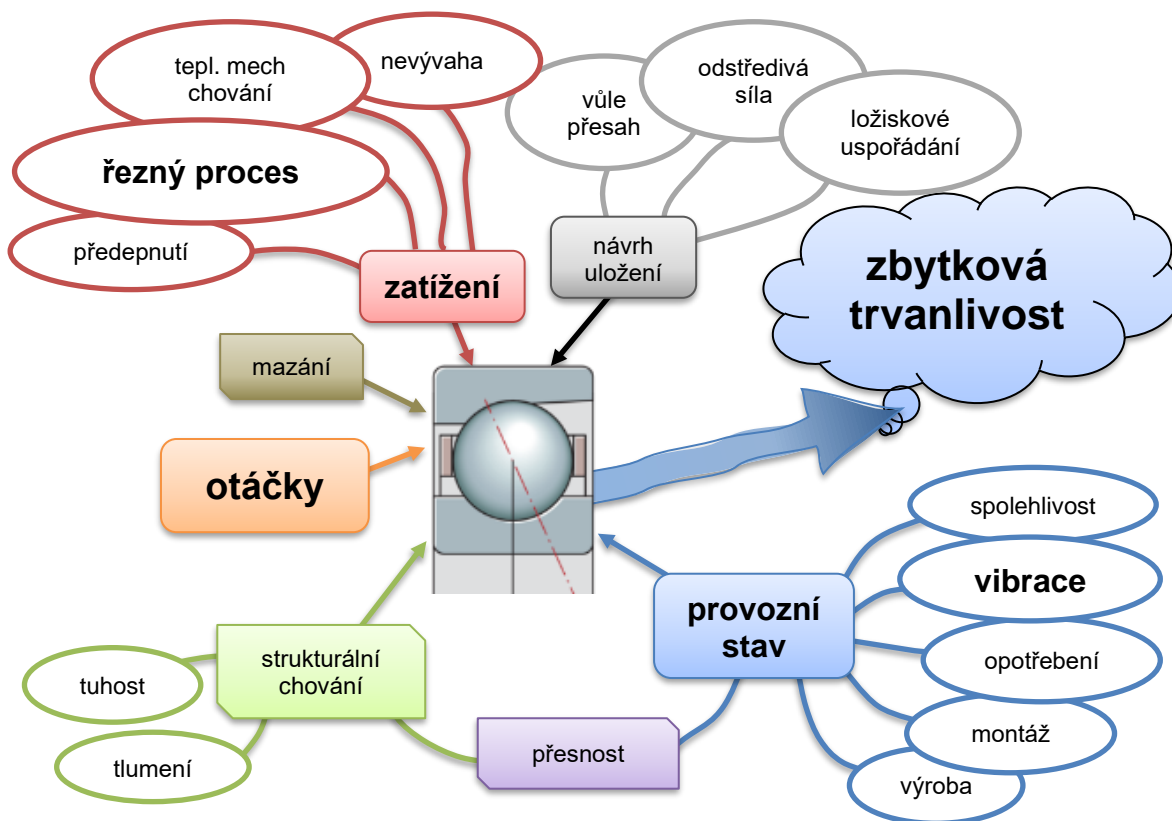
Z provozních důvodů je práce zaměřena na frézovací vřetena obráběcích strojů. Výsledky práce bude možno zobecnit i na jiné typy a konstrukční uspořádání vřeten.

4. Metodika hodnocení zbytkové trvanlivosti vřetenových ložisek

Na základě studie viz. kap. 2.4; 2.5; 2.6, poznatků z mezinárodních strojírenských veletrhů [198][199][201][206][207][211][215] 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 vřeten. Výslednou zbytkovou trvanlivost ovlivňuje vícero důležitých faktorů, na které se tato práce zaměřuje. Mezi tyto důležité faktory je možné řadit **zatižení**, **otáčky**, navržené **uložení** a provozní **stav**. Dále pak mezi méně důležité vlivy neovlivňující trvanlivost ložisek můžeme řadit přesnost, strukturální chování či mazání [196] [197] [208] [209] [210] [213].

Obecný popis jednotlivých souvislostí (faktorů, vlivů) je vyobrazen na Obr. 65.



Obr. 65: Souvislosti ovlivňující trvanlivost ložisek [196] [197]



4.1. Obecný popis metody zbytkové trvanlivosti ložisek

4.1.1. Názvosloví metodiky

Kapitola uvádí přehled pojmů a hlavních rovnic použitých v metodice, uvedeny jsou odkazy na plné definice a odvození v navazujících kapitolách.

Trvanlivost [hod] – viz. kap.4.1.3.1 ; rovnice (4.9)

Trvanlivostí ložiska rozumíme počet otáček nebo počet provozních hodin, které ložisko vykoná, než se **objeví první známky poškození** únavy materiálu (vydrolení) na valivých tělesech nebo oběžných drahách.

$$L_{10h} = L_{10} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_m} [\text{hod}]$$

Zbytková trvanlivost [hod] – viz. kap.4.1.3.2 ; rovnice (4.10)

Zbytkovou trvanlivostí rozumíme počet zbývajících provozních hodin vřetene, než se objeví první známky poškození ložisek.

$$L_{10h\ ti}^Z = L_{10h\ ti} - t_i$$

Relativní zbytková trvanlivost [%] – viz. kap.4.1.3.2 ; rovnice (4.11)

Relativní zbytkovou trvanlivostí rozumíme procentuální vyjádření zbývajících provozních hodin vřetene, než se objeví první známky poškození ložisek, vzhledem k trvanlivosti L_{10h} .

$$L_{10\% \ ti}^Z = \frac{L_{10h\ ti}^Z}{L_{10h\ ti}} \cdot 100$$

Korigovaná zbytková trvanlivost [hod] – viz. kap.4.1.3.3 ; rovnice (4.13)

Korigovanou zbytkovou trvanlivostí rozumíme počet zbývajících provozních hodin vřetene, s ohledem na aktuální stav vibrací vřetene, než se objeví první známky poškození ložisek.

$$L_{10h\ ti}^{ZK} = \frac{L_{10h\ ti}^Z}{K_v^3}$$

Relativní korigovaná zbytková trvanlivost [%] – viz. kap.4.1.3.3 ; rovnice (4.14)

Relativní korigovanou zbytkovou trvanlivostí rozumíme procentuální vyjádření zbývajících provozních hodin vřetene, než se objeví první známky poškození ložisek, vzhledem k trvanlivosti L_{10h} .

$$L_{10\% \ ti}^{ZK} = \frac{L_{10h\ ti}^{ZK}}{L_{10h\ ti}} \cdot 100$$



Provozní otáčky [rpm; min⁻¹]

Provozními otáčkami se rozumí otáčky vřetene, při kterých ložisko spolehlivě pracuje v ustáleném provozním stavu s 90 % pravděpodobností bez poruchy, během provozu stroje.

Střední otáčky [rpm; min⁻¹] – viz. kap.4.1.3.1 ; rovnice (4.5)

Středními otáčkami se rozumí taková hodnota otáček, která nahrazuje proměnné otáčky jednotlivých časových úseků během provozování.

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

Časové úseky

Zatěžování vřetene je rozděleno, co časových úseků, ve kterých platí, že zatížení a otáčky jsou v daném úseku neproměnné.

Proměnné provozní podmínky

Těmito proměnnými provozními podmínkami se rozumí takové podmínky, ve kterých je umožněno provozovat vřeteno, aniž by došlo k přehřátí a nadměrnému zatěžování nad limity vřetene (max. výkon, max. otáčky, hloubka třísky, aj.) v průběhu provozu stroje.

Časové zátěžné spektrum

Zátěžní spektrum se rozumí zobrazení diskrétních zatížení a příslušných otáček, které jsou v určitém časovém úseku neproměnné. Mohou se zobrazovat ve dvojici grafů Obr. 21 či 3D grafu Obr. 68.

Měřicí bod

Definuje místo na vřetení, ve kterém jsou data měřena

Trend

Měření konkrétní proměnné veličiny v závislosti na čase.

Vibrace

Reakce mechanických komponent vřetene na působení vnitřních a vnějších sil. Velikost cyklického pohybu může být vyjádřena jako zrychlení, rychlost nebo výchylka. Vibrace jsou definovány frekvencí a amplitudou.

Provozní monitorování stavu

Určování stavu vřetene pomocí interpretace výsledků měření prováděných opakovaně během provozu stroje

Rychlost vibrací [mm/s]

Je rychlost, jíž se měřený bod pohybuje kolem své klidové polohy.

Efektivní hodnota rychlosti vibrací (RMS)

Druhá odmocnina součtu čtverců okamžitých hodnot rychlosti vibrací.



Referenční hodnota

Hodnota reference získaná v době, kdy bylo vřeteno v dobrém technickém stavu, využívá se jako reference pro dlouhodobé monitorování a analyzování. Někdy též nazýváno jako základní spektrum.

Limity (úrovně) upozornění či poškození

Hodnota, po jejímž překročení je provozování stroje nepřijatelné či nebezpečné.

Výchylka [mm]

Změna vzdálenosti nebo polohy od objektu vzhledem k referenční poloze

Provozní hodiny stroje:

Nazýváme časem, který je definován, jakou dobu byl stroj provozován od zapnutí hlavního vypínače stroje. Do tohoto času jsou započítávány všechny úkony týkající se přípravy výroby, manipulace s materiálem při ustavování obrobku, seřizování stroje, temperování, najíždění referencí, vyjímání hotového obrobku, ale také samotný čas řezného procesu.

Provozní hodiny vřetene:

Jedná se o strojní čas, kdy je vřeteno v procesu obrábění od zapnutí výrobního programu, tj. čas řezu, rychloposuvy, výměny nástroje, kontroly obrobkovou sondou. Provozní hodiny vřetene tvoří cca 30 až 50 % provozních hodin stroje. Pro hodnocení stavu vřeten je třeba nezaměňovat pojmy „Provozní hodiny stroje“ a „Provozní hodiny vřetene“

Základní model vřetene

Model popisující základní konfiguraci a rozměry vřetene, uspořádání ložiskových uložení (DB, DF, TBT, TFT, QBC, QFC) a jejich technické parametry (dynamické zatížení, maximální otáčky).

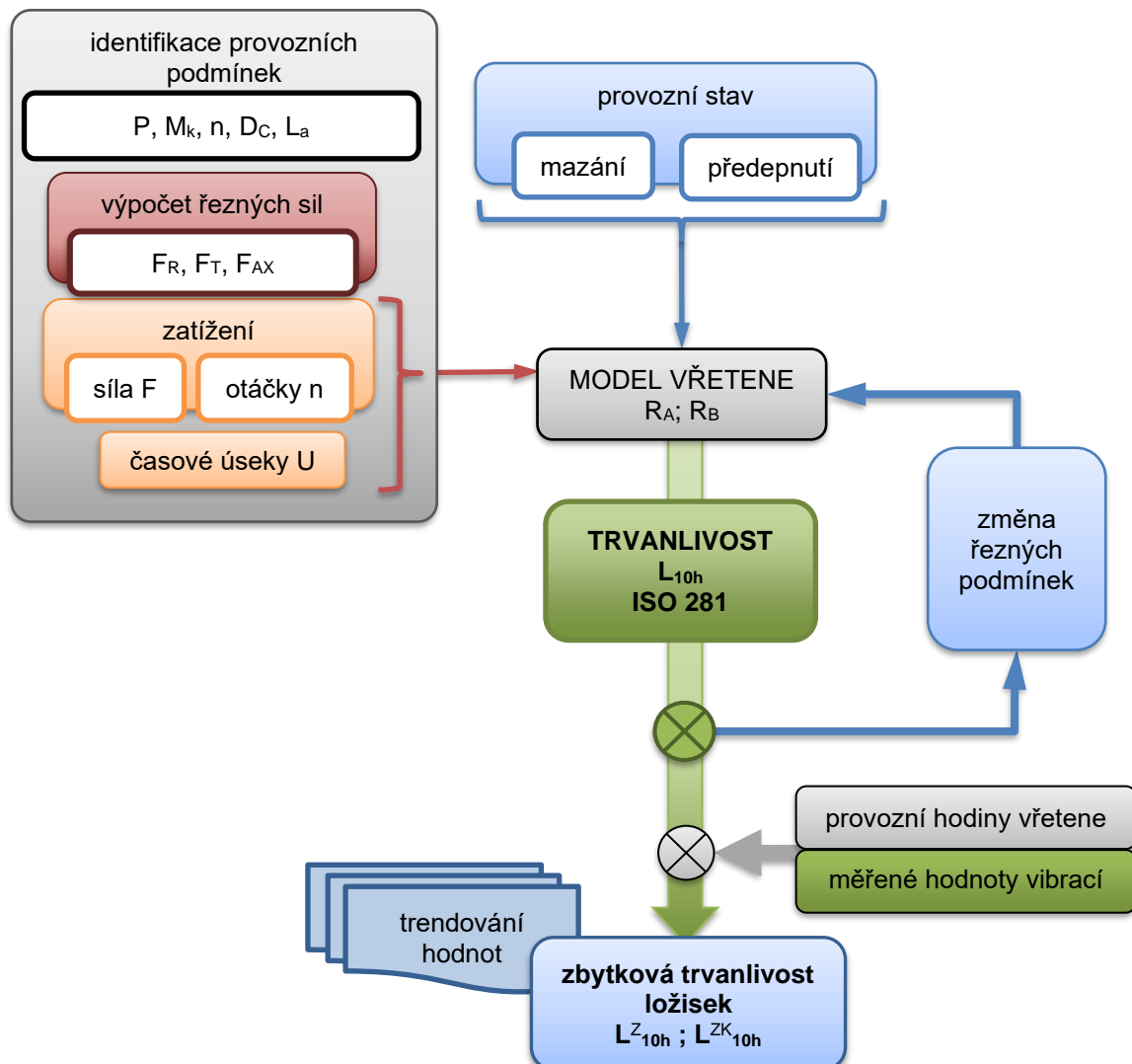
Poznámka:

Výrobce vřeten Weiss ve spolupráci s firmou Siemens vyvíjejí metodu zaměřenou na trvanlivost ložisek s ohledem na plánování servisních intervalů, o tomto přístupu, jsem se dozvěděl na Mezinárodním veletrhu EMO Milano 2021. Metoda není nikde prezentována ani publikována jedná se o „know-how“ firem.

4.1.2. Struktura modelu zbytkové trvanlivosti ložisek

Metodika odhadu zbytkové trvanlivosti vřetena Obr. 66 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. Na jejichž základě 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 jednotlivých časových úseků budou dosazeny do základního modelu trvanlivosti ložisek. Zbytková trvanlivost ložiska bude stanovena dle měřených hodnot vibrací a provozních hodinách vřetene [195].



Obr. 66: Schéma modelu metodiky hodnocení zbytkové trvanlivosti ložisek [195]

4.1.2.1. Příklady možných způsobů identifikace sil

Pro navrhovanou metodu existuje více možných způsobů identifikace sil působících na ložiska [196] [203] [212] [214], které jsou vstupními hodnotami pro výpočtový model zbytkové trvanlivosti ložisek. Seznam způsobů identifikace sil je sepsán v Tab. 19 [195].

Tab. 19: Způsoby identifikace sil působících na ložisko

Přístupy pro identifikaci sil	Způsoby identifikace sil působících na ložisko
Na základě rozboru technologie výroby	<p>Identifikace řezných podmínek vychází na základě technologických postupů, při kterých dochází k vyčítání řezných podmínek (otáček vřetena; sil působících v místě nástroje) dle průměru a vyložení nástroje.</p> $F_c = k_c \cdot A_c$ <p>Předností tohoto způsobu identifikace je velice přesné definování otáček a řezných sil působících během řezného procesu. Za pomoci běžných kalkulátorů řezných sil či vyčtení těchto dat z CAM simulací řezného procesu.</p> <p>Nevýhodou této metody je časová náročnost mimo částečně automatizovaný proces a nemožnost zaznamenat skutečné události při řezném procesu (přetížení během řezného procesu). Výhodou tohoto přístupu identifikace řezných sil na základě technologických postupů či CAM simulací je možné zpětně dopočítat historii zatížení vřetena a odhadnout tak stav trvanlivosti. Možné využít u velkosériové sériové výroby.</p>
Vyhodnocování dat z ŘS	<p>Nepřímé měření sil je v této metodě vyčítáno na základě hodnot krouticího momentu, průměru nástroje.</p> $F_c = \frac{2 \cdot M_{kvret} \cdot 1000}{D_c}$ <p>Vhodné měření umožňující přímé vyčítání hodnot krouticího momentu a otáček motoru z řídicího systému, ale je nutné dále vyčítat hodnoty spojené s parametry nástrojů (průměr, vyložení). Výhodou přímého vyčítání hodnot krouticího momentu je možnost identifikace událostí špičkového přetížení způsobené neočekávanou situací během řezného procesu. Ale nevýhodnou je nutný SW integrovaný do ŘS otevřenou strukturou pro vyčítání a zpracování dat, který umožní přístup k vyhodnocení přímo v ŘS stroje. Možné využívat u jakéhokoliv typu výroby kusové i sériové [202] [204].</p>



Měření výkonu pohonu vřetene	<p>Identifikace řezných sil pomocí nepřímého měření z výkonu vřetene</p> $M_{kvret} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n}$ $F_c = \frac{2 \cdot M_{kvret} \cdot 1000}{D_c}$ <p>K nepřímému měření dochází pomocí přídavných zařízení umožňující měření spotřebovaného výkonu a vyčítání hodnot z ŘS průměru a vyložení nástroje. Na jejichž základě dojde k výpočtu řezných a sil působících na ložiska.</p> <p>Měření pomocí přídavných zařízení spotřeby energie a výkonu, dochází k nepřímému měření výkonu z proudů.</p> <p>Výhodou je nezávislé měření bez nutnosti zásahu do řídicího systému, ale nevýhodou je třeba nezávislého měřit otáček vřetena a vyhodnocovacího SW pro zpracování metodiky, umožňující vyčítat data o nástrojích z ŘS stroje. Výhodou je identifikace reálného zátěžného spektra.</p>
Přímého měření síly pomocí snímače SpiCoM [237], BIBU [141], tenzometrické můstky	<p>Identifikace sil působících na ložiska pomocí přímého měření sil pomocí snímacích kroužků zabudovaných do konstrukce vřeten. Velikou nevýhodou je nutnost zabudování cenově nákladných měřících systémů a vyhodnocovacích SW pro zpracování metodiky. Dalším nedostatkem je nemožnost umístění snímacích kroužků sil do stávajících konstrukcí vřeten.</p>

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 [277]. Výhodou při využití rozboru technologie výroby je jednoduché zpětně dopočítání předchozího použití stroje při znalosti výroby, a to i u sériové výroby.

4.1.2.2. Popis zjednodušeného matematického modelu vřetena

Zjednodušené modely frézovacích vřeten vyplývající z kapitoly 2.3.2.1 Popis základního modelu vřetene. Pro nejčastější případy frézovacích vřeten jsou v Tab. 20 popsány zjednodušené modely s ohledem na uložení vřeten [203][205][209][210][212][214].

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

Tab. 20: 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 viz. Tab. 8, považujeme ložiska jako skupinu. Výpočty se pak řídí dle redukčních faktorů f_i skupin ložisek, popsány v kapitole 2.2.2 viz. Tab. 12.

Metodika využívá zjednodušené matematické modely pro výpočet zatížení od řezné složky síly na jednotlivá ložisek nebo na skupiny ložisek po dobu jednotlivých časových úseků [195].

4.1.3. Popis modelu výpočtu zbytkové trvanlivosti ložisek

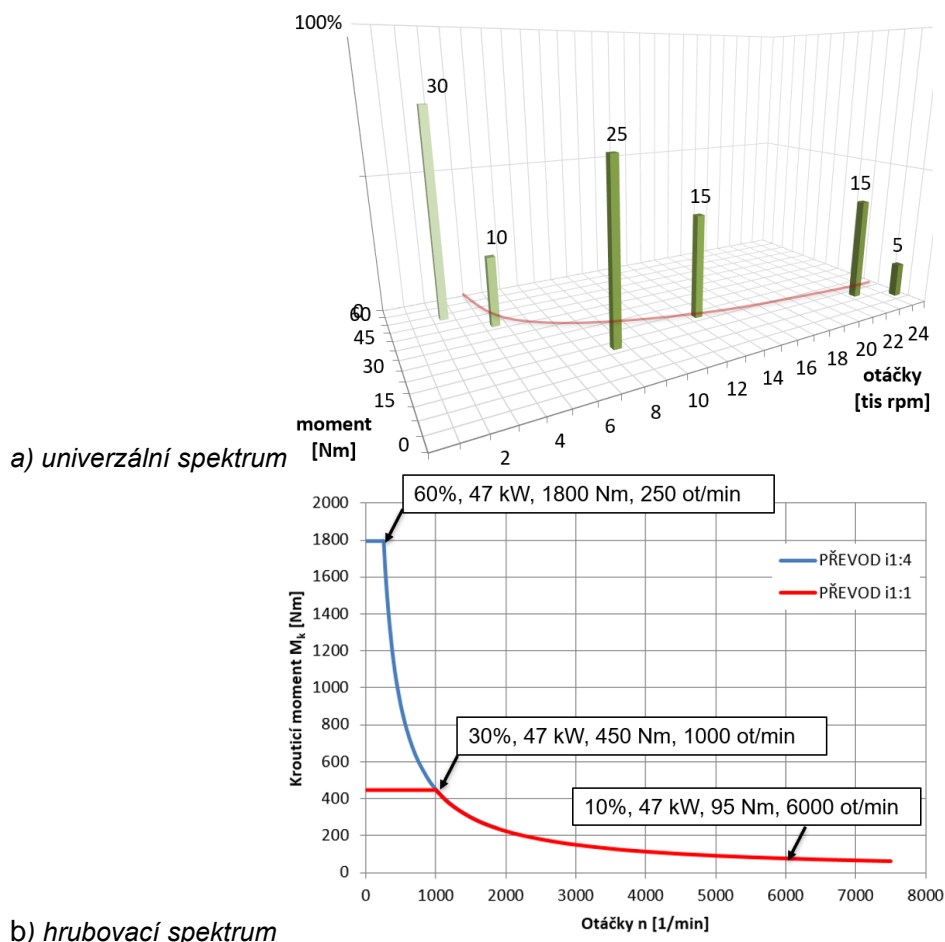
Teorie výpočtu je postavena na principu základní trvanlivosti dle normy ISO 281 [175]. Uvažujeme, že model zbytkové trvanlivosti je **funkcí času a zátěžného spektra**. Rozděleného podle velikosti zatížení a otáček, které jsou v určitém časovém úseku neproměnné [195].

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 rozděleného dle předpokládaného zátěžného spektra stroje na:

- hrubovací (silové)
- dokončovací (otáčkové)
- univerzální

Příklady výpočtových spekter pro návrh ložisek vřeten jsou znázorněny na Obr. 67:

- Graf na obrázku Obr. 67 a) zobrazující univerzální použití stroje na hranici maximálního využití výkonu reprezentovaný 3-mi zátěžnými stavy v procentuálním rozložení (30%; 10%; 25%; 15%; 15%; 5%).
- Graf na obrázku Obr. 67 b) zobrazuje výpočet návrhu vřetene s vložitelným převodem [203], zátěžné spektrum je reprezentováno 3-mi zátěžnými stavy v procentuálním rozložení (60%; 30%; 10%).

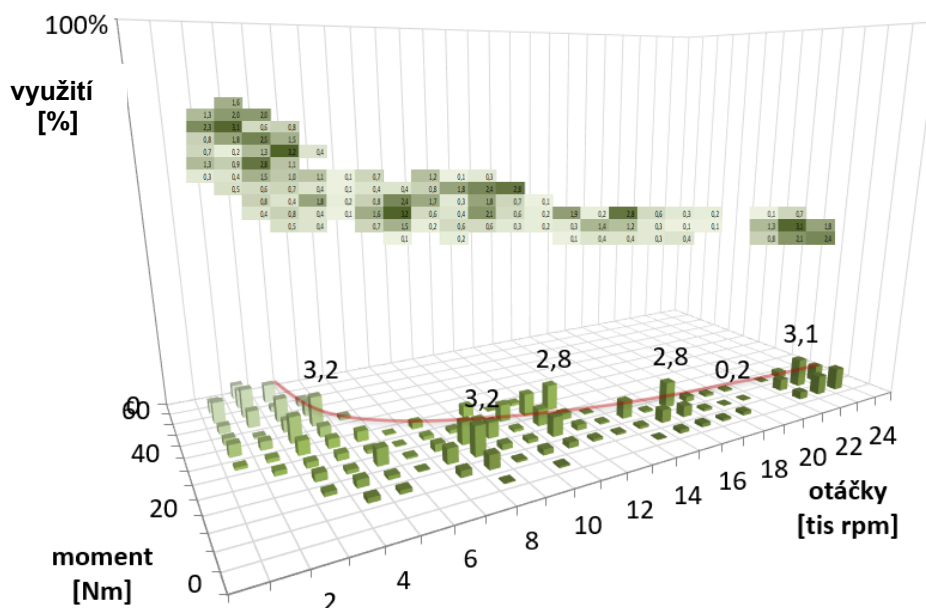


Obr. 67: Návrhové zátěžné spektrum pro výpočet trvanlivosti ložisek s % využitím [195] [203]

V navrhované metodě dochází ke zpřesňování návrhového výpočtu trvanlivosti ložisek na základě skutečného zátěžného spektra vřetene [195].

Výsledkem je zobrazení v 3D sloupcovém grafu Obr. 68 znázorňující skutečné zatížení vřetene (otáčky x krouticí moment) v závislosti na četnosti (osa Z; v % či hodinovém měřítku) využití jednotlivých provozních podmínek.

Takovéto zobrazení zatížení vřetene velice přehledně a jednoduše zobrazuje v jakém zátěžném spektru pracuje vřeteno (stroj) z hlediska zatěžování a otáček.



Obr. 68: Provozní zátěžné spektrum vřetenové jednotky v 3D grafu [195]



4.1.3.1. Popis výpočtu zbytkové trvanlivosti

Dle stanoveného zátěžného spektra vřetenové jednotky reprezentovaného na Obr. 68, dojde k přepočítání krouticího 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. 4.1.2.2; Tab. 20, jsou vypočteny reakční složky sil působící na ložiska:

Podmínky rovnováhy:

$$\sum M_A = 0; \quad (4.1)$$

$$\sum M_B = 0; \quad (4.2)$$

Výsledné reakce a místě A; B:

$$R_A = \frac{F_R \cdot (L_a + a + L)}{L} \quad (4.3)$$

$$R_B = \frac{F_R \cdot (L_a + a)}{L} \quad (4.4)$$

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 popsany v kapitole 2.2.

Dále se již postupuje podle výpočtů trvanlivosti při proměnných provozních podmínkách:

Výpočet středních otáček při proměnlivých provozních podmínkách:

$$n_m = \sum_{i=1}^n n_i \cdot \frac{q_i}{100} \quad (4.5)$$
$$n_m = n_1 \cdot \frac{q_1}{100} + n_2 \cdot \frac{q_2}{100} + \dots + n_n \cdot \frac{q_n}{100}$$

Dosazením naměřených a vypočítaných hodnot do modelu zbytkové trvanlivosti popsáního v úvodu kapitoly 4.1.2.2, vypočteme **základní trvanlivost** ložisek.

Stanovení trvanlivosti při proměnlivých provozních podmínkách:

$$L_{10i} = \left(\frac{C_{group}}{P_i} \right)^p \quad (4.6)$$

$$U_i = \frac{q_i \cdot n_i}{\sum_{i=1}^n q_n \cdot n_n} \quad (4.7)$$

$$L_{10} = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{U_i}{L_{10i}}} = \frac{1}{\frac{U_1}{L_{101}} + \frac{U_2}{L_{102}} + \dots + \frac{U_n}{L_{10n}}} \quad (4.8)$$

$$L_{10h\ t_i} = L_{10} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_m} [hod] \quad (4.9)$$

4.1.3.2. Výpočet zbytkové trvanlivosti v provozním čas t_i

Vyjádření zbytkové trvanlivosti v hodinách [195]: [195]

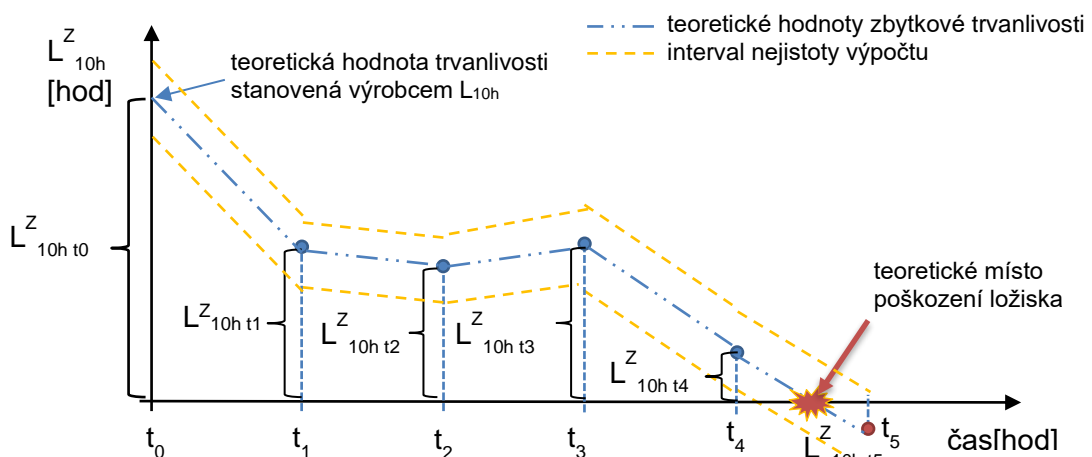
$$L_{10h\ t_i}^Z = L_{10h\ t_i} - t_i [hod] \quad (4.10)$$

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 převážné většiny o poškození **přední skupiny ložisek**.

Na obrázku Obr. 69 je znázorněn graf trendu zbytkové trvanlivosti znázorňující 5 vyhodnocovaných úseků t_0 až t_5 . Hodnoty zbytkové trvanlivosti $L_{10h\ t_i}^Z$ jsou stanovovány dle vztahu (4.10).



Obr. 69: Graf trendu vývoje zbytkové trvanlivosti [195]



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.

$$L_{10\% ti}^Z = \frac{L_{10h ti}^Z}{L_{10h ti}} \cdot 100 = \frac{L_{10h ti} - t_i}{L_{10h ti}} \cdot 100; [\%] \quad (4.11)$$

Definice:

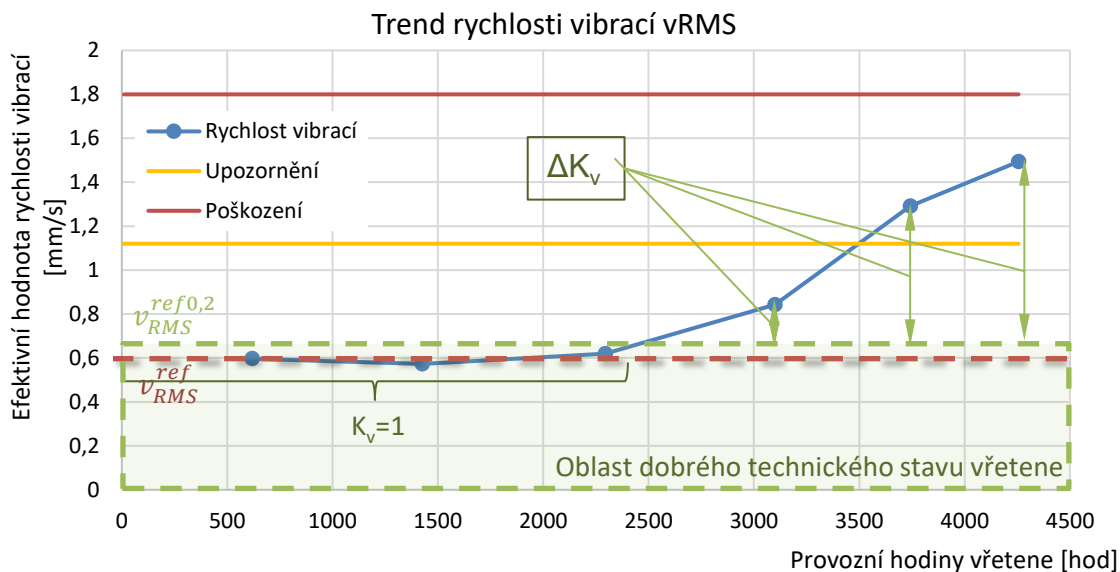
Hodnota relativní zbytkové trvanlivosti je definována jako poměr zbytkové trvanlivosti a vypočtené teoretické hodnoty základní trvanlivosti L_{10h} v závislosti na skutečném spektru zatížení vřetene, vyjádřená v procentech, než se **objeví první známky poškození únavy materiálu** na ložisku.

4.1.3.3. 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 [195].

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. 70.

Parametr **efektivní hodnoty vibrací** v_{RMS} byl vybrán z hlediska nejběžněji používaného parametru pro monitorování vibrací v praxi (vyhodnocovaného v měřících aparaturách vibrodiagnostiky) a udávaného např. v normách: ČSN 20 0065; ČSN ISO 10816-1 [182]; ČSN ISO 20816-1 [183]; ČSN ISO 13373-1[184]; ČSN ISO 230 [185].



Obr. 70: Posuzování vřetene na základě časové změny měřené hodnoty v_{RMS} [195]

Od výrobců vřeten není tato referenční hodnota v_{RMS}^{ref} udávaná (např. v průvodním listě), tudíž hodnotu je nutné odhadnout dle zkušeností a expertního odhadu s ohledem na trend efektivní hodnoty vibrací v_{RMS} . Stanovení referenční hodnoty je patrné z Obr. 70. Referenční hodnotu je třeba znovu určit po servisním zásahu během, kterého dojde k výměně komponent, např. ložisek, up. tyče, díky nimž nastane změna referenční hodnoty.

Referenční hodnota v_{RMS}^{ref} nemusí být vždy v rozsahu limitu upozornění, či poškození, referenční hodnotou vibrací se rozumí ustáleně stav, ve kterém vřeteno může pracovat dlouhodobě bez známek poškození a požadované kvality obráběných ploch.



Shrnutí způsobu stanovení referenční hodnoty v_{RMS}^{ref}

Stanovení pravidel pro vhodné nastavení reference **efektivní hodnoty vibrací v_{RMS}^{ref}** , jak bylo hodnoceno v úvodu kapitoly:

- I. Pokud je známa efektivní hodnota vibrací **od výrobce**, či po servisu vřetenové jednotky, je možné tuto hodnotu stanovit za referenční.
- II. Stanovení referenční hodnoty po době cca 500 až 1800 **provozních hodin** vřetene z grafu trendu rychlosti vibrací (cca 2 až 3 kontrolní intervaly).
- III. Pro neznámé vřeteno dlouhodobě provozované bez servisu a diagnostiky, či v případě, že neexistují žádné předchozí záznamy od výrobce nebo jiných měření během údržby. Referenční hodnota je stanovena na $v_{RMS}^{ref} = 1,18 [mm/s]$. jako **limit upozornění**.
- IV. Při dlouhodobém monitoringu vřetenové jednotky, je možné **referenční hodnotu upravit**, aby odpovídala skutečnosti, oproti bodu III. Referenční hodnotu je možné upravit, pouze v případě, že vřetenová jednotka nevykazuje žádné známky poškození a zároveň referenční hodnota v trendovém grafu je dlouhodobě na ustálené hodnotě (cca 2500 provozních hodin vřetene).

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 [195].

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 [120] [261] [262] viz. kap. 2.4.4 vypsáno v Tab. 21:

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

Tab. 21: Změna trvanlivosti ložisek s ohledem na změnu vibrací

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

Horní limit referenční hodnoty rychlosti vibrací $v_{RMS}^{ref0,2}$ (4.12) 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 $\frac{v_{RMS}}{v_{RMS}^{ref0,2}} \leq 1$.

$$v_{RMS}^{ref0,2} = v_{RMS}^{ref} + 0,2 \quad (4.12)$$

Pro stanovení korekčního faktoru K_v platí podmínky viz. Tab. 22:

Tab. 22: 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:

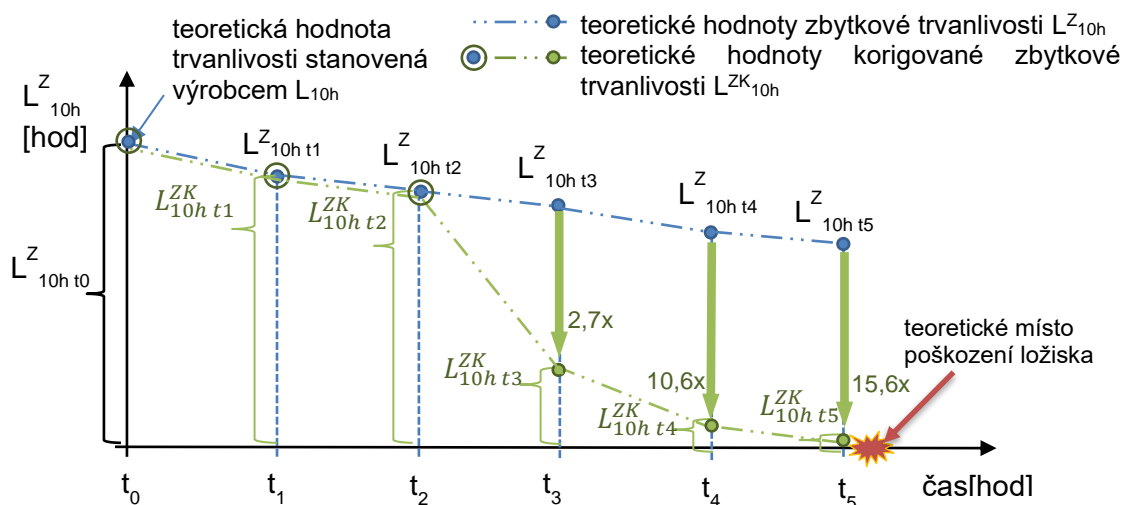
$$L_{10h\ t_i}^{ZK} = \frac{(L_{10h\ t_i}^Z - t_i)}{K_v^3} = \frac{L_{10h\ t_i}^Z}{K_v^3}; [hod] \quad (4.13)$$

Definice:

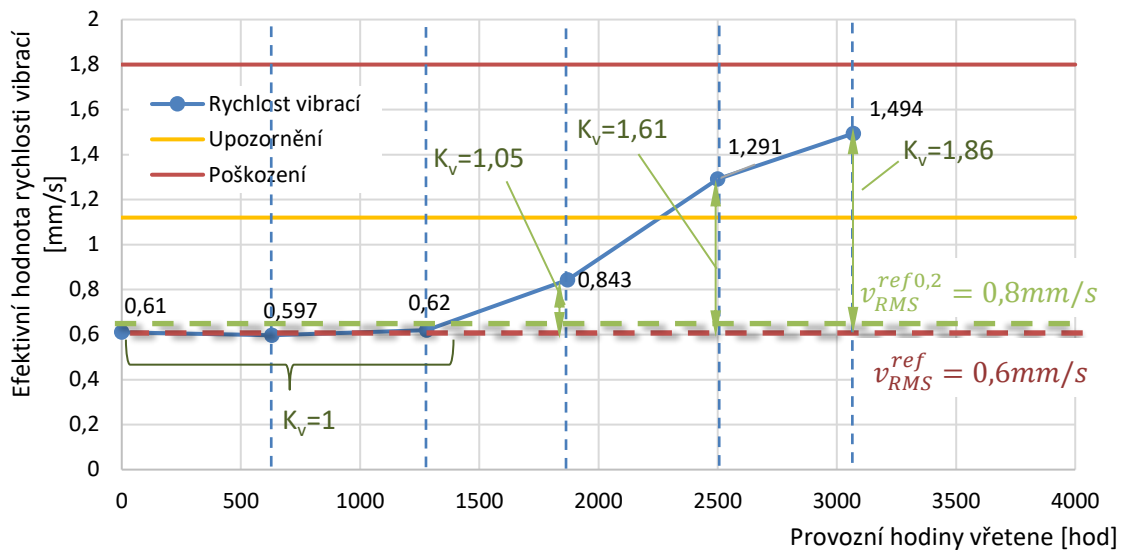
Hodnota korigované zbytkové trvanlivosti je definována jako rozdíl vypočtené teoretické hodnoty základní trvanlivosti L_{10h} z provozních podmínek od provozních hodin vřetene t_i , korigované s ohledem na posouzení aktuálního stavu vřetene K_v , než se objeví první známky poškození únavy materiálu na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

Na obrázku Obr. 71 vidíme srovnání výsledků po korekci zbytkové trvanlivosti $L_{10h\ t_i}^{ZK}$ na základě časové změny měřené efektivní hodnoty vibrací Obr. 72, která během úseku t_3 překročila referenční hodnotu.

Graf trendu viz Obr. 71 zohledňuje předpokládaný exponenciální pokles trvanlivosti predikovaný v kapitole 2.4.1 dle Obr. 32 vycházející exponenciálního nárůstu měřené veličiny.



Obr. 71: Graf trendu vývoje korigované zbytkové trvanlivosti [195]



Obr. 72: Trend efektivní hodnoty rychlosti vibrací a ohledem na referenční hodnotu

Výhodou korigované zbytkové trvanlivosti vůči teoretické zbytkové trvanlivosti uvedené v kapitole 4.1.3.2 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 [195].

$$L_{10h\ ti}^{ZK\%} = \frac{L_{10h\ ti}^{ZK}}{L_{10h\ ti}} \cdot 100 =; [\%] \quad (4.14)$$

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 vyjádřená v procentech, než se **objeví první známky poškození** únavy materiálu na ložisku.



4.1.3.4. Diskuse nad nejistotou metodiky

Výpočet metodiky hodnocení zbytkové trvanlivosti využívá k identifikaci dostupných běžně používaných výpočtových metod založených na identifikaci zátěžného 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 (může se lišit vlivem opotřebení v rámci 0,1 mm); délka nástroje L_a (muže se lišit běžnou délkovou tolerancí nástroje v 0,1 mm); krouticí moment M_k (stanovení dle technologických požadavků výroby).

K výpočtu řezných podmínek byl použit online kalkulátor společnosti Walter [277] 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 **20-30 %** vůči skutečnému vřetenu, a to hlavně 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 %** [231][239][245][247][250][251].

Tab. 23: 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 nejistot jsou shrnuty v Tab. 23 jedná se o nejistoty v různých úrovních 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. [200] [208] [214] [216] [252].

Z uvedených jednotlivých odchylek v Tab. 23 bylo možné odhadnout, na základě zkušeností, velikost celkové odchylky nejistoty pro stanovení zbytkové trvanlivosti ložisek vřetene. Rozsah celkové **odchylky nejistoty je odhadnut** na $L_{10\%}^Z t_i \pm 30\%$.

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 měření na více vřetenech stejného či podobného typu pro získání většího množství dat pro porovnání.



4.1.4. Princip metody informující o stavu ložisek

Podstata návrhu **nové metodiky hodnocení stavu** vřetenových jednotek vyplývá z nově navrhované metody **zbytkové trvanlivosti** a standardně používaných **diagnostických metod** pochůzkové diagnostiky. Vyhodnocení umožňuje **sledovat provozní stav** opotřebených ložisek, s ohledem na jejich zbytkovou trvanlivost, a to v závislosti na stavu a provozních hodinách vřetene [195].

Hodnocení stavu vřetene bude prováděno při pochůzkové diagnostice pomocí kritérií uváděných v kap. 4.1.5. Celkové hodnocení vřetene by mělo být mnohem srozumitelnějším, a to i díky hodnocení nad skutečným **zátěžným spektrem**, interpretující reálné **provozování** vřetene (celého stroje).

Vyhodnocování dle **skutečného stavu** vřetene, nejen dle naměřených hodnot **vibrací**, ale také dle **zbytkové trvanlivosti** ložisek by umožnilo lépe identifikovat možnou příčinu poruchy, např.: samotné poškození ložisek, poruchy upínače, rotačních jednotek, nevhodného technologického používání stroje atd.

Celkové hodnocení této metodiky by mělo být zobrazováno v **trendových grafech** (zbytkové trvanlivosti ložisek, obálky zrychlení, rychlosti vibrací, házení dutiny, házení trnu velikosti upínací síly) díky své **srozumitelnosti výsledků** pro vedoucí pracovníky či mistry výroby rozhodující o provozování stroje či případných opravách. **Ostatní grafy** (vibrační spektra rychlosti a obálky zrychlení) by měly sloužit odborníkům a technikům v případech detailních identifikování závad a jejich příčin.

Poznámka:

Po opravě či výměně ložisek je třeba vyhodnocovat zbytkovou trvanlivost ložisek opět od „nuly“, aby trendy odpovídaly skutečnému zátěžnému spektru ložisek; referenční hodnotě rychlosti vibrací. A do výpočtů nebyly načítány původní provozní podmínky a hodiny vřetene před výměnou ložisek.

Doporučené intervaly kontrol vřeten z praxe:

Je nutné provádět pravidelné měření vřeten na strojích, alespoň jednou za ½ roku nebo jednou za 1200 až 2000 provozních hodin stroje či za 500 až 800 provozních hodin vřetene s ohledem na provozní podmínky [252].

4.1.4.1. Hodnocení stavu ložisek na základě zbytkové trvanlivosti

Při požadavku na správné zhodnocení stavu ložisek dle navrhované metody je nejprve nutno znát **vnitřní konstrukční stavbu vřetene**.

Uspořádání vřetene je možné vyčíst z výkresové dokumentace od výrobce stroje, která ale nebývá často dostupná u stroje ani při vyžádání od výrobce, a to z důvodu know-how. V takovém případě je nutné konstrukční uspořádání odměřit při opravě vřeten, během které je možné **vytvořit základní model vřetene** dle kapitoly 4.1.2.2 (typ a uspořádání ložisek, vzdálenost ložisek (L), vzdálenost TCP (a), výkonové parametry pohonu).

ULOŽENÍ A

71914 ACD/HC P4

množství: 2ks

uložení: zády k sobě „O“ <>

$\alpha=25^\circ$, $d=70$ mm

$n_G=14\ 000$ ot/min

$C=32,5$ kN / $C_0=32,5$ kN

střední předpětí: 207 N

POHON el. Motor

Typ: Siemens 1PH2123

Výkon (S1/S6): 33/45 kW

M_k (S1/S6): 147/215 Nm

$n_{max}=12\ 000$ ot/min

ULOŽENÍ B

71912 CD/HC P4

množství: 2ks

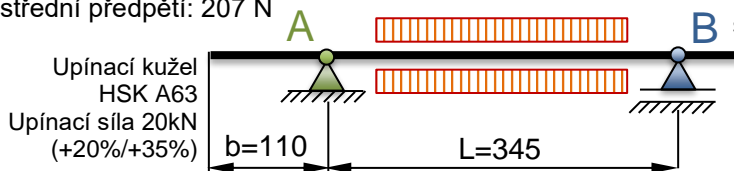
uložení: zády k sobě „O“ <>

$\alpha=15^\circ$, $d=60$ mm

$n_G=18\ 000$ ot/min

$C=19,9$ kN / $C_0=15,3$ kN

střední předpětí: 140 N



Obr. 73: Příklad náčrtu pro tvorbu základního modelu vřetene

Pro další postup je třeba zvolit **způsob určování sil působících na ložisko** popsaném v kapitole 4.1.2.1 Tab. 19. Způsob určování sil je nutno vybrat na základě požadavku zákazníka, u kterého tato metodika bude implementována. A to z důvodu finanční a technické náročnosti na implementaci nové metodiky hodnocení stavu ložisek.

V současné chvíli jsou k dispozici pouze dva možné přístupy identifikace a to:

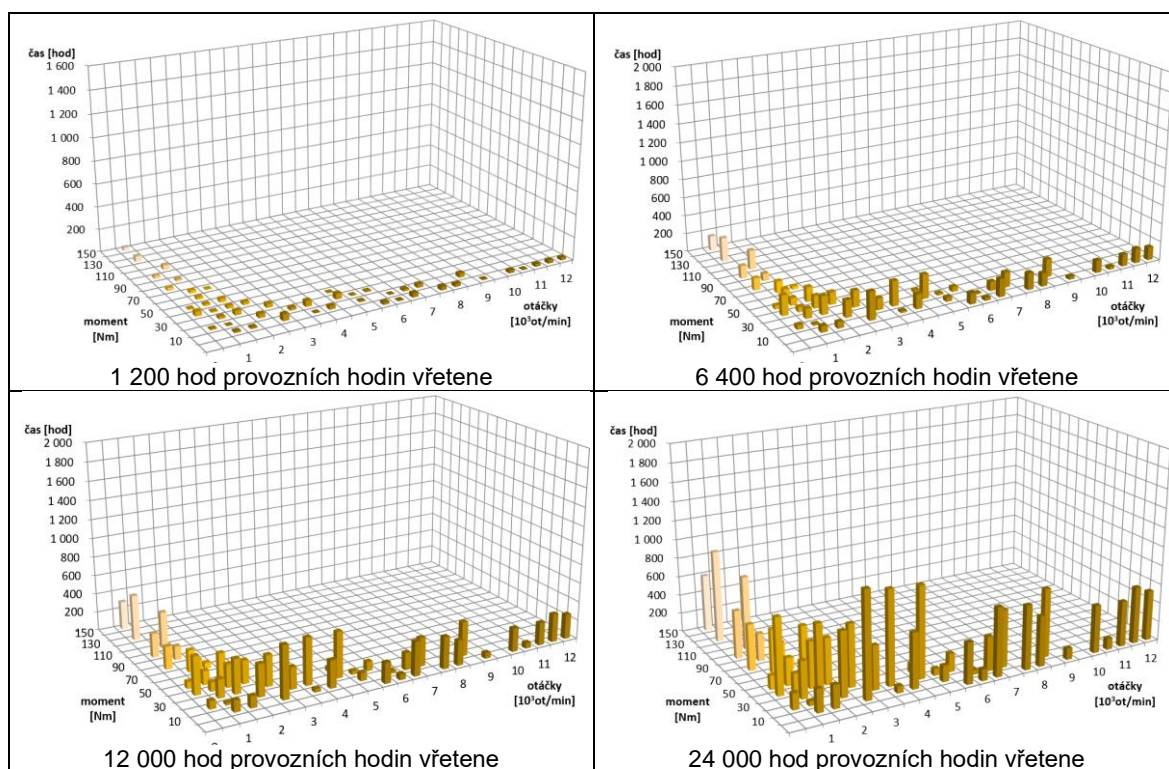
- Levnější; méně vypovídající o reálném provozním zátěžném spektru; náročnější z hlediska zpracování dat, jedná se o přístup identifikace sil „**Na základě rozboru technologie výroby**“
- Nákladnější a automatizovaný proces zpracovávající metodiku zbytkové trvanlivosti ložisek na pozadí ŘS stroje „**Vyhodnocování dat z ŘS**“. Tento přístup umožňuje identifikovat historii provozního zátěžného spektra na základě skutečného provozu stroje, který má mnohem větší vypovídající hodnotu a průběhu provozu.

Zobrazení zátěžných spekter

Pro zobrazení zátěžných spekter je třeba interpretovat zjištěná data týkající se provozu do grafu popsanych v kapitole 4.1.3. Grafy jsou průběžným zobrazením použití stroje vypovídající o skutečném využití stroje, a to jak z hlediska silového, tak otáčkového využití. Pro přehlednost je graf zobrazen v 3D prostoru pro přehlednost viz. Tab. 24.

Graf zátěžného spektra vřetene je nutné zobrazovat společně s měřením získaným během pochůzkové diagnostiky, aby bylo možné z grafů vyčíst vzájemné závislosti.

Tab. 24: Příklady zobrazení zátěžného spektra při opakované sériové výrobě



Zbytkovou trvanlivost ložisek v čase je možné získat spojením základního modelu vřetene např. Obr. 73 a zátěžného spektra Tab. 24.



4.1.5. 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 rešerše a praktických zkušeností během diagnostických měření na různých typech vřeten [181] [195] [200] [202] [204] [212] [252]:

- 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 doporučované výrobcem je nutno začít plánovat výměnu upínacího systému max. do půl roku podle náročnosti provozu.
- Zjišťování počtu cyklů upnutí nástroje
- Provozní hodiny stroje; vřetene



4.1.6. Zobrazení výsledků pochůzkové diagnostiky

Výsledky pochůzkové diagnostiky musí být prováděny, jako každé diagnostické měření se zaznamenáním a popsáním měřící aparatury; zaznamenáním měřících míst na stoju, aby bylo možno měření opakovat.

Měření vibrací:

Pro měření vibrodiagnostiky ložisek by měla být použita měřící aparatura s dvěma kanály pro snímače vibrací a tachosondou (měření otáček-bývá součástí měřící aparatury). Aparatura by měla umožnit vyhodnocování:

- rychlosti vibrací v_{RMS}
- obálku zrychlení vibrací
- vibračních spekter rychlosti
- vibrační spektra obálky zrychlení

Přesnost házení

Měření přesnosti házení je popsáno v kapitole 0, pro měření je třeba použít magnetický stojánek s páčkovým úchylkoměrem s rozlišením 0,001 mm (přesnost dle DIN 878) a kalibrovaný měřící trn (DIN 2080) s válcovitostí <0,001mm. Popsáno v kapitole 2.4.2.

Měření upínací síly

Pro měření velikosti upínací síly nástroje je třeba použít kalibrovaný měřící přístroj. Měření upínací síly je popsáno v kapitole 2.4.2.

Počet cyklů upnutí nástroje a provozní hodiny

Zjištění počtu upínacích cyklů a provozních hodin stroje či vřetene je možné vyčíst v ŘS stroje. Tyto hodnoty jsou dostupné v systémových parametrech.

Způsob vyhodnocení naměřených dat přesnosti házení trnu a dutiny; velikosti upínací síly nástroje a provozních hodin stroje či vřetene je možné zobrazit ve shrnující tabulce např. viz. Tab. 25 s barevnou rozlišitelností, zdali se jedná o hodnoty nadlimitní, v limitu upozornění či v povolených hodnotách (v pořádku).

Tab. 25: Způsob zobrazení měřených dat v tabulce

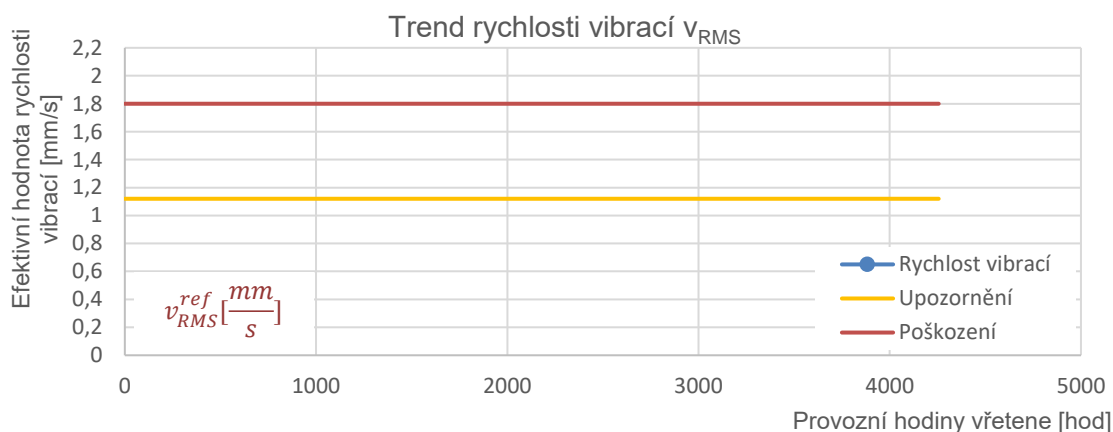
Datum měření	Provozní hodiny stroje[h]	Provozní hodiny vřetene[h]	Up. síla [kN]	Házení dutiny [mm]	Házení na trnu [mm]		Pojezd po trnu [mm]		Hodnoty vibrací	
					L=50mm	L=300mm	a	b	vRMS	gE
v pořádku		limit upozornění		nad limitem poškození, mimo rozsah						



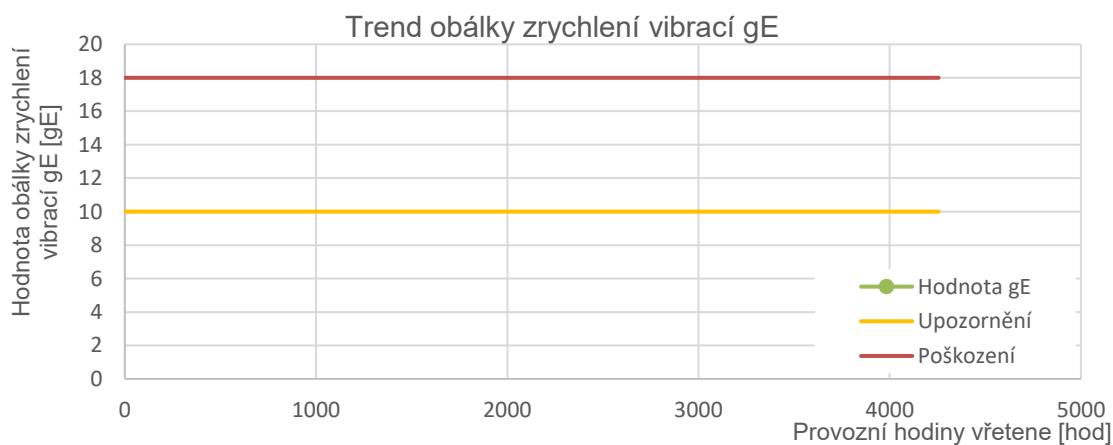
Pro lepší přehlednost a vyhodnocování přesnosti házení na trnu; **rychlosti vibrací** v_{RMS} ; a obálku zrychlení vibrací je vhodnější interpretace zobrazení naměřených hodnot v trendových grafech v závislosti na provozních hodinách vřetene se zobrazením limitů stanovených v úvodu kapitoly 4.1.5.



Obr. 74: Přesnost házení trnu vřetene



Obr. 75: Trend rychlosti vibrací



Obr. 76: Trend obálky zrychlení vibrací



4.1.7. Způsob vyhodnocování stavu ložisek a vřetenové jednotky

Pro přehlednost této kapitoly budou uvedeny typické příklady hodnocení stavu zbytkové trvanlivosti ložisek, které mohou nastat během provozu.

Vyhodnocení bude znázorněno na příkladu vřetene popsaném v úvodu kapitoly 4.1.4, aby se jednalo o skutečné vřeteno s konkrétními parametry. Technologické zátěžné spektrum bude simulovat vždy daný typ výroby. Pro vysvětlení budou zvoleny tyto typy výroby, aby zobrazily, jak je možné interpretovat výsledky a hodnocení díky metodice zbytkové trvanlivosti ložisek:

I. Příklad poškození ložisek během výroby

- A. sériová výroba se stejnou technologií výroby, u které nedochází k výkyvům ve změně technologie („vzor“)
- B. sériová výroba se stejnou technologií výroby v průběhu času, při které **dojde k poškození ložisek** během výroby

II. Příklad proměnné technologie výroby

- A. sériová výroba se stejnou technologií výroby, u které nedochází k výkyvům ve změně technologie („vzor“)
- B. sériová výroba s **proměnnou** technologií výroby v průběhu času, bez poškození ložisek

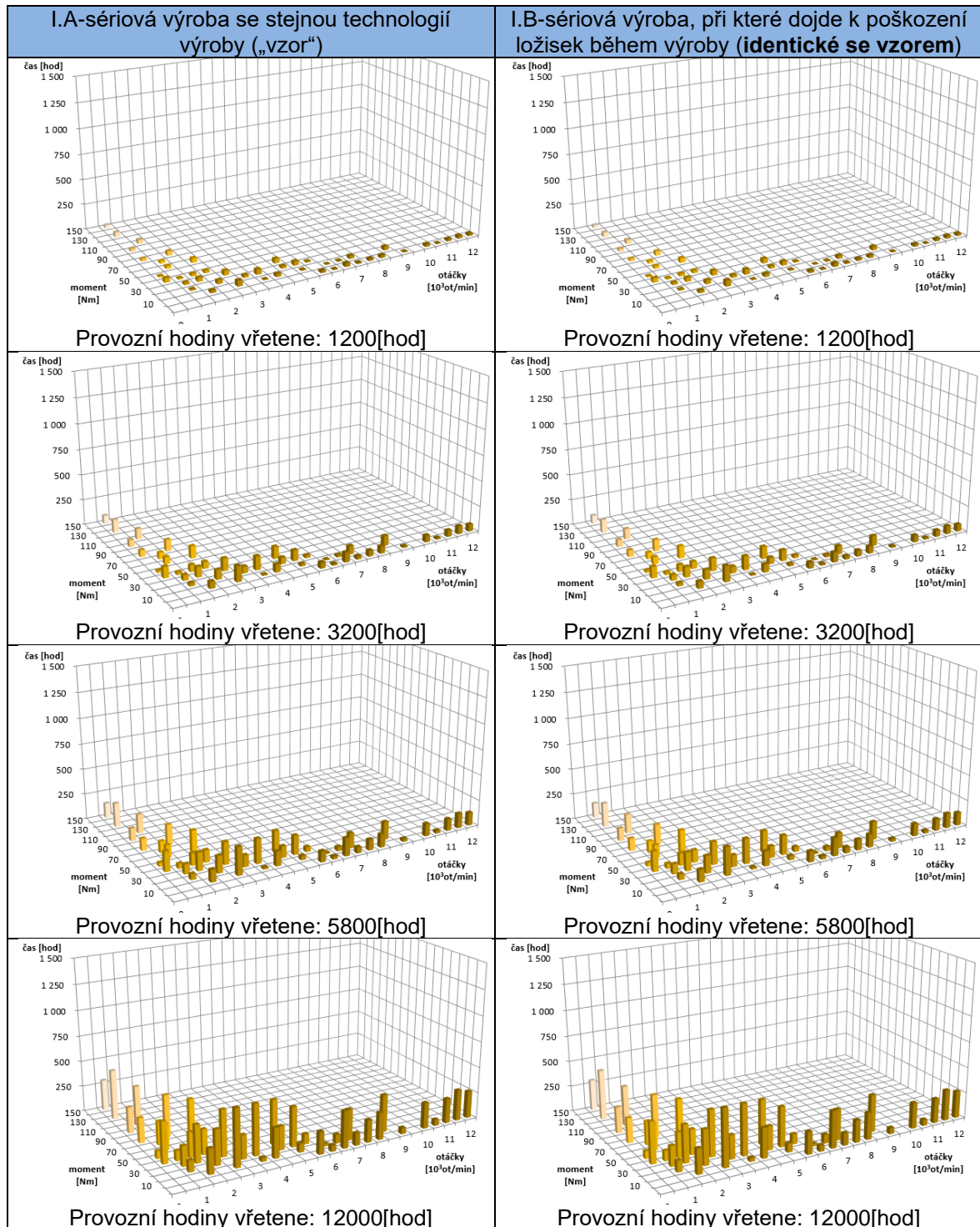
Poznámka:

Sériová výroba se vyznačuje velice stejným zátěžným spektrem, který v průběhu provozu zvyšuje hodnoty časového využití v jednotlivých sloupcích.



4.1.7.1. I. Příklad interpretace dat pro sériovou výrobu s poškozením ložisek

Grafy na Obr. 77 ukazují sériovou výrobu zobrazenou rostoucími sloupci v grafech provozním zátěžném spektrum na provozních hodinách vřetene. Grafy provozních zátěžných spekter **I.A** a **I.B** jsou pro oba případy **totožné**, protože tento příklad porovnává stejný typ výroby. K poškození ložisek **I.B** mohlo nastat, např. vlivem kolize, či vniku drobných nečistot do ložisek (stav poškození je možno vyčíst až z měřených dat).

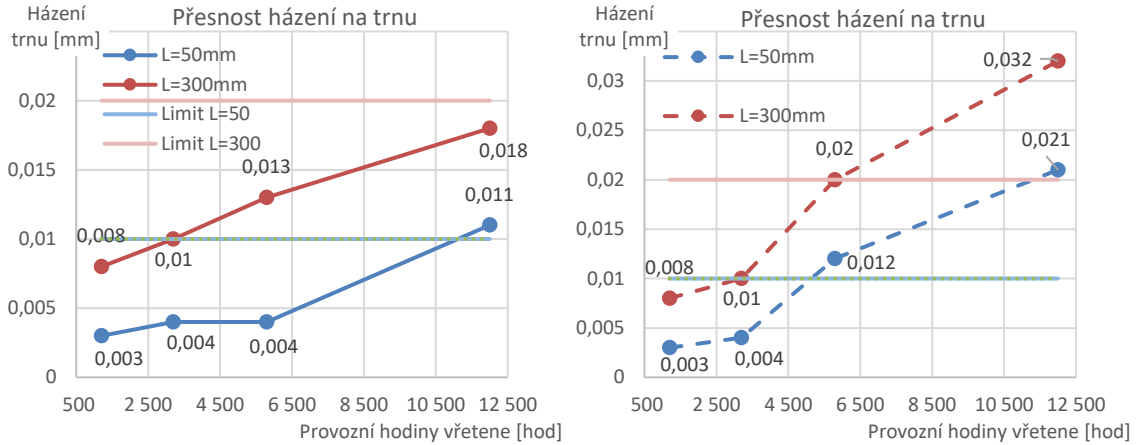


Obr. 77: Provozní zátěžné spektrum vřetenové jednotky v jednotlivých měřeních

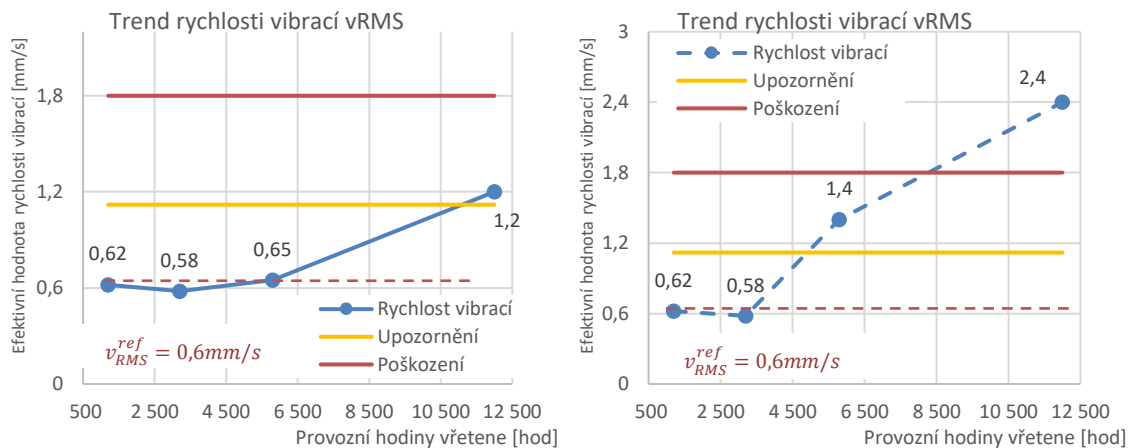


Srovnání trendových grafů přesnosti házení, rychlosti vibrací a obálky zrychlení

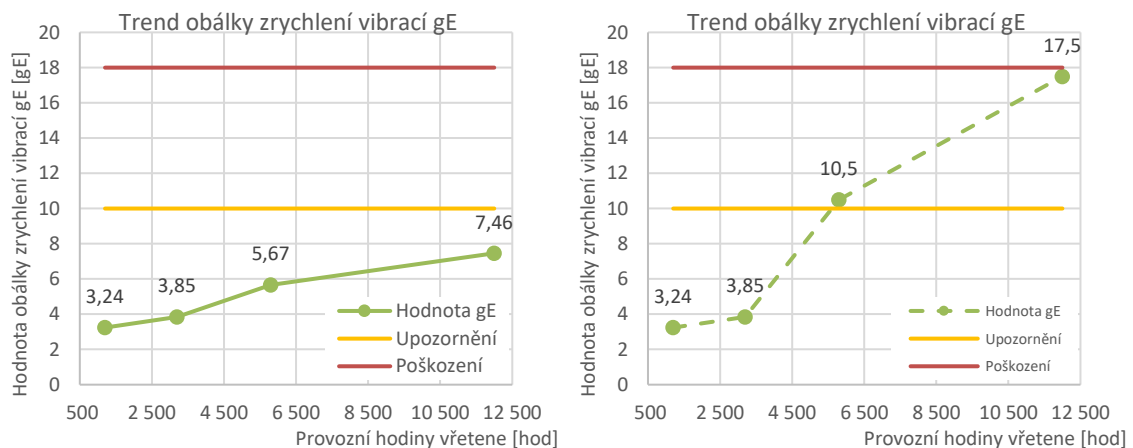
I.A	I.B
Přesnost házení a vibrace jsou v limitech, vzhledem k provozním hodinám vřetena nevykazují neočekávané hodnoty.	Jedná se o poškození ložisek, které nastalo v rozmezí 3200 až 5800 provozních hodin



Obr. 78: Přesnost házení trnu vřetene



Obr. 79: Trend rychlosti vibrací



Obr. 80: Trend obálky zrychlení vibrací



Tab. 26: Způsob zobrazení měřených dat v tabulce I.A

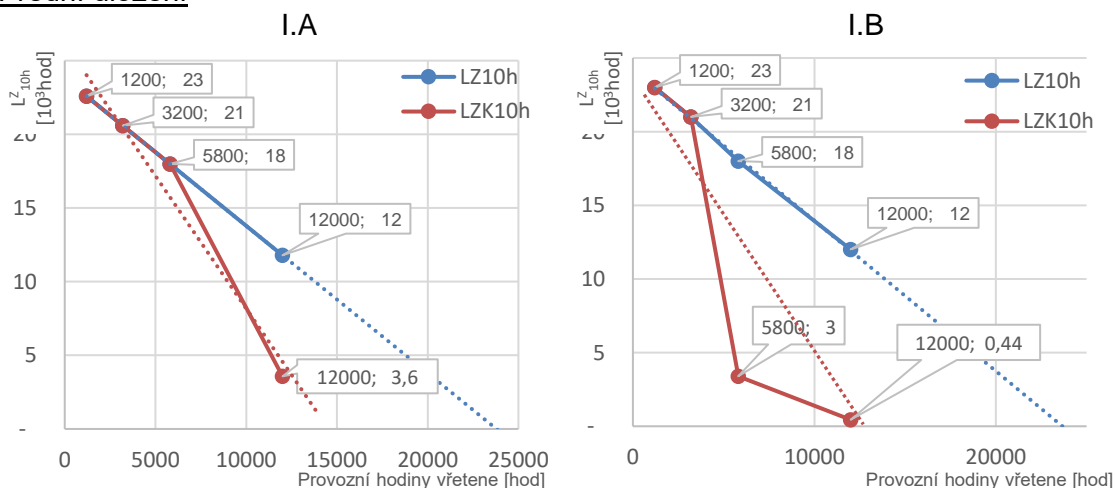
Datum měření	Provozní hodiny stroje[h]	Provozní hodiny včetně[h]	Up. síla [kN]	Házení dutiny [mm]	Házení na trnu [mm]		Pojezd po trnu [mm]		Hodnoty vibrací	
					L=50mm	L=300mm	a	b	vRMS	gE
-	3960	1200	26,2		0,003	0,008			0,62	3,24
-	10560	3200	26,0		0,004	0,010			0,58	3,85
-	19140	5800	25,4		0,004	0,013			0,65	5,67
-	39600	12000	22,0		0,011	0,018			1,2	7,46
v pořádku				limit upozornění			nad limitem poškození, mimo rozsah			

Tab. 27: Způsob zobrazení měřených dat v tabulce I.B

Datum měření	Provozní hodiny stroje[h]	Provozní hodiny včetně[h]	Up. síla [kN]	Házení dutiny [mm]	Házení na trnu [mm]		Pojezd po trnu [mm]		Hodnoty vibrací	
					L=50mm	L=300mm	a	b	vRMS	gE
-	3960	1200	24,5		0,003	0,008			0,62	3,24
-	10560	3200	23,7		0,004	0,010			0,58	3,85
-	19140	5800	21,7		0,012	0,02			1,4	10,5
-	39600	12000	20,1		0,021	0,032			2,4	17,5
v pořádku				limit upozornění			nad limitem poškození, mimo rozsah			

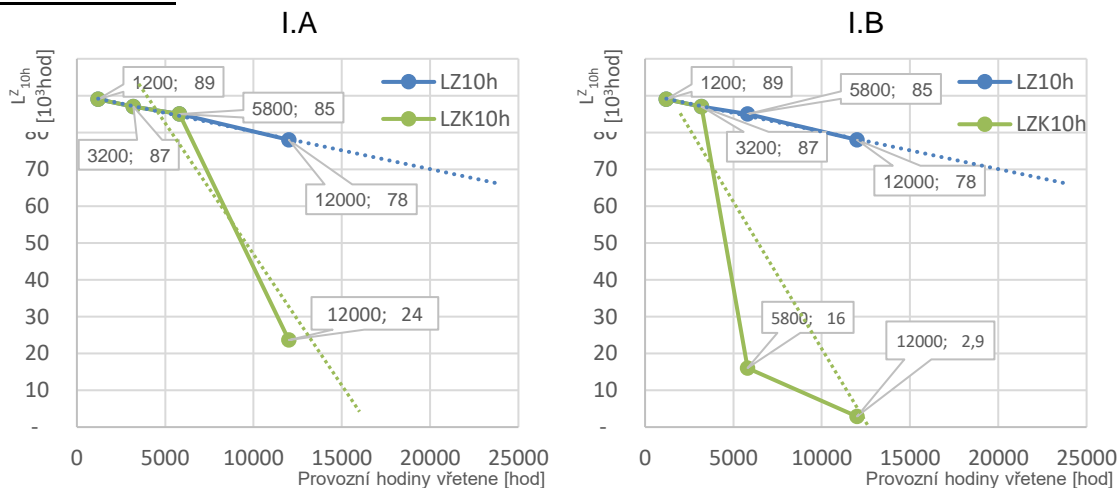
Zbytková trvanlivost ložisek:

Přední uložení



Obr. 81: Trend zbytkové trvanlivosti přední skupiny ložisek

Zadní uložení



Obr. 82: Trend zbytkové trvanlivosti zadní skupiny ložisek



Závěr z příkladu I.A a I.B

Příklad znázorňuje obě vřetena s univerzálním spektrem zatížení po celou dobu provozu, z typického projevu se jedná o sériovou výrobu s minimálními změnami v zátěžném spektru.

Vřetenová jednotka I.A

Vřetenová jednotka s označením I.A z hlediska měření vykazuje hodnoty přesnosti a vibrací v rámci normálního opotřebení, které korespondují s trendem zbytkové trvanlivosti ložisek.

Stav trvanlivosti ložisek po 12000 provozních hodinách vřetene:

Tab. 28: Vyhodnocení stavu vřetene po posledním měření

Trvanlivost	Přední uložení		Zadní uložení	
	Hodnota	[-]	Hodnota	[-]
L_{10h}	23786	hod	90315	hod
L_{10h}^Z	11787	hod	78315	hod
$L_{10\%}^Z$	49,5	%	86,7	%
L_{10h}^{ZK}	3572	hod	23732	hod
$L_{10\%}^{ZK}$	15	%	26,3	%

Zhodnocení:

Z výsledků je patrný pokles trvanlivosti po 4.měření, kdy došlo z hlediska vibrací k překročení limitu upozornění. Stav poškození je patrný z poklesu korigované zbytkové trvanlivosti vůči trvanlivosti L_{10h}^Z .

Vřetenová jednotka I.B

Vřetenová jednotka s označením I.B z hlediska měření vykazuje hodnoty přesnosti a vibrací v mezích limitů až do druhého měření. Z grafů přesnosti a vibrací je patrné poškození ložisek, mezi 2. (3200 hod) a 3. (5800 hod) měřením, které není způsobeno změnou technologie, ale poškozením ložisek během výroby. V takovémto případě, pokud dojde k poškození ložisek, by mělo dojít k rozvaze, kdy nastane servis či oprava vřetenové jednotky, do té doby je nutné provozovat vřeteno za snížených provozních podmínek.

Stav trvanlivosti ložisek po 12000 provozních hodinách vřetene:

Tab. 29: Vyhodnocení stavu vřetene po posledním měření

Trvanlivost	Přední uložení		Zadní uložení	
	Hodnota	[-]	Hodnota	[-]
L_{10h}	23786	hod	90315	hod
L_{10h}^Z	11787	hod	78315	hod
$L_{10\%}^Z$	49,5	%	86,7	%
L_{10h}^{ZK}	437	hod	2901	hod
$L_{10\%}^{ZK}$	1,8	%	3,2	%



Zhodnocení:

VJ po posledním měření je ve stavu poškození a nutné opravy. Vyplývající z naměřených hodnot vibrací i přesnosti házení trnu.

Hodnoty zbytkové trvanlivosti L_{10h}^Z v měřených bodech 3 a 4 již neodpovídají skutečnému stavu ložisek, ale díky všem trendovým grafům a spektru zatížení je možné identifikovat dobu příčiny poruchy. Korigovaná zbytková trvanlivost vlivem zvýšených hodnot vibrací ukazuje předpokládaný stav s ohledem na vibrační projev VJ.

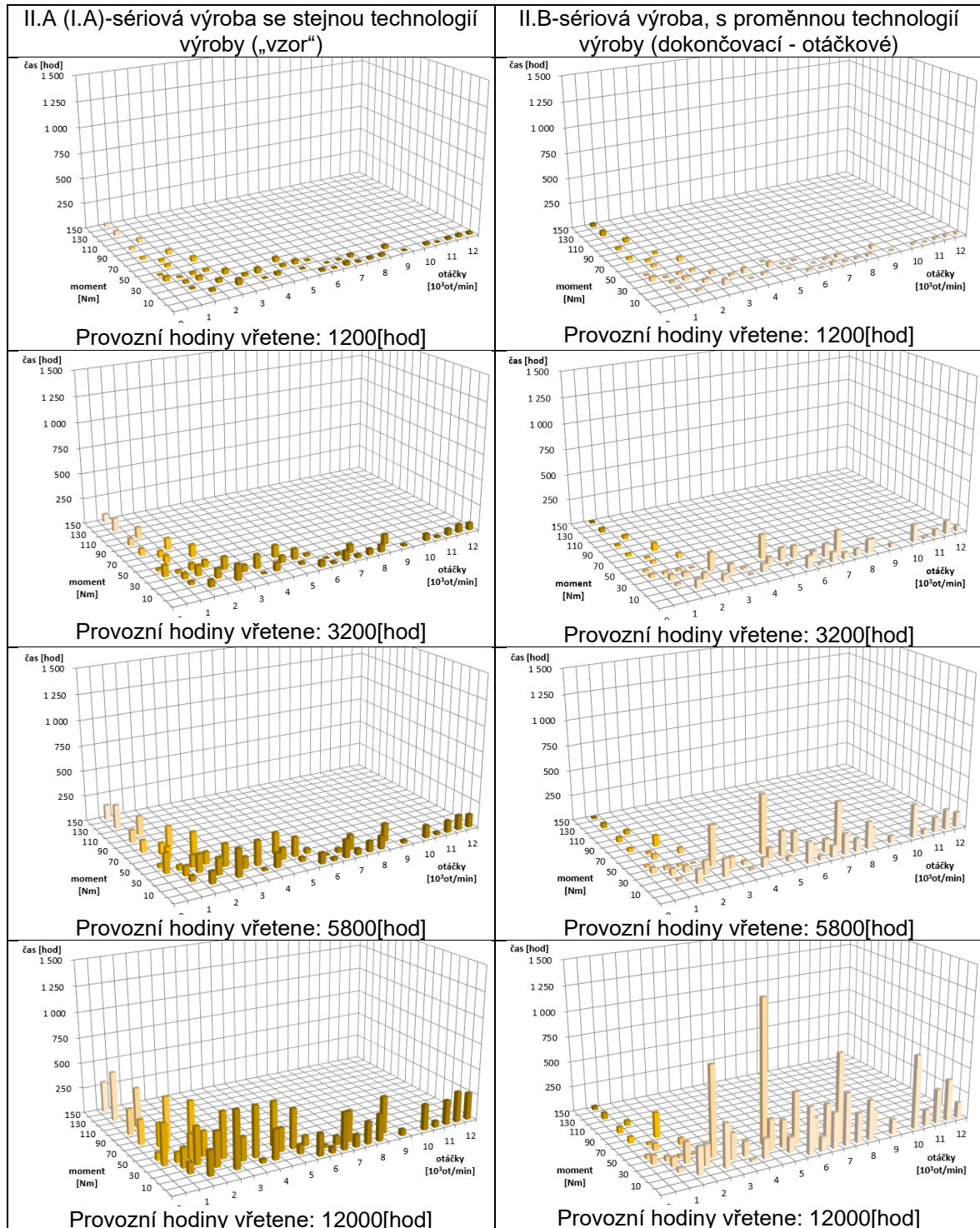
Již po 3.měření mělo dojít k pravidelnějším kontrolám, jak je doporučováno v úvodu kapitoly 4.1.4., aby bylo možné lépe identifikovat rozvoj poškození a lépe naplánovat opravu vřetene a nenastalo případné snížení přesnosti kvality výroby

Poznámka k závěru:

Pokud by nastala změna výroby, která by změnila trend zbytkové trvanlivosti, mohlo by se jednat o opotřebení ložisek vlivem způsobené technologií. Tudiž by se nejednalo o poškození ložisek cizím zaviněním, ale o běžné opotřebení ložisek korespondující, jak již bylo zmíněno s trendem trvanlivosti ložisek.

4.1.7.2. II. Příklad interpretace proměnné technologie výroby

Grafy na Obr. 83 ukazují sériovou výrobu zobrazenou rostoucími sloupci v grafech provozním zátěžném spektru na provozních hodinách vřetene. Grafy zátěžných spekter (II.A a II.B) jsou odlišné v případě II.A je jedná o sériovou výrobu, které **nemění technologii výroby**. Příklad II.B zobrazuje výrobu s **proměnlivým zátěžným spektrem** v oblasti dokončovacích operací s požadavek na přesnost.



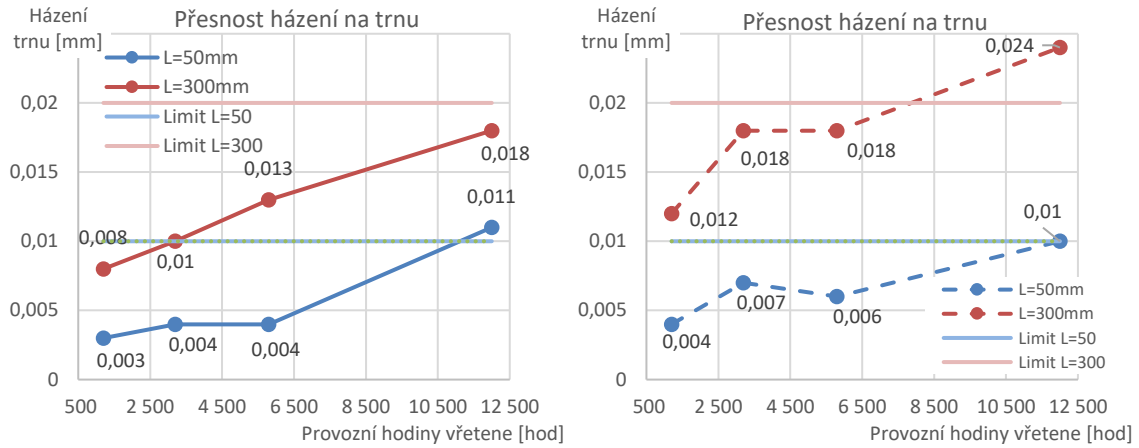
Obr. 83: Provozní zátěžné spektrum vřetenové jednotky v jednotlivých měřeních

Srovnání trendových grafů přesnosti házení, rychlosti vibrací a obálky zrychlení

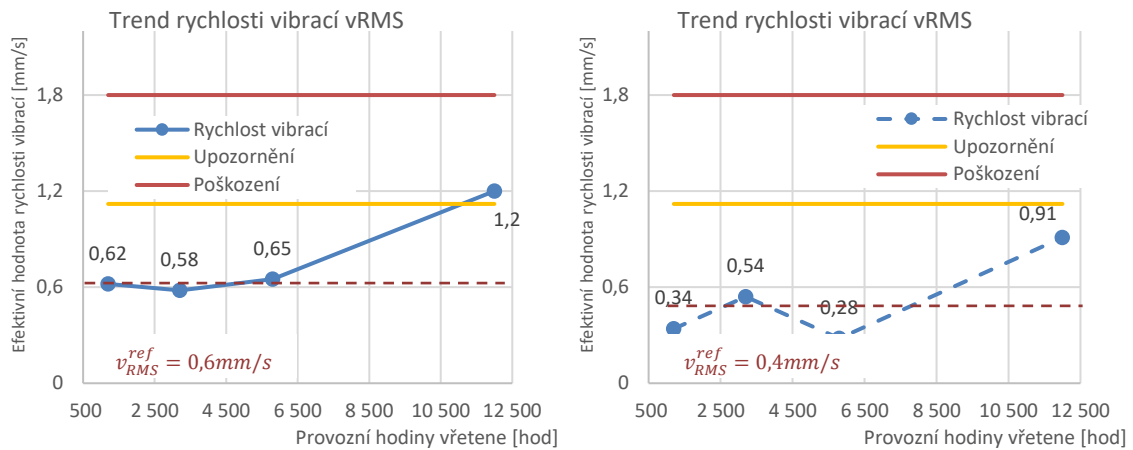


vřetenových ložisek

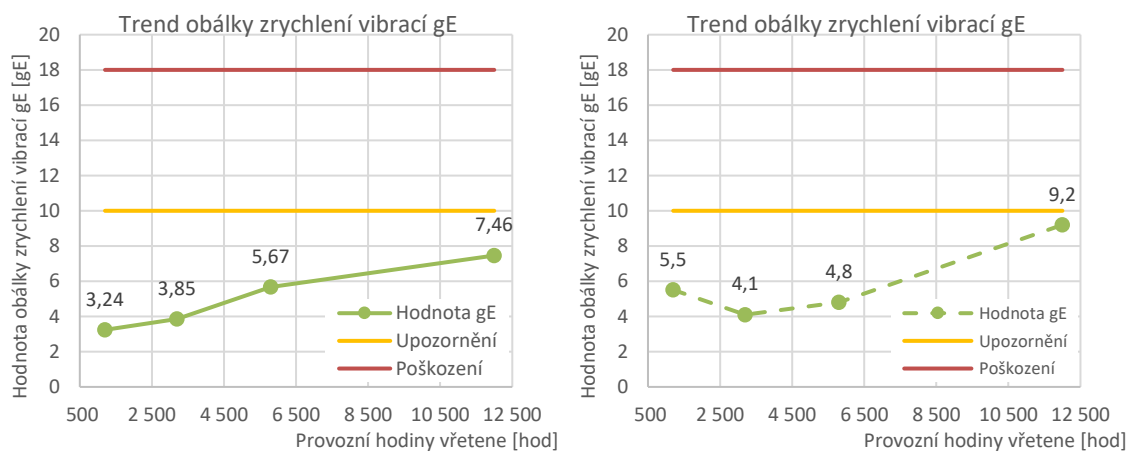
II.A	II.B
Přesnost házení a vibrace jsou v limitech, vzhledem k provozním hodinám vřetena nevykazují neočekávané hodnoty.	Trendové grafy jsou v limitních hodnotách vykazují jinou technologii a opotřebení vůči II.A



Obr. 84: Přesnost házení trnu vřetene



Obr. 85: Trend rychlosti vibrací



Obr. 86: Trend obálky zrychlení vibrací



Tab. 30: Způsob zobrazení měřených dat v tabulce II.A

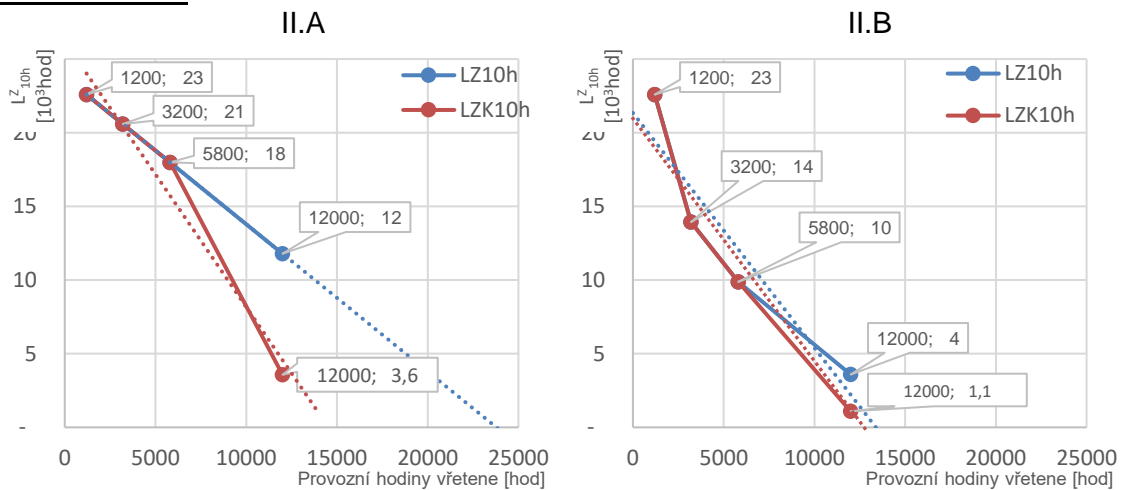
Datum měření	Provozní hodiny stroje[h]	Provozní hodiny vřetene[h]	Up. síla [kN]	Házení dutiny [mm]	Házení na trnu [mm]		Pojezd po trnu [mm]		Hodnoty vibrací	
					L=50mm	L=300mm	a	b	vRMS	gE
-	3960	1200	26,2		0,003	0,008			0,62	3,24
-	10560	3200	26,0		0,004	0,010			0,58	3,85
-	19140	5800	25,4		0,004	0,013			0,65	5,67
-	39600	12000	22,0		0,011	0,018			1,2	7,46
v pořádku				limit upozornění			nad limitem poškození, mimo rozsah			

Tab. 31: Způsob zobrazení měřených dat v tabulce II.B

Datum měření	Provozní hodiny stroje[h]	Provozní hodiny vřetene[h]	Up. síla [kN]	Házení dutiny [mm]	Házení na trnu [mm]		Pojezd po trnu [mm]		Hodnoty vibrací	
					L=50mm	L=300mm	a	b	vRMS	gE
-	3960	1200	24,1		0,004	0,012			0,34	5,5
-	10560	3200	22,4		0,007	0,018			0,54	4,1
-	19140	5800	21,5		0,006	0,018			0,28	4,8
-	39600	12000	19,8		0,010	0,024			0,91	9,2
v pořádku				limit upozornění			nad limitem poškození, mimo rozsah			

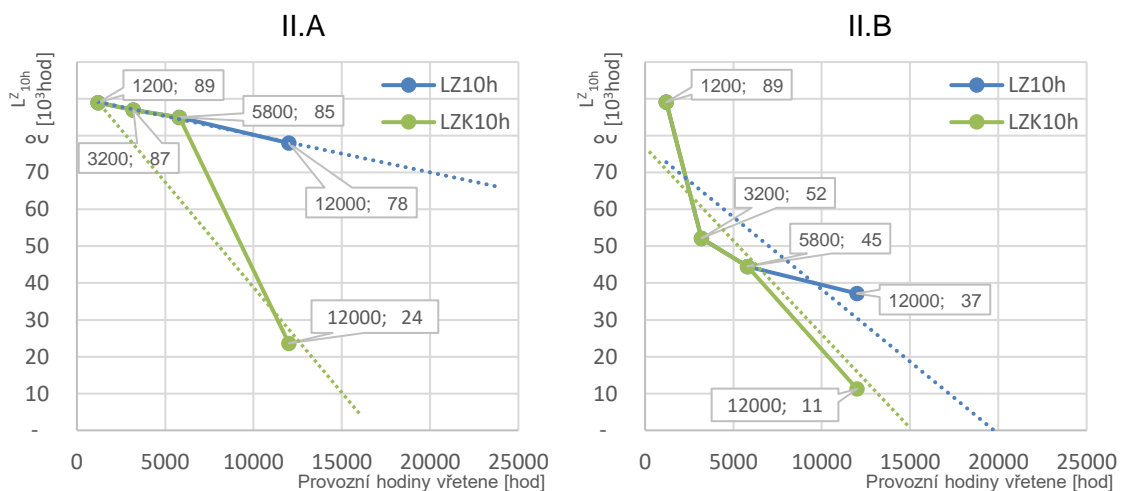
Zbytková trvanlivost:

Přední uložení



Obr. 87: Trend zbytkové trvanlivosti přední skupiny ložisek

Zadní uložení



Obr. 88: Trend zbytkové trvanlivosti zadní skupiny ložisek



Závěr z příkladu II.A (I.A) a II.B

Příklad znázorňuje dvě vřetena s odlišným spektrem zatížení, v případě II.A (I.A) se jedná o sériovou výrobu s minimálními změnami v zátěžném spektru po celou dobu provozu. Příklad II.B zobrazuje výrobu s proměnlivým zátěžným spektrem, v oblasti dokončovacích operacích, s požadavek na přesnost.

Vřetenová jednotka II.A

Vřetenová jednotka s označením II.A z hlediska měření vykazuje hodnoty přesnosti a vibrací v rámci normálního opotřebení, které korespondují s trendem zbytkové trvanlivosti ložisek.

Stav trvanlivosti ložisek po 12000 provozních hodinách vřetene:

Tab. 32: Vyhodnocení stavu vřetene po posledním měření

Trvanlivost	Přední uložení		Zadní uložení	
	Hodnota	[-]	Hodnota	[-]
L_{10h}	23786	hod	90315	hod
L_{10h}^Z	11787	hod	78315	hod
$L_{10\%}^Z$	49,5	%	86,7	%
L_{10h}^{ZK}	3572	hod	23732	hod
$L_{10\%}^{ZK}$	15	%	26,3	%

Z výsledků je patrný pokles trvanlivosti po 4.měření, kdy došlo z hlediska vibrací k překročení limitu upozornění. Stav poškození je patrný z poklesu korigované zbytkové trvanlivosti vůči trvanlivosti L_{10h}^Z .



Vřetenová jednotka II.B

Vřetenová jednotka s označením II.B (v příkladě) je provozována v oblasti dokončovacích operací projevující se v zobrazení zátěžného spektra. Z důvodu dokončovacích operací je kladen důraz i na přesnost výroby (přesnost vřetene). Proto je v tomto příkladě nutné kontrolovat grafy přesnosti a vibrací. Z grafů přesnosti a vibrací je patrné, že nedochází k neočekávanému zvyšování hodnot při šetrném provozu vřetene.

Z trendových grafů zbytkové trvanlivosti je možné vyčíst:

Stav ložisek po 12 000 provozních hodinách vřetene (měření č.4):

Tab. 33: Vyhodnocení stavu vřetene po posledním měření

Trvanlivost	Přední uložení		Zadní uložení	
	Hodnota	[-]	Hodnota	[-]
L_{10h}	15586	hod	49162	hod
L_{10h}^Z	3586	hod	37162	hod
$L_{10\%}^Z$	23	%	75,6	%
L_{10h}^{ZK}	1087	hod	11261	hod
$L_{10\%}^{ZK}$	7	%	22,9	%

Vřeteno díky šetrnému provozu nevykazuje žádné poškození ložisek, ani jiné náznaky poškození z grafů vibrací. Ale teoretická zbytková trvanlivost přední sady ložisek vykazuje jen $L_{10h}^Z=3586$ hod, díky tomuto zjištění z grafu Obr. 87 by bylo vhodné počítat s výměnou ložisek vřetenové jednotky v rámci příštích cca 1000 hod (provozních hodin vřetene). Tento předpoklad potvrzuje i korigovaná trvanlivost, ze které vychází, že během 1087 hodin dojde ke vzniku prvních známek poškození.

U vřeten II.B je třeba sledovat upínací sílu nástroje viz. Tab. 31, které je na hranici spodního dovoleného limitu stanoveného výrobcem. V tomto případě u upínací síly by bylo dostačující řešení servisního zásahu pro seřízení upínací síly. Toto snížení upínací síly mohlo být způsobeno provozováním vřetene ve vyšším spektru otáček.

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 [195].

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. 34.

Tab. 34: Typ vřeten a jejich označení na strojích

typ	EL FR 1M 10	typ	EL FR OJ 10	typ	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.

Tab. 35: Druhy vyráběných dílů; ukázky z výroby a pracovního prostoru strojů





Zatížení vřetena bylo **zpětně** dopočítáno dle znalosti technologických postupů a návodek 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 odlitků. Ukázka vyráběných dílů a pracovních prostorů jednotlivých strojů je zobrazen v Tab. 35.

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.

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

Analyzátor vibrací:

- Typ: SKF Microlog CMXA 48

Snímače vibrací:

- Typ: ICP 608A11
- S.n.: LW 229726(1); LW229727(2)
- Citlivost ($\pm 15\%$): 100 mV/g
- Měřicí rozsah: ± 50 g
- Frekvenční rozsah (± 3 dB):
0,5 až 10 000 Hz
- Nelinearita: ± 1 %

Snímač upínací síly:

- Typ: OTT POWER CHECK2 75kN
- S.n.: 574582
- Měřicí rozsah: 10 až 75 kN
- Nejistota $\leq 0,2\%$ (+/-)

Kalibrované měřicí trny:

- HSK A100
- SK50
- MAS BT 40



Obr. 89: Analyzátor vibrací SKF Microlog a snímače vibrací umístěné na přední části měřeného vřetene



Obr. 90: Snímač upínací síly OTT POWER CHECK2 75kN

Umístění jednotlivých snímačů vibrací je znázorněno u specifikace jednotlivých typů měřených vřeten. Výsledky studie jsou popsány v dalších kapitolách u jednotlivých měření vřeten.

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

Charakteristika vřetene:

Frézovací vřeteno

- typ: elektro
- výkon: 27/20 kW
- otáčky: 10000 rpm
- up. rozhraní: HSK A100 (Obr. 91)
- orientace: horizontální

Přední uložení: trojice ložisek s uspořádáním do „O“ // \; lehké předepnutí

- vřetenové ložisko HCS7020-E-T-P4S; $C_{dyn}=34,5\text{kN}$, $n_G=15000\text{rpm}$
- průměr hřídele: 100 mm

Zadním uložení: dvojice ložisek s uspořádáním do „O“ / \; lehké předepnutí

- vřetenové ložisko HCS7016-E-T-P4S; $C_{dyn}=28,5\text{kN}$, $n_G=18000\text{rpm}$
- průměr hřídele: 80 mm

Rozměry pro zjednodušený model:

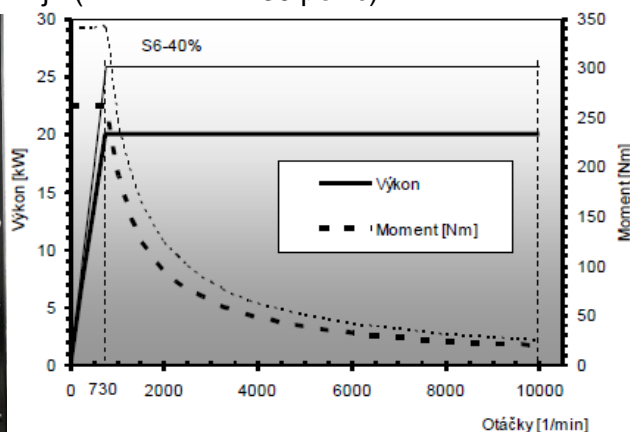
- vzdálenost mezi ložisky $L=480\text{ mm}$
- vzdálenost k čelu $a=120\text{ mm}$

Charakteristika stroje:

- 5-osé frézovací centrum
- pojezdy os X-800 / Y-1020 / Z-970 mm
- otočně sklopný stůl
- velikost upínací desky stolu: D770 mm
- automatická výměna nástrojů (zásobník na 30 pozic)



Obr. 91: Nástroje HSK A



Obr. 92: Foto typu vřetena s umístěním měřicího místa a charakteristika pohonu vřetene

Typizovaná výroba na trojici stejných frézovacích strojích, které pracují společně z důvodů potřebné vysoké kapacity vyráběných dílů při sériové výrobě.

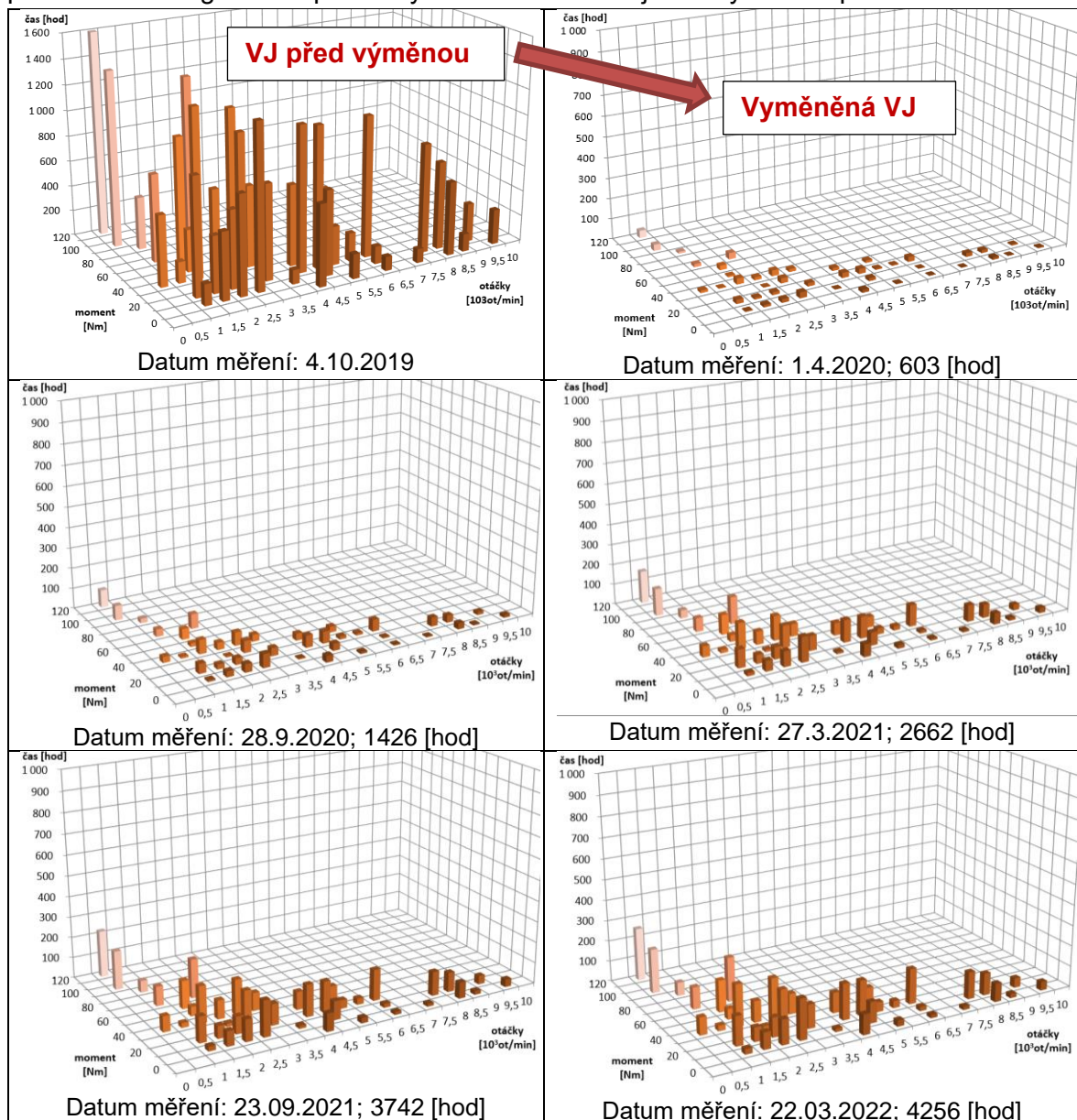
4.2.1.1. Vřeteno A1 / EL FR 1M 10 2087

Hodnocení stavu vřetene je shrnuto v Tab. 36 a následných grafech.

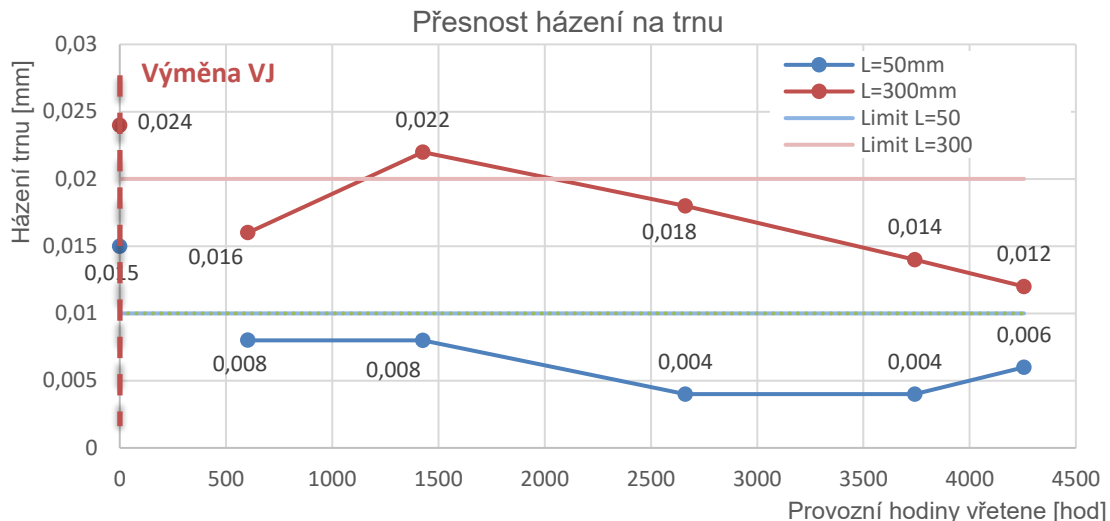
Tab. 36: Vyhodnocení průběžných měření EL FR 0J 10 0329

Datum měření	Provozní hodiny stroje[h]	Provozní hodiny vřetene[h]	Up. síla [kN]	Házení dutiny [mm]	Házení na trnu [mm]		Pojezd po trnu [mm]		Hodnoty vibrací	
					L=50mm	L=300mm	a	b	vRMS	gE
22.03.2022	21 999	4 256	38,1	-	0,006	0,012	-	-	1,094	6,562
23.09.2021	18 345	3 742	33,8	-	0,004	0,014	-	-	1,091	3,736
27.03.2021	13 673	2 662	39,0	-	0,004	0,018	-	-	0,843	4,795
28.09.2020	7 096	1 426	39,6	-	0,008	0,022	-	-	0,620	5,480
01.04.2020	3 109	603	39,0	-	0,008	0,016	-	-	0,573	2,880
4.10.2019	85 326	27 515	38,9	-	0,015	0,024	-	-	1,521	2,471
11.03.2019	82 758	25 225	-	-	-	-	-	-	0,933	1,344
v pořádku			limit upozornění		nad limitem poškození, mimo rozsah					

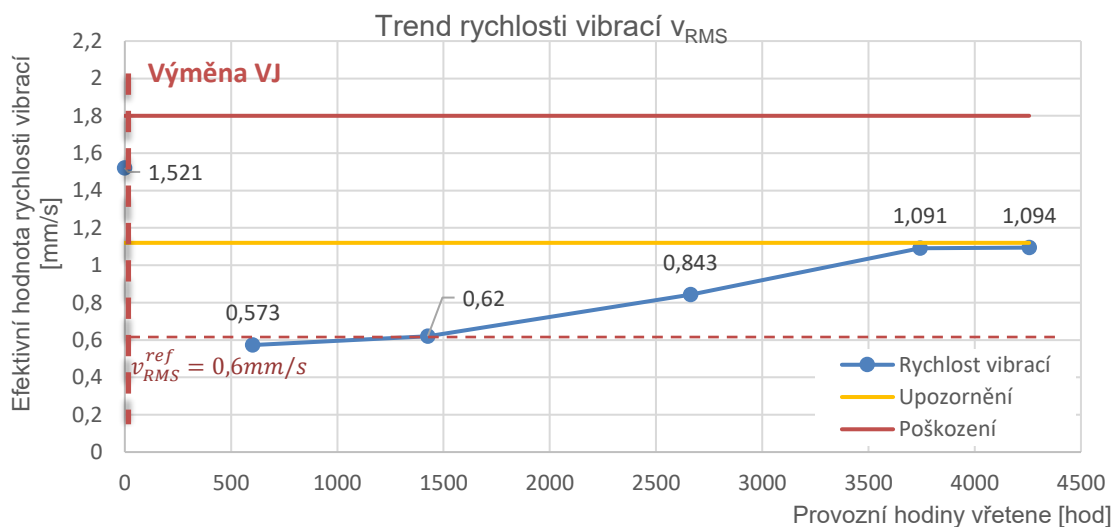
Zobrazení zátěžných spekter v průběhu vyhodnocování stavu vřetena grafy zobrazují průběh technologického spektra využívání vřetenové jednotky během provozu.



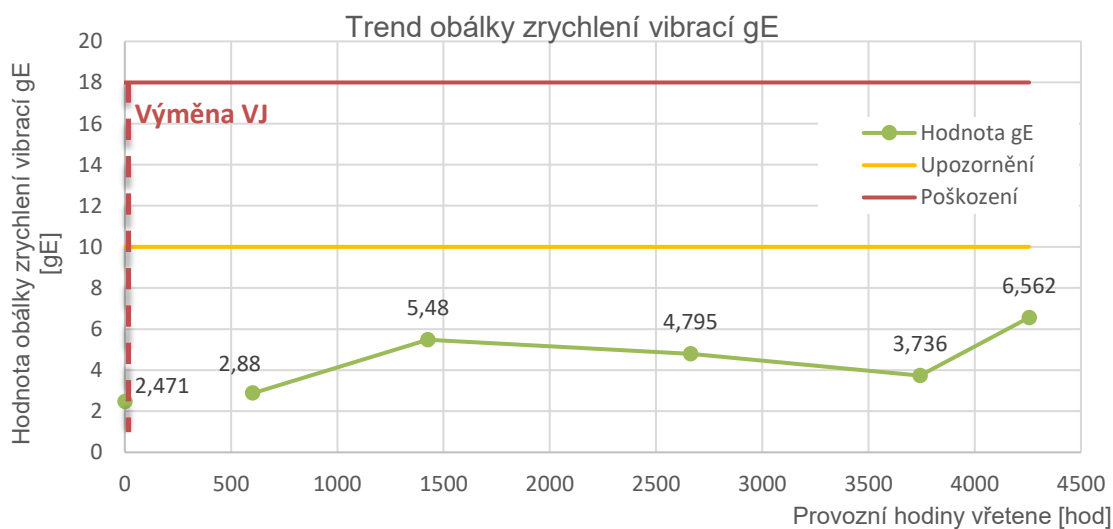
Obr. 93: Provozní zátěžné spektrum vřetenové jednotky v jednotlivých měřeních A1



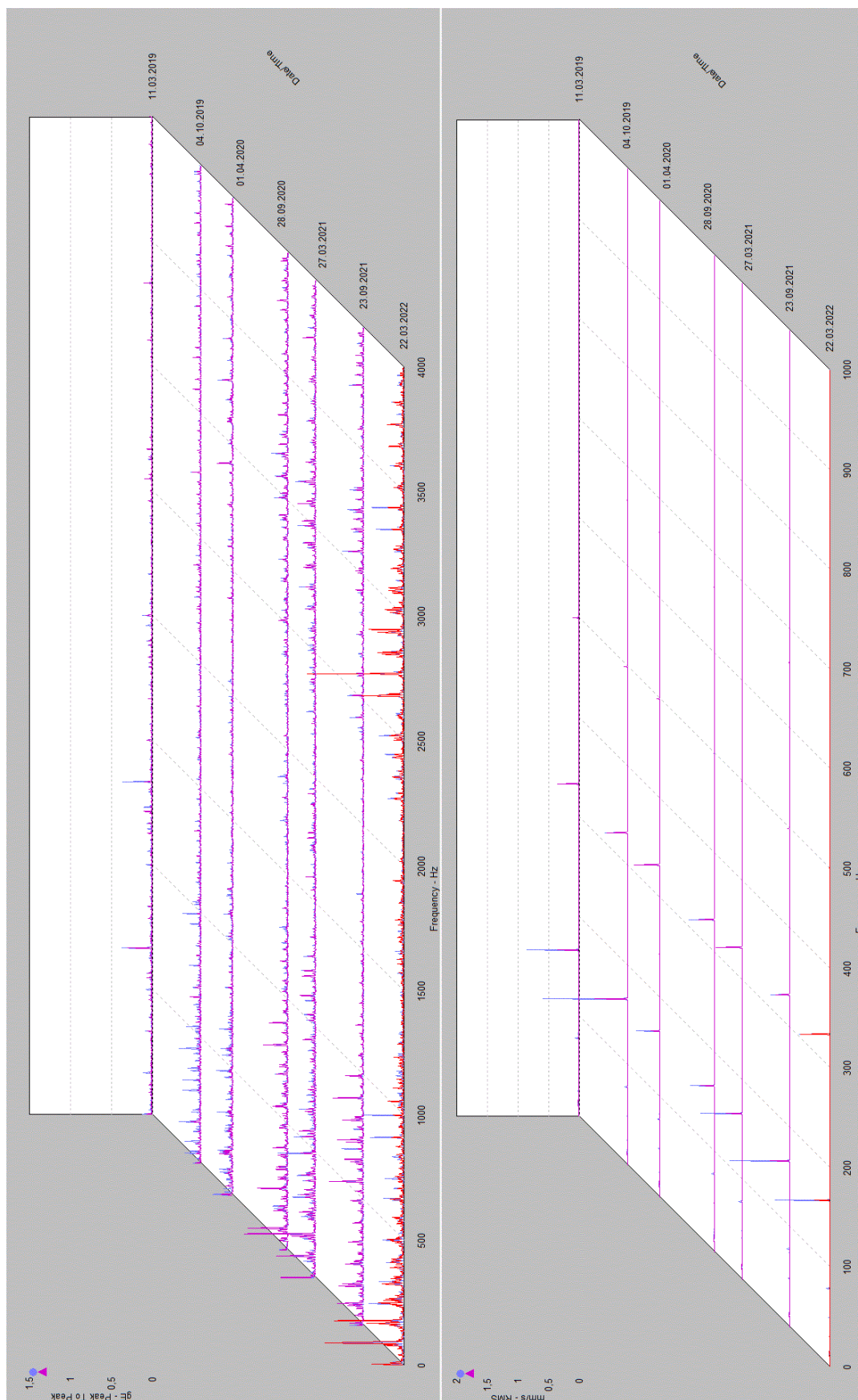
Obr. 94: Přesnost házení trnu vřetene A1



Obr. 95: Trend rychlosti vibrací A1



Obr. 96: Trend obálky zrychlení vibrací A1



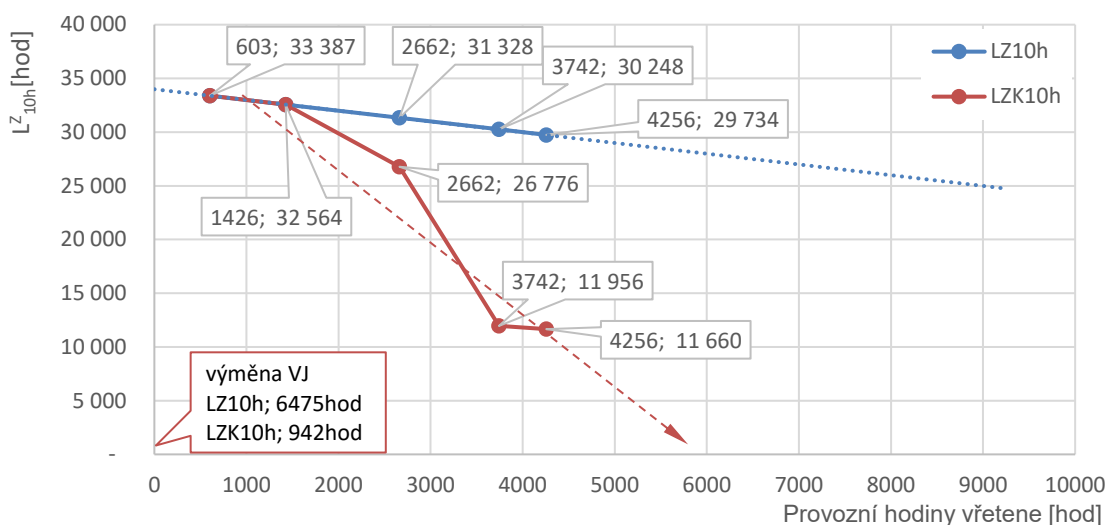
Obr. 97: Obálka zrychlení a rychlost vibrací RMS A1



vřetenových ložisek

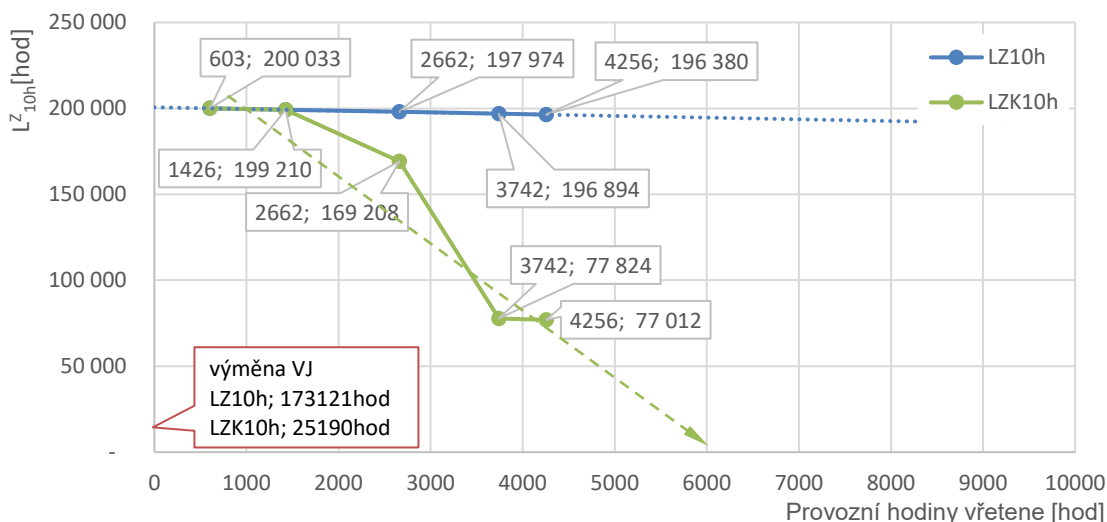
Zbytková trvanlivost:

Přední uložení



Obr. 98: Trend zbytkové trvanlivosti přední skupiny ložisek A1/ EL FR 1M 10 2087

Zadní uložení:



Obr. 99: Trend zbytkové trvanlivosti zadní skupiny ložisek A1 / EL FR 1M 10 2087

Stav trvanlivosti ložisek po 4256 provozních hodinách včetně:

Tab. 37: Vyhodnocení stavu včetně po posledním měření

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



Zhodnocení stavu VJ podle navrhované 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. 37.

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.

Slovní hodnocení stavu vřetene experty na základě měření z pochůzkové diagnostiky/A1:

Při druhém měření došlo k výměně vřetenové jednotky.

Postupně tak docházelo ke zhoršování amplitudy v_{RMS} , nejspíše se jedná o vůli v zadním ložiskovém uložení, v kombinaci s vlastní frekvencí vřeteníku v oblasti maximálních otáček vřetene – 10000rpm. Zhoršené vibrace dále způsobují postupné zhoršování stavu ložisek, viz. obálka zrychlení. Zde je patrný projev poškození vnitřního kroužku ložiska – typické spektrum tohoto typu poškození.

Vřetenová jednotka se nachází cca v 40-50 % předpokládané trvanlivosti s ohledem na vibrační projev VJ, než dojde k celkovému poškození VJ, na základě zkušeností diagnostiků provádějící poslední měření.

4.2.1.2. Vřeteno A2 / EL FR 1M 10 2096

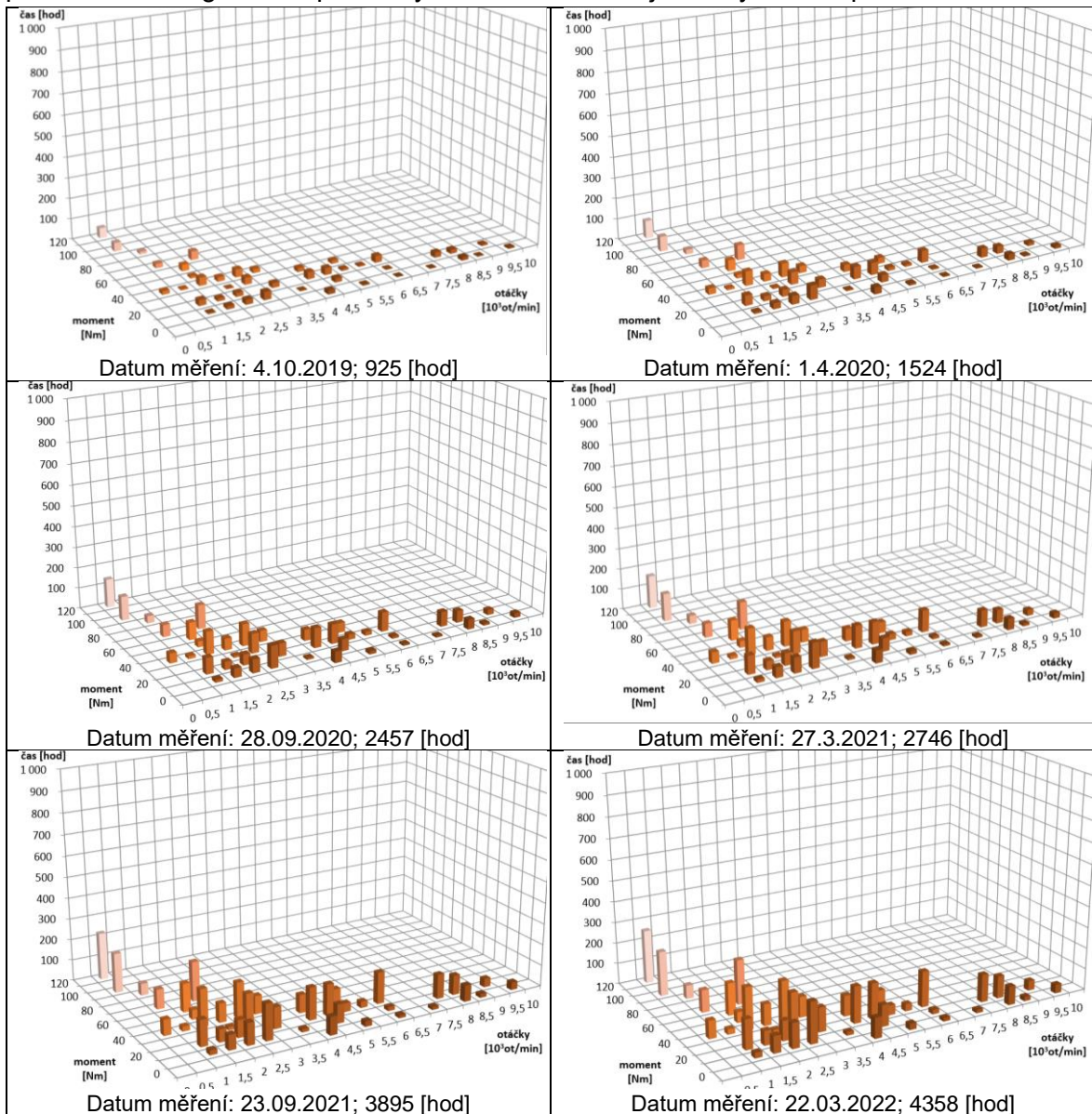
Hodnocení stavu vřetene je shrnuto v Tab. 38 Tab. 36 a následných grafech zobrazených na obrázcích.

Tab. 38: Vyhodnocení průběžných měření EL FR 0J 10 0329

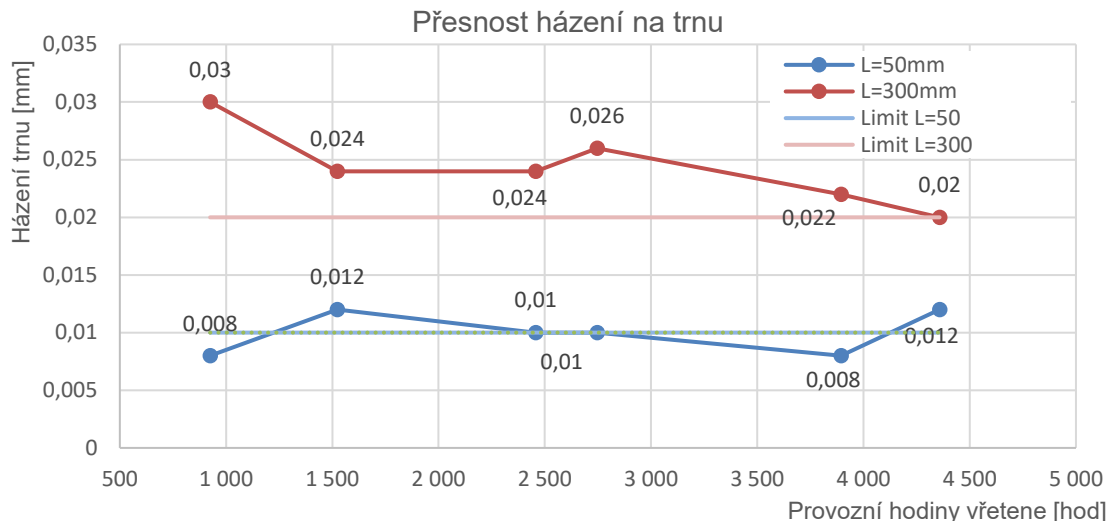
Datum měření	Provozní hodiny stroje[h]	Provozní hodiny vřetene[h]	Up. síla [kN]	Házení dutiny [mm]	Házení na trnu [mm]		Pojezd po trnu [mm]		Hodnoty vibrací	
					L=50mm	L=300mm	a	b	vRMS	gE
22.03.2022	22 223	4 358	38,1	-	0,012	0,020	-	-	1,395	5,082
23.09.2021	18 754	3 895	36,9	-	0,008	0,022	-	-	0,989	2,886
27.03.2021	13 673	2 746	40,8	-	0,010	0,026	-	-	1,241	3,186
28.09.2020	15 218	2 457	39,8	-	0,010	0,024	-	-	1,187	3,086
01.04.2020	7 216	1 524	40,5	-	0,012	0,024	-	-	1,254	2,770
4.10.2019	4 748	925	37,6	-	0,008	0,030	-	-	1,004	1,190
11.03.2019	3 659	510	-	-	-	-	-	-	0,599	1,413

v pořádku limit upozornění nad limitem poškození, mimo rozsah

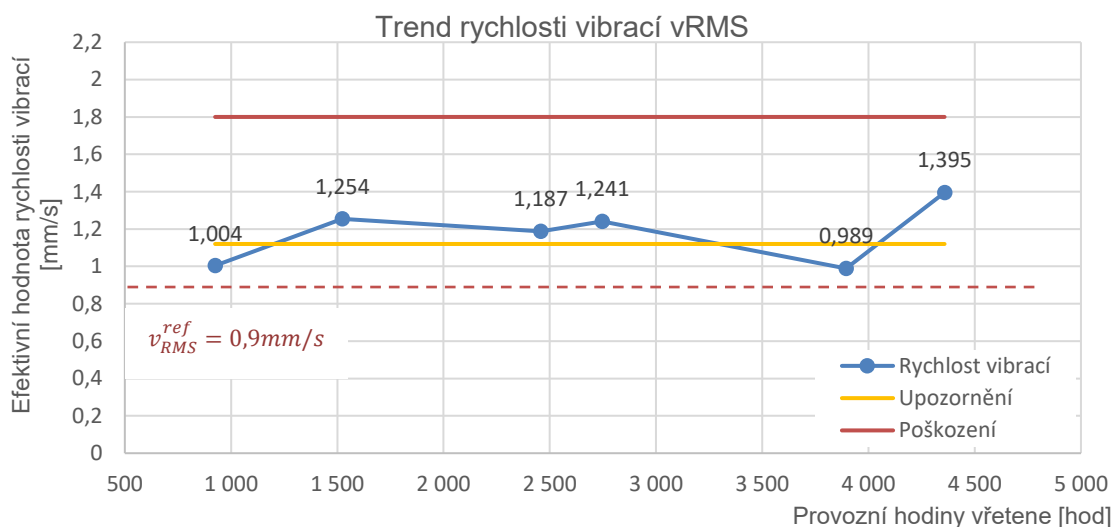
Zobrazení zátěžných spekter v průběhu vyhodnocování stavu vřetena grafy zobrazují průběh technologického spektra využívání vřetenové jednotky během provozu.



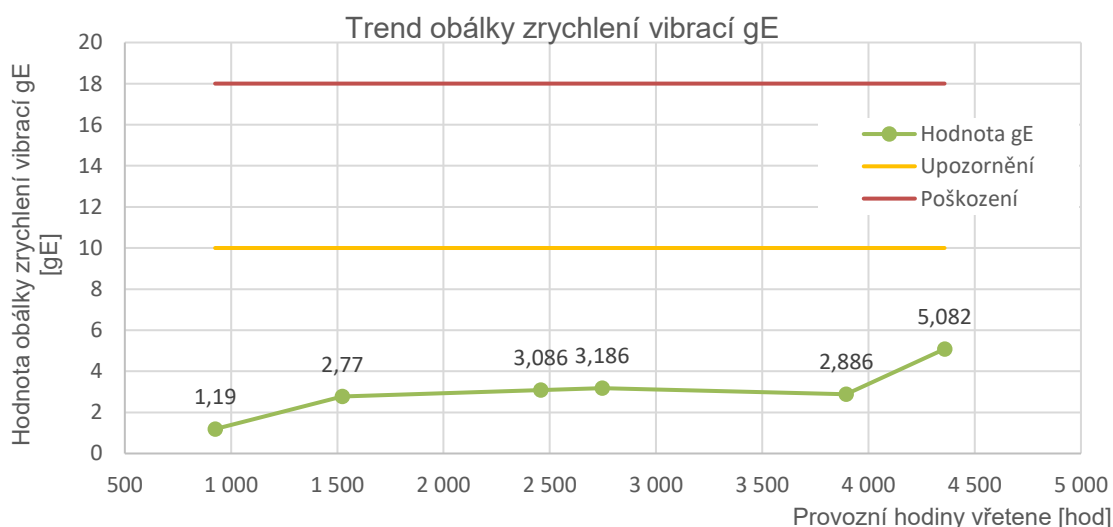
Obr. 100: Provozní zátěžné spektrum vřetenové jednotky v jednotlivých měřeních A2



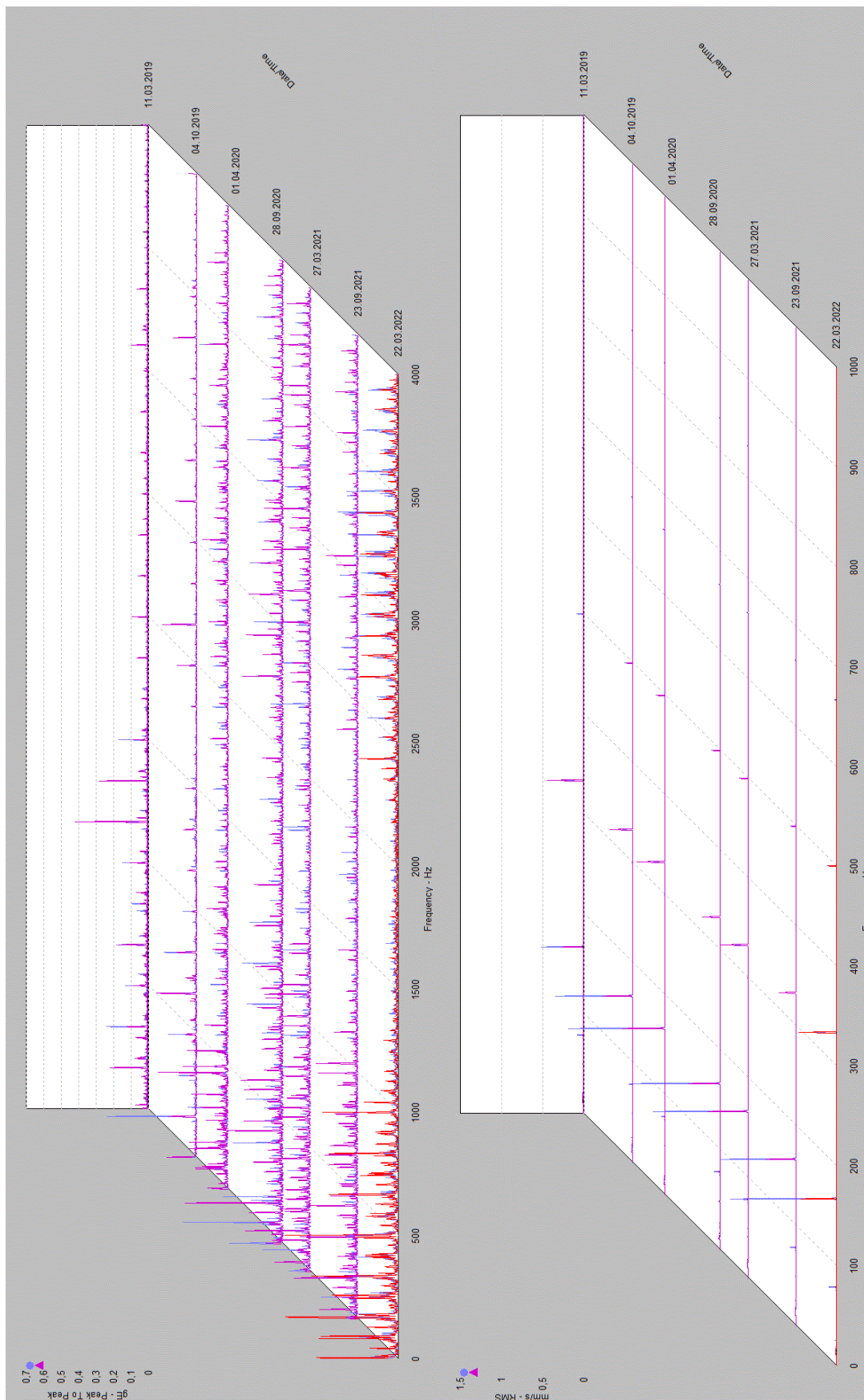
Obr. 101: Přesnost házení trnu vřetene A2



Obr. 102: Trend rychlosti vibrací A2



Obr. 103: Trend obálky zrychlení vibrací A2



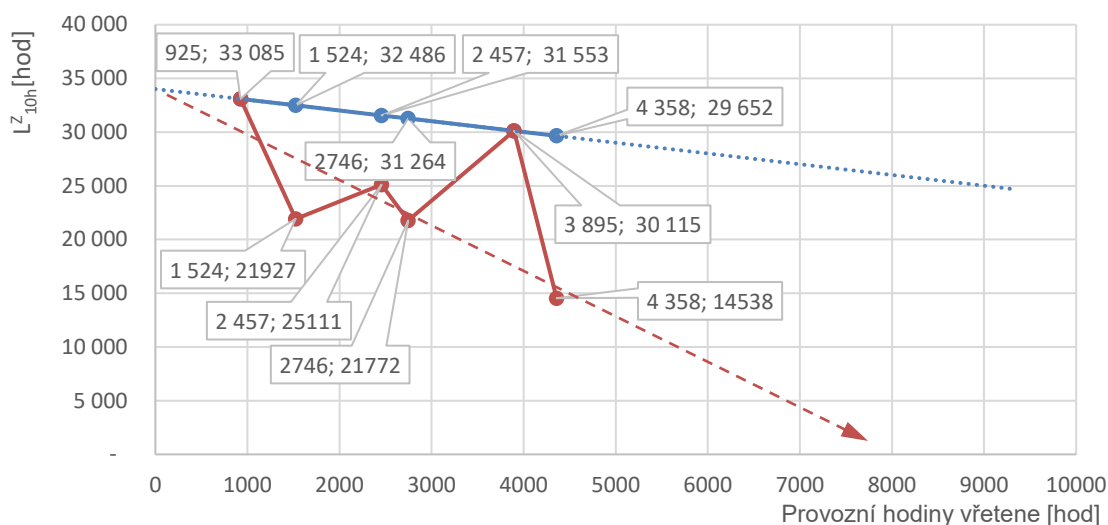
Obr. 104: Obálka zrychlení a rychlost vibrací RMS A2



vřetenových ložisek

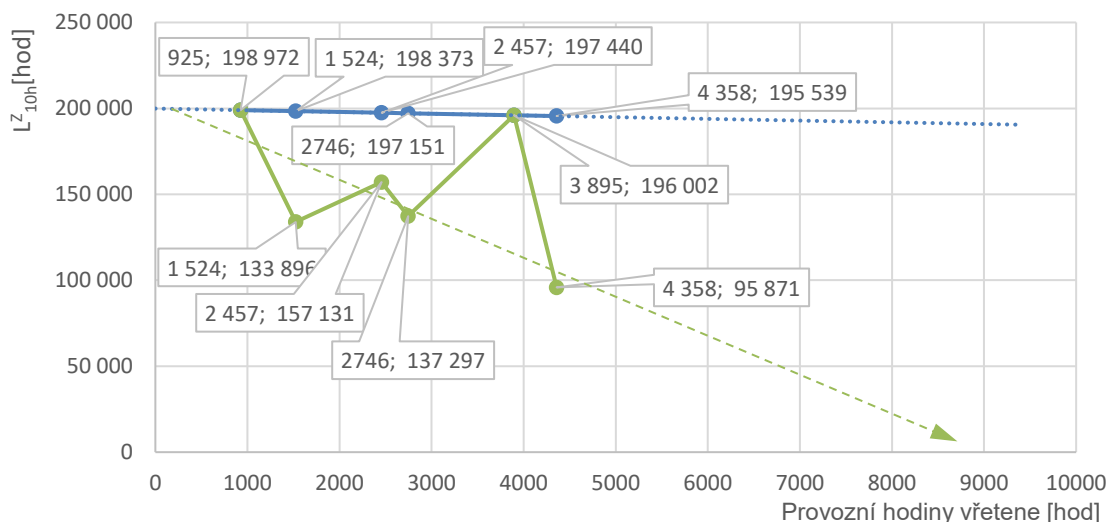
Zbytková trvanlivost:

Přední uložení



Obr. 105: Trend zbytkové trvanlivosti přední skupiny ložisek A2/EL FR 1M 10 2096

Zadní uložení:



Obr. 106: Trend zbytkové trvanlivosti zadní skupiny ložisek A2/ EL FR 1M 10 2096

Stav trvanlivosti ložisek po 4358 provozních hodinách vřetene:

Tab. 39: Vyhodnocení stavu vřetene po posledním měření

Trvanlivost	Přední uložení		Zadní uložení	
	Hodnota	[-]	Hodnota	[-]
L_{10h}	34010	hod	198897	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. 39 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.

Slovní hodnocení stavu vřetene experty na základě měření z pochůzkové diagnostiky A2:

Z hlediska celku VJ se jedná o zhoršující stav rychlosti vibrací a stejně tak obálky zrychlení, pravděpodobně se na stroji nepracuje v maximálních otáčkách, kde se projevují zvýšené vibracemi – zvýšená amplituda na otáčkové frekvenci. Z ložiskového šumu se postupně vytváří charakteristické spektrum poškození vnitřního kroužku ložiska. Celkové hodnoty gE však jsou velmi malé a je možné bez problému nadále provozovat.

Vřetenová jednotka se nachází cca v 40-50 % předpokládané trvanlivosti s ohledem na vibrační projev VJ, než dojde k celkovému poškození VJ, na základě zkušeností diagnostiků provádějící poslední měření.

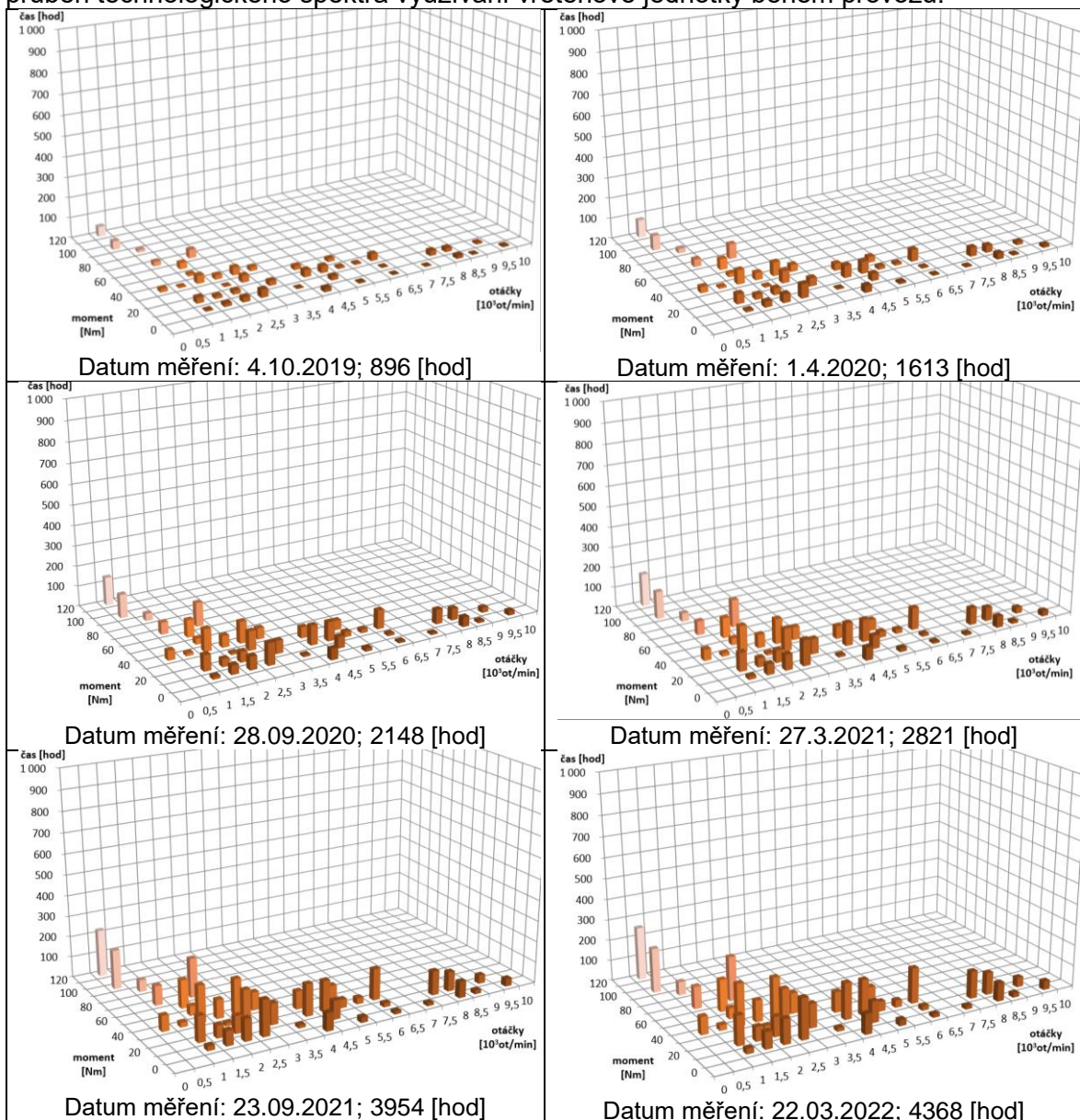
4.2.1.3. Vřeteno A3 / EL FR 1M 10 2097

Hodnocení stavu vřetene je shrnuto v Tab. 36 a následných grafech zobrazených na obrázcích.

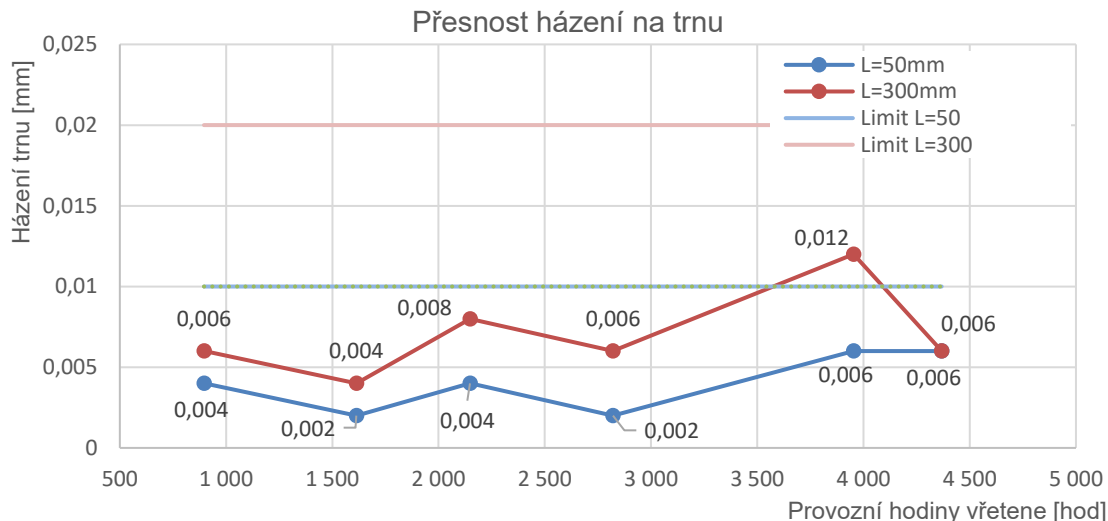
Tab. 40: Vyhodnocení průběžných měření EL FR 0J 10 0329

Datum měření	Provozní hodiny stroje[h]	Provozní hodiny vřetene[h]	Up. síla [kN]	Házení dutiny [mm]	Házení na trnu [mm]		Pojezd po trnu [mm]		Hodnoty vibrací	
					L=50mm	L=300mm	a	b	vRMS	gE
22.03.2022	22 190	4 368	40,5	-	0,006	0,006	-	-	2,091	7,634
23.09.2021	18 569	3 954	31,5	-	0,006	0,012	-	-	2,069	8,896
27.03.2021	14 100	2 821	38,3	-	0,002	0,006	-	-	1,474	9,680
28.09.2020	11 328	2 148	38,6	-	0,004	0,008	-	-	2,077	6,107
01.04.2020	7 244	1 613	44,7	-	0,002	0,004	-	-	1,795	1,808
4.10.2019	4 356	896	38,4	-	0,004	0,006	-	-	1,638	1,481
11.03.2019	3 418	497	-	-	-	-	-	-	1,830	1,050
v pořádku				limit upozornění			nad limitem poškození, mimo rozsah			

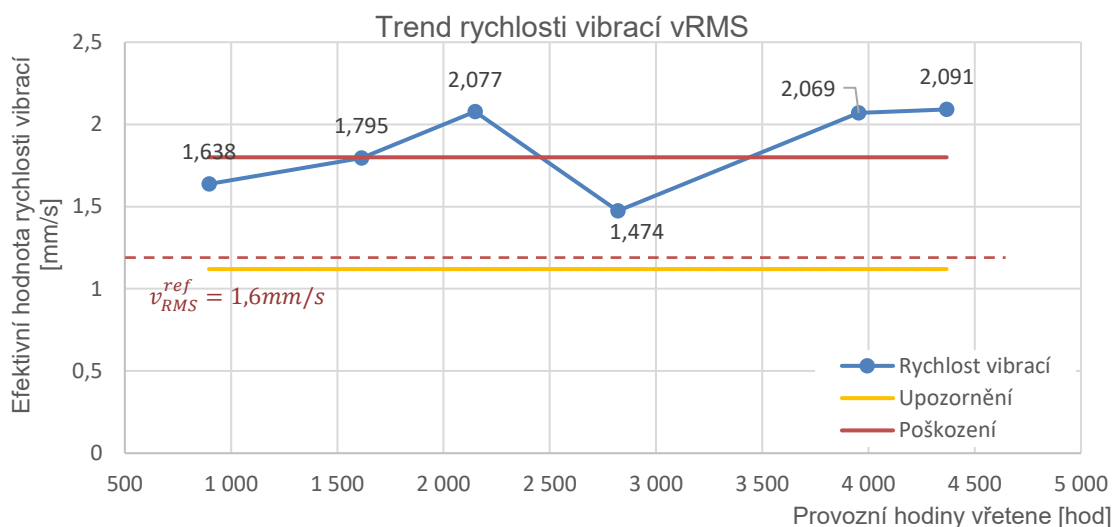
Zobrazení zátěžných spekter v průběhu vyhodnocování stavu vřetena grafy zobrazují průběh technologického spektra využívání vřetenové jednotky během provozu.



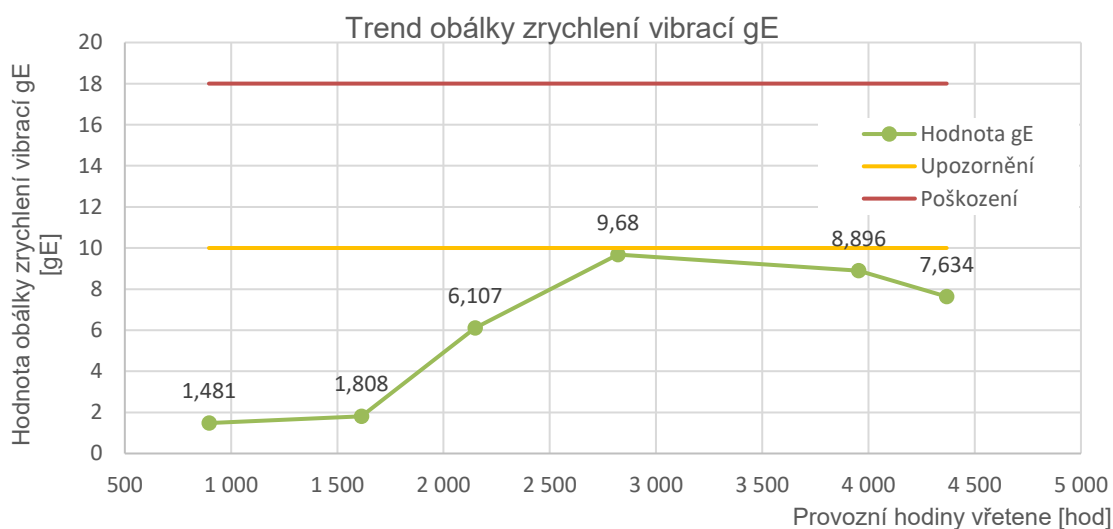
Obr. 107: Provozní zátěžné spektrum vřetenové jednotky v jednotlivých měřeních A3



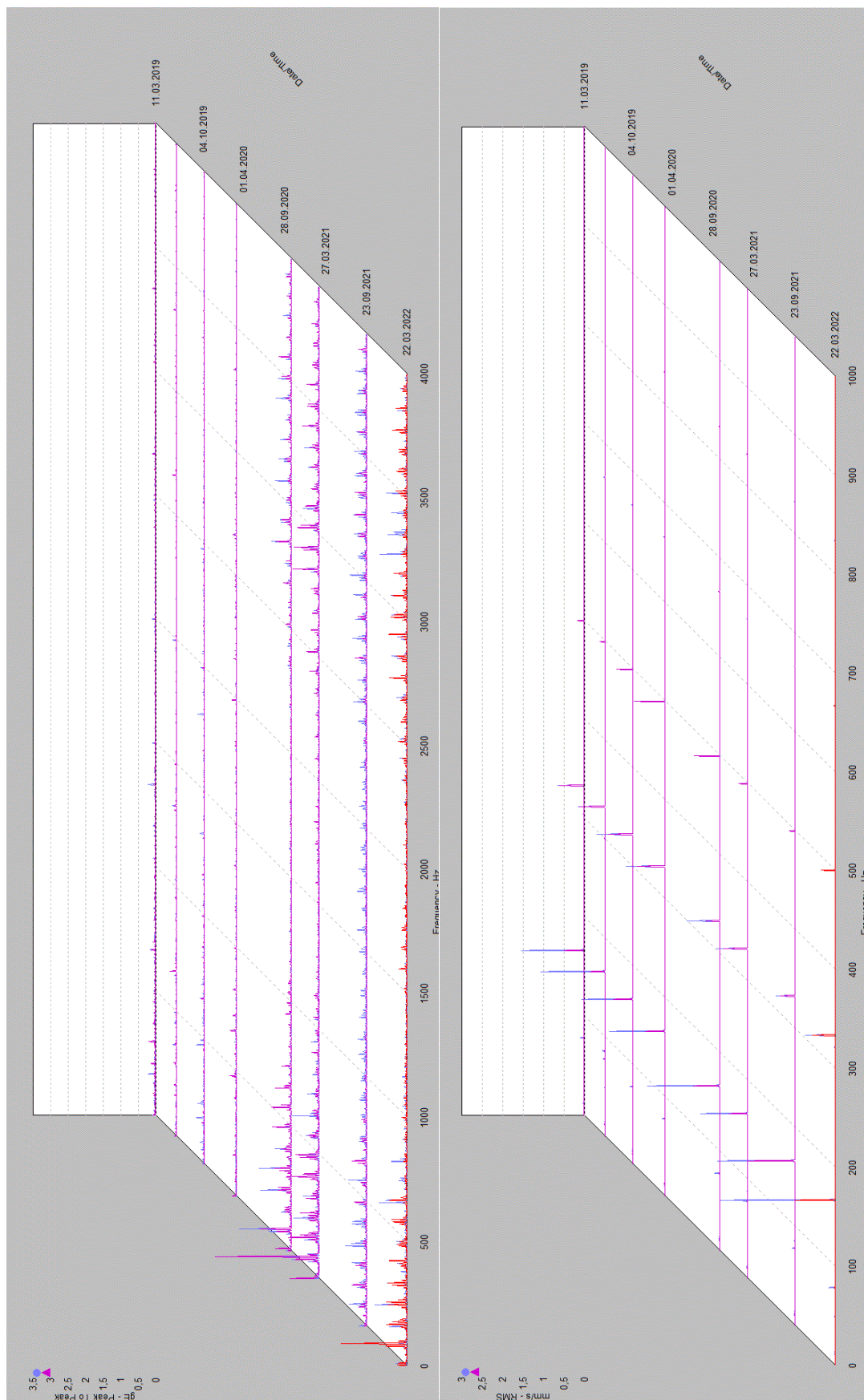
Obr. 108: Přesnost házení trnu vřetene A3



Obr. 109: Trend rychlosti vibrací A3



Obr. 110: Trend obálky zrychlení vibrací A3



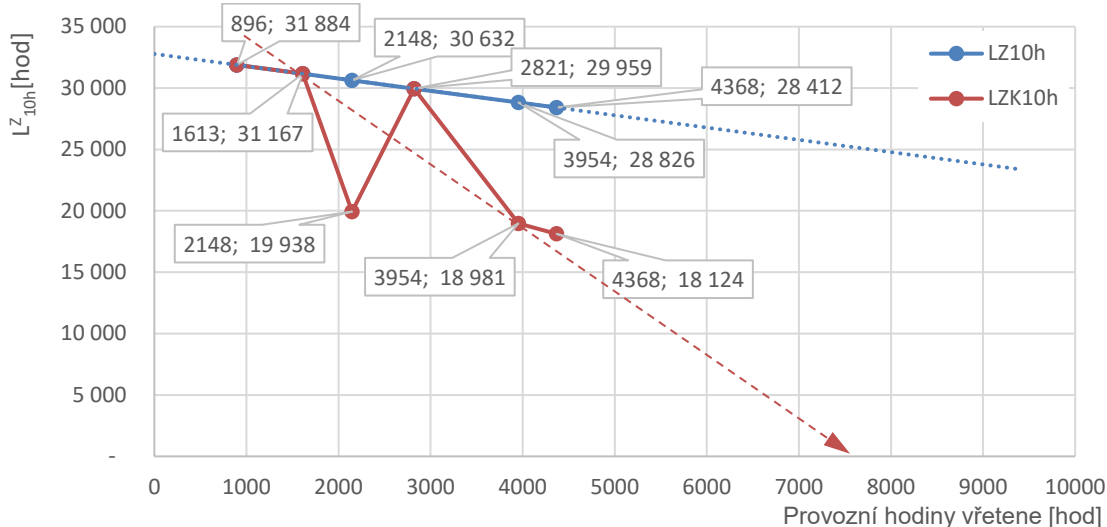
Obr. 111: Obálka zrychlení a rychlost vibrací RMS A3



vřetenových ložisek

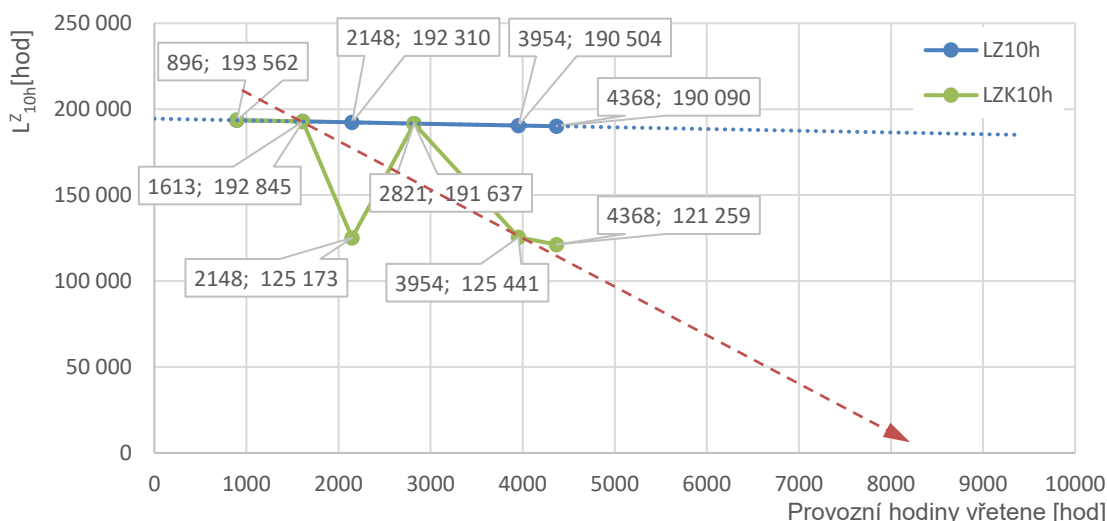
Zbytková trvanlivost:

Přední uložení



Obr. 112: Trend zbytkové trvanlivosti přední skupiny ložisek A3/ EL FR 1M 10 2097

Zadní uložení



Obr. 113: Trend zbytkové trvanlivosti zadní skupiny ložisek A3/EL FR 1M 10 2097

Stav trvanlivosti ložisek po 4368 provozních hodinách vřetene:

Tab. 41: Vyhodnocení stavu vřetene po posledním měření

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 vřetenová 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. 41.

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.

Slovní hodnocení stavu vřetene experty na základě měření z pochůzkové diagnostiky A3:

Od počátku měření jsou zvýšené hodnoty rychlosti vibrací – s největší pravděpodobností se jedná o vůle zadního ložiskového uložení, v kombinaci s vlastní frekvencí vřeteníku v této frekvenční oblasti (maximální otáčky vřetene – 10 000RPM). Zhoršování stavu vibrací v rychlostním spektru se rapidně zrychluje. Stagnace hodnoty v obálce zrychlení souvisí s přesouváním energie poškození do nižších frekvencí = amplituda na otáčkové frekvenci a její násobky.

Vřetenová jednotka se nachází cca v 65-75 %, odhadované trvanlivosti z posledního měření, než dojde k celkovému poškození VJ, na základě zkušeností diagnostiků provádějící poslední měření.

Shrnutí stavu vřeten typu A3/ EL FR 1M 10.

U vřeten typu EL FR 1M 10 dochází k výraznému poškození vřeten vlivem zmiňované vlastní frekvence nebo vůle v zadním uložení. Na základě předchozích **zkušenosti s dobou servisních zásahů je odhadovaná trvanlivost cca 7000 až 9000 hod.**

4.2.2. Frézovací vřetena typu B / EL FR 0J 10

Charakteristika vřetene:

Frézovací vřeteno

- typ: elektro
- výkon: 15/11 kW
- otáčky: 10000 rpm
- up. rozhraní: SK 50 DIN 69871 (Obr. 114)
- orientace: vertikální

Přední uložení: čtveřice ložisek s uspořádáním do „O“ // \ \; lehké předepnutí

- vřetenové ložisko HS71914-C-T-P4S; $C_{dyn}=18,3\text{kN}$, $n_G=16000\text{rpm}$
- průměr hřídele: 70 mm

Zadním uložení

- válečkové ložisko N1011-K-M1-SP; $C_{dyn}=41,5\text{kN}$, $n_G=12000\text{rpm}$
- průměr hřídele: 55 mm

Rozměry:

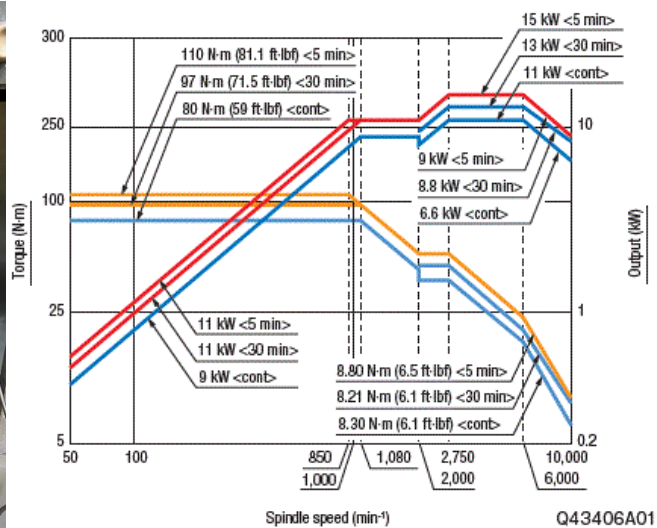
- vzdálenost mezi ložisky $L=400$ mm
- vzdálenost k čelu $a=80$ mm

Charakteristika stroje:

- 3-osý frézovací stroj vertikální
- pojezdy os X-800 / Y-500 / Z-500 mm
- velikost upínací desky stolu: 1300x580 mm
- ruční zakládání obrobků (zakládáno do přípravků)
- automatická výměna nástrojů (zásobník na 20 pozic)



Obr. 114: Nástroje SK 50



Obr. 115: Foto typu vřetena s umístěním měřicího místa a charakteristika pohonu vřetene

Pozn.:

K vřetenům typu B bylo přístupováno, jako k neznámým vřetenům bez stanovené referenční hodnoty v_{RMS}^{ref} . A to z důvodu, že se jedná o měření (diagnostiku) po cca 14 až 17 tis. provozních hodinách.

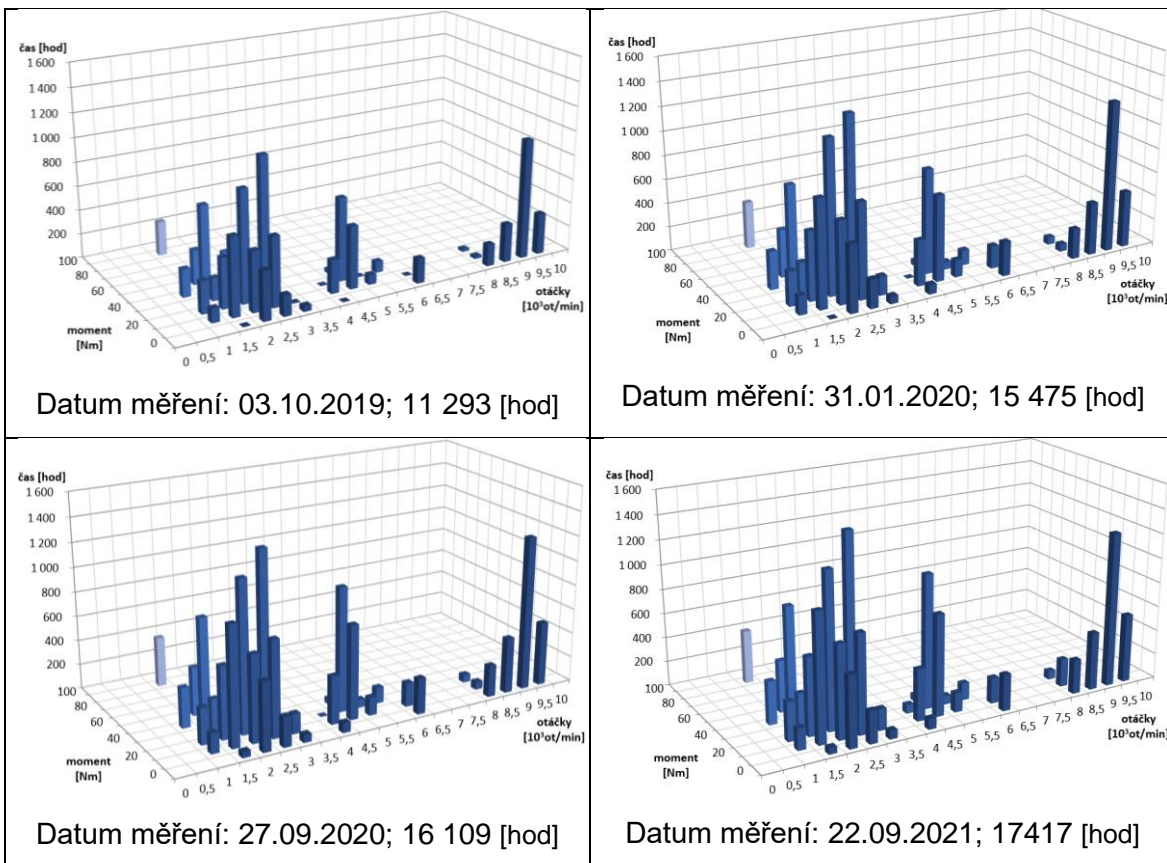
4.2.2.1. Vřeteno B1 / EL FR 0J 10 0329

Hodnocení stavu vřetene je shrnuto v Tab. 42 a následných grafech zobrazených na obrázcích.

Tab. 42: Vyhodnocení průběžných měření EL FR 0J 10 0329

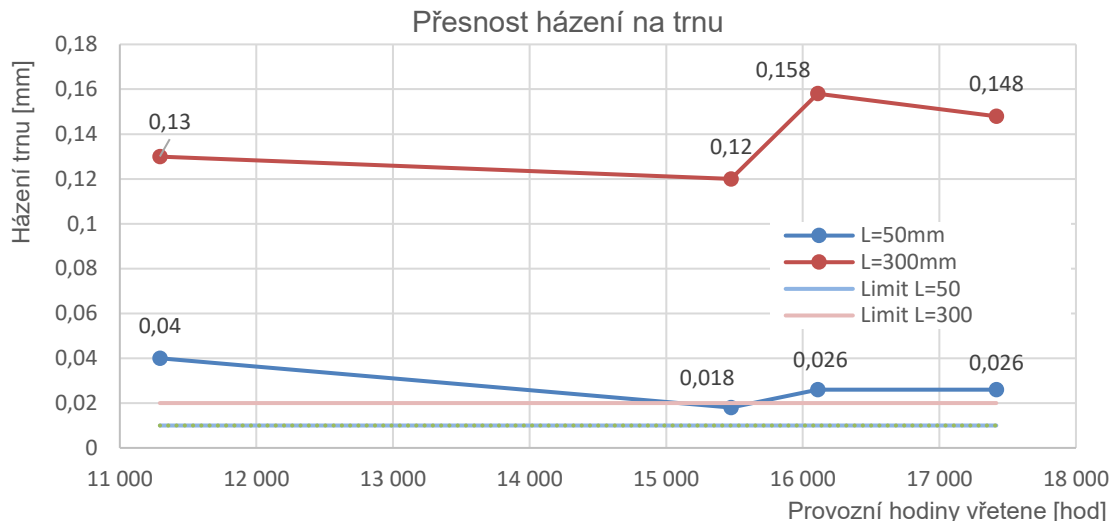
Datum měření	Provozní hodiny stroje[h]	Provozní hodiny vřetene[h]	Up. síla [kN]	Házení dutiny [mm]	Házení na trnu [mm]		Pojezd po trnu [mm]		Hodnoty vibrací	
					L=50mm	L=300mm	a	b	vRMS	gE
22.09.2021	75 903	17 417	6,4	0,012	0,026	0,148	0,030	0,020	0,210	5,784
27.09.2020	70 043	16 109	6,3	0,012	0,026	0,158	0,026	0,018	0,314	5,286
31.01.2020	66 559	15 475	6,3	0,014	0,018	0,120	0,032	0,006	0,357	5,674
03.10.2019	64 291	11 293	6,4	0,014	0,040	0,130	0,034	0,024	0,352	6,790
12.03.2019	-	-	6,7	0,006	0,018	0,091	0,001	0,016	0,211	6,138
v pořádku				limit upozornění		nad limitem poškození, mimo rozsah				

Zobrazení zátěžných spekter v průběhu vyhodnocování stavu vřetena grafy zobrazují průběh technologického spektra využívání vřetenové jednotky během provozu.

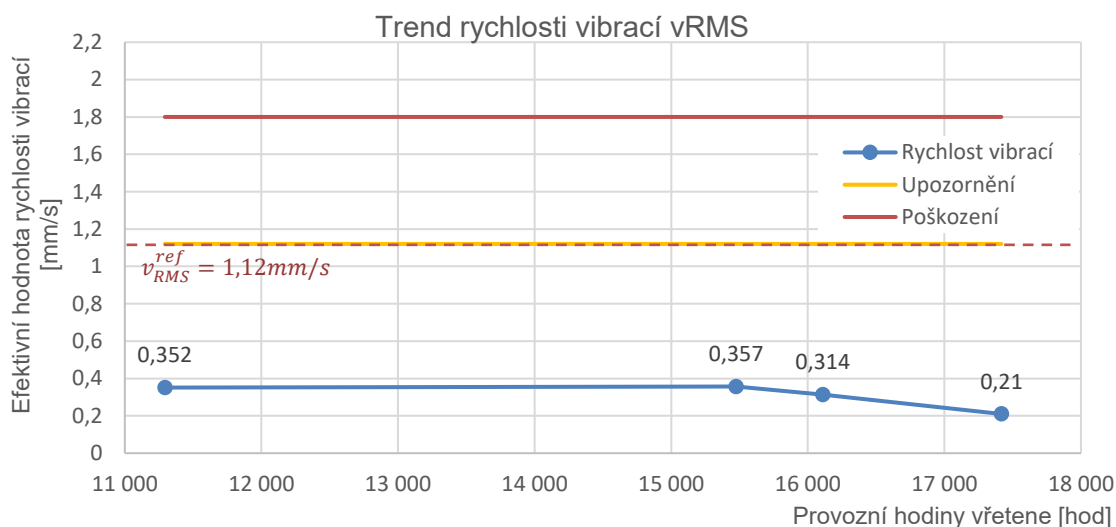


Obr. 116: Provozní zátěžné spektrum vřetenové jednotky v jednotlivých měřeních

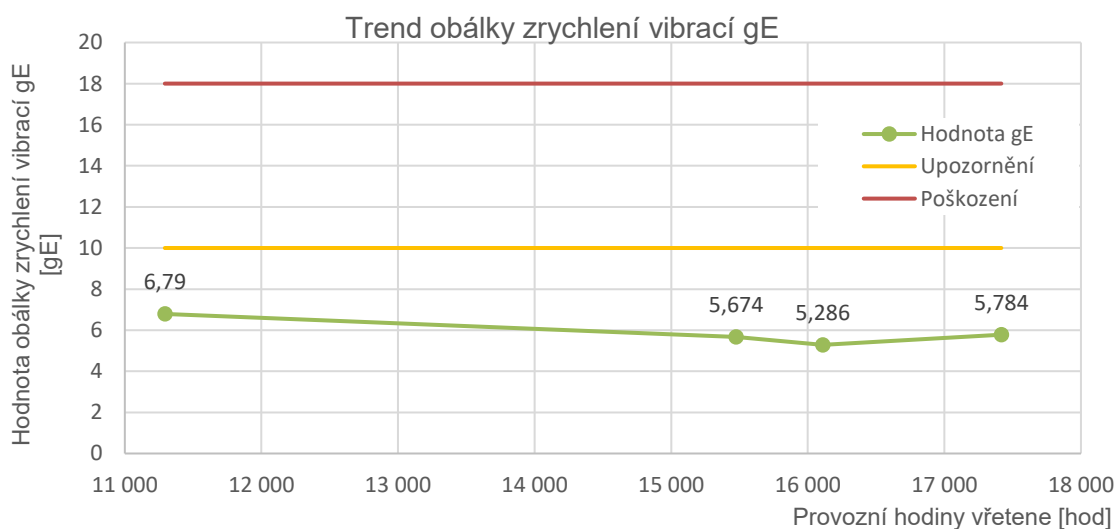
Průběh výroby v zátěžných spektrech ukazuje sériový typ výroby, kdy nedochází k výrazným změnám v technologii a vyráběných komponent.



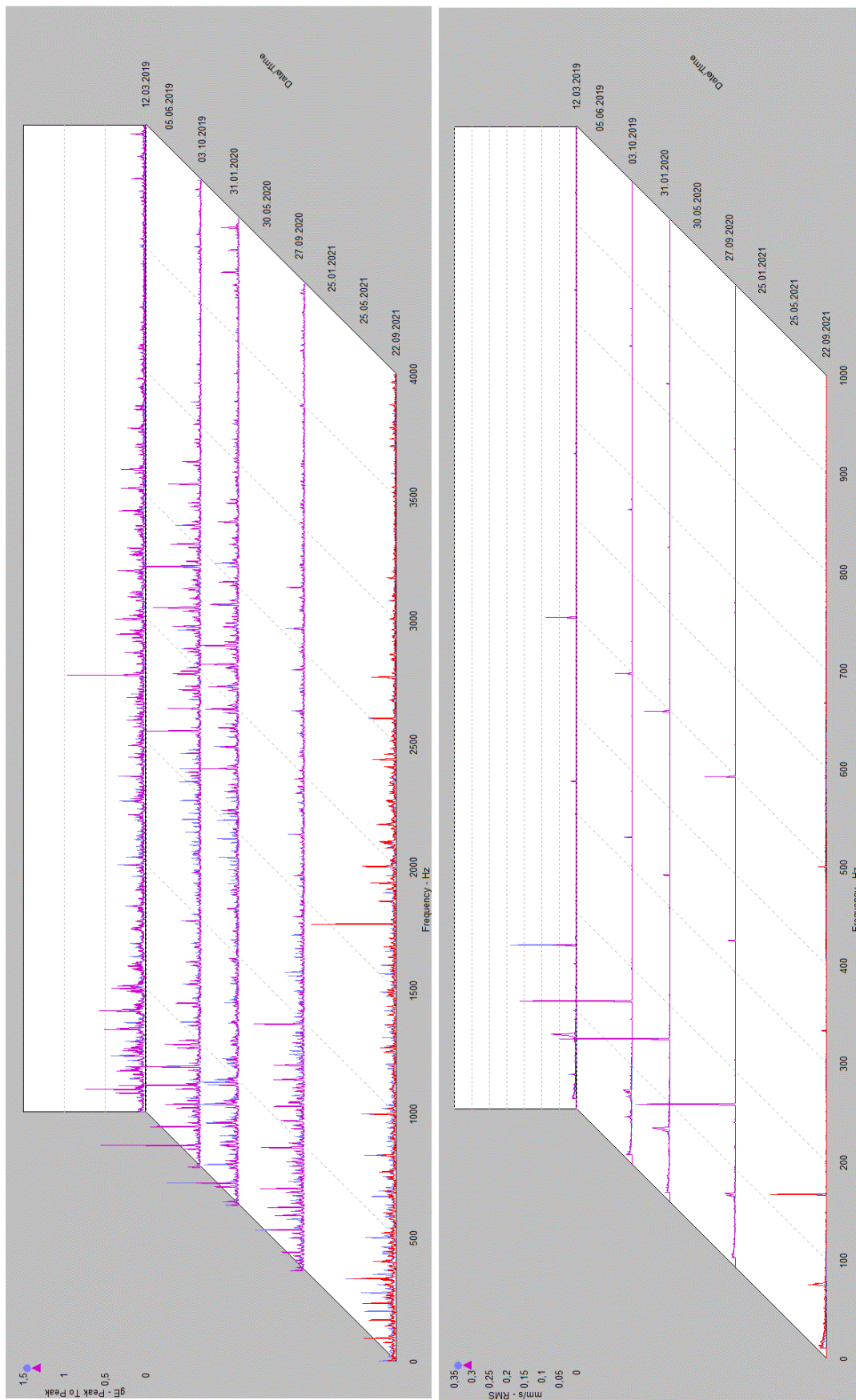
Obr. 117: Přesnost házení trnu vřetene B1



Obr. 118: Trend rychlosti vibrací B1



Obr. 119: Trend obálky zrychlení vibrací B1

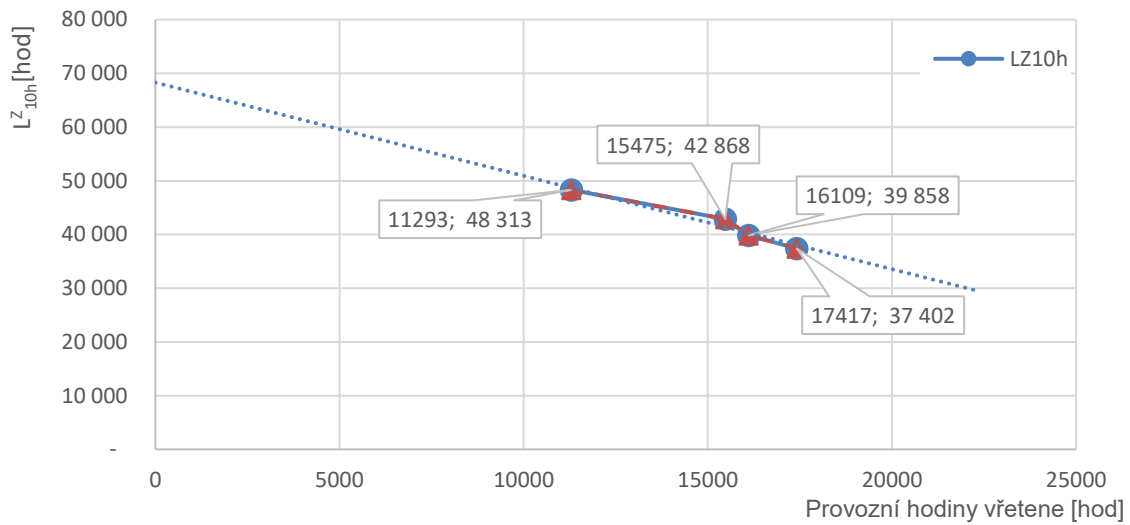


Obr. 120: Obálka zrychlení a rychlost vibrací RMS B1



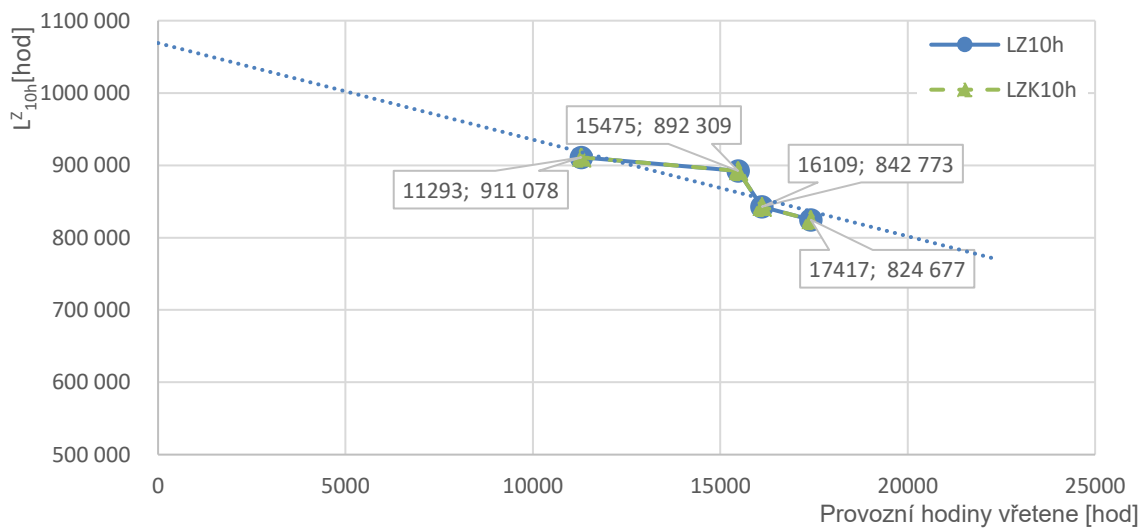
Zbytková trvanlivost:

Přední uložení



Obr. 121: Trend zbytkové trvanlivosti přední skupiny ložisek B1/ EL FR 0J 10 0329

Zadní uložení



Obr. 122: Trend zbytkové trvanlivosti zadní skupiny ložisek B1/ EL FR 0J 10 0329

Stav trvanlivosti ložisek po 17 417 provozních hodinách vřetene:

Tab. 43: Vyhodnocení stavu vřetene po posledním měření

Trvanlivost	Přední uložení		Zadní uložení	
	Hodnota	[-]	Hodnota	[-]
L_{10h}	54819	hod	842094	hod
L_{10h}^Z	37402	hod	824677	hod
$L_{10\%}^Z$	68,2	%	97,9	%
L_{10h}^{ZK}	37402	hod	824677	hod
$L_{10\%}^{ZK}$	68,2	%	97,9	%



Zhodnocení stavu VJ podle navrhované metody B1:

Na základě vyhodnocení zbytkové trvanlivosti se jeví vřetenová jednotka v dobrém technickém stavu, a to s ohledem na 17417 provozních hodin vřetene.

Efektivní hodnoty rychlosti vibrací a obálce zrychlení vibrací jsou v nízké hladině vibrací.

Obě tyto hodnoty jsou na nízké úrovni, výrazně pod limitem upozornění.

Vzhledem k ustálené nízké hladině vibrací je korigovaná trvanlivost na úrovni teoretické hodnoty zbytkové trvanlivosti viz. Tab. 43.

S ohledem na předpokládaný trend vývoje zbytkové trvanlivosti a zátěžného spektra by nemělo během dojít ke zhoršení technického stavu VJ. Vřeteno se nachází nad polovinou své teoretické trvanlivosti. Pokud nenastane žádné vnější poškození vřetene ani změna technologického spektra výroby, mělo by pracovat cca do 40000 provozních hodin vřetene, tj cca za 22500 hod.

V příštích cca 1000 provozních hodinách by mělo dojít k servisu z hlediska přebroušení dutiny up. kužele SK 50 a kontrole up. síly s případnou výměnou pružin.

Předpokládaná trvanlivost VJ, pro takový provoz v automatizovaném režimu sériové výroby, je cca 40000 provozních hodin vřetene.

Slovní hodnocení stavu vřetene experty na základě měření z pochůzkové diagnostiky B1:

Vřetenová jednotka vykazuje stabilní vibrační projev bez známek výraznějšího poškození ložisek a mechanických chyb.

VJ trvale vykazuje špatnou geometrie (házivost dutiny a na trnu) v důsledku vymačkaného nástroje v upínací dutině a sníženou upínací sílu nástroje. Z hlediska životnosti je vřeteno v pořádku, ale je třeba servisní oprava upínacího kužele a výměna upínacího mechanismus nástrojových držáků.

Vřetenová jednotka se nachází cca v 75-80 %, odhadované trvanlivosti z posledního měření, než dojde k celkovému poškození VJ, na základě zkušeností diagnostiků provádějící poslední měření.

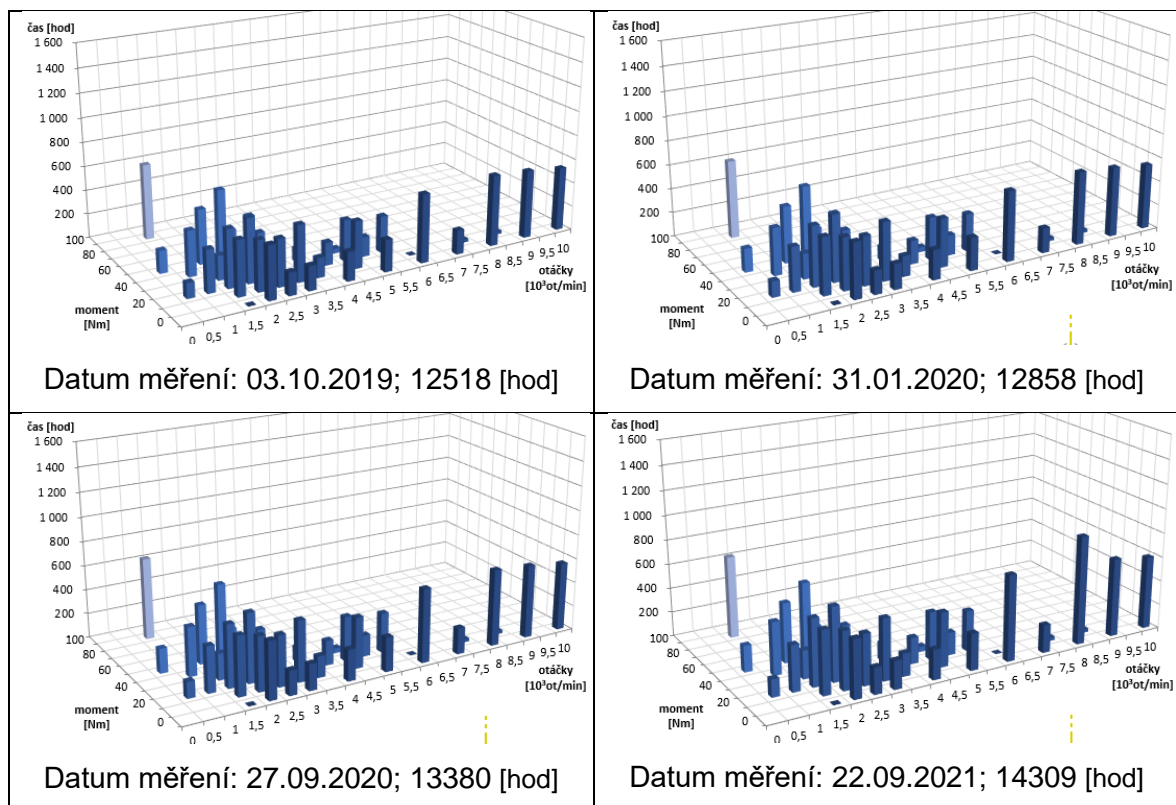
4.2.2.2. Vřeteno B2 / EL FR 0J 10 0330

Hodnocení stavu vřetene je shrnuto v Tab. 44 a následných grafech zobrazených na obrázcích.

Tab. 44: Vyhodnocení průběžných měření EL FR 0J 10 0330

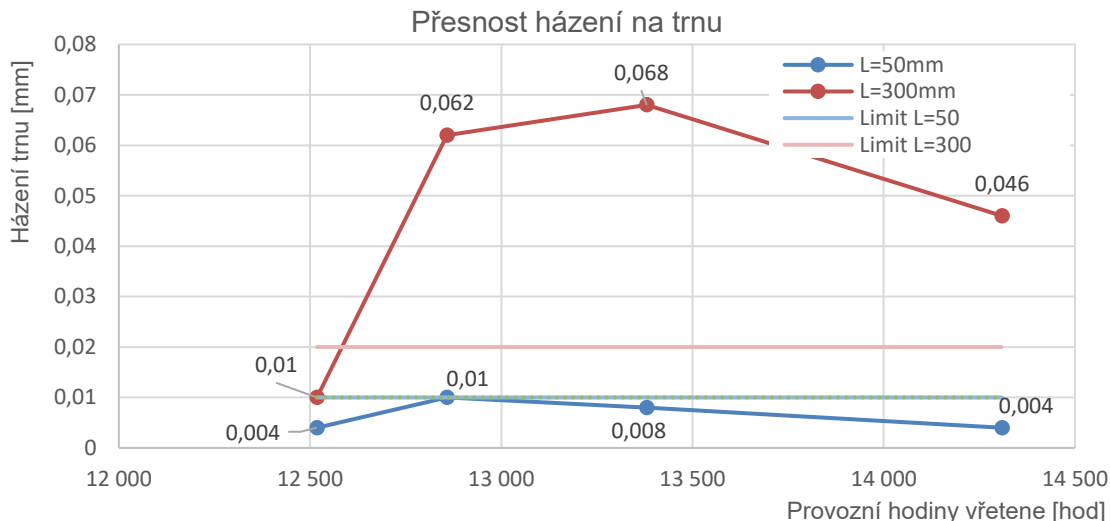
Datum měření	Čas stroje [h]	Doba řezu [h]	Up. Síla [kN]	Házení dutiny [mm]	Házení na trnu [mm]		Pojezd po trnu [mm]		Hodnoty vibrací	
					L=50mm	L=300mm	a	b	vRMS	gE
22.09.2021	75 778	14 309	6,7	0,008	0,004	0,046	0,014	0,011	0,211	5,391
27.09.2020	69 992	13 380	6,7	0,006	0,008	0,068	0,016	0,010	0,292	5,787
31.01.2020	66 381	12 858	6,5	0,006	0,010	0,062	0,020	0,004	0,251	5,147
03.10.2019	64 163	12 518	6,6	0,008	0,004	0,010	0,016	0,008	0,154	6,562
12.03.2019	-	-	6,8	0,002	0,004	0,010	0,020	0,007	0,217	6,146
v pořádku				limit upozornění				nad limitem poškození, mimo rozsah		

Zobrazení zátěžných spekter v průběhu vyhodnocování stavu vřetena grafy zobrazují průběh technologického spektra využívání vřetenové jednotky během provozu.

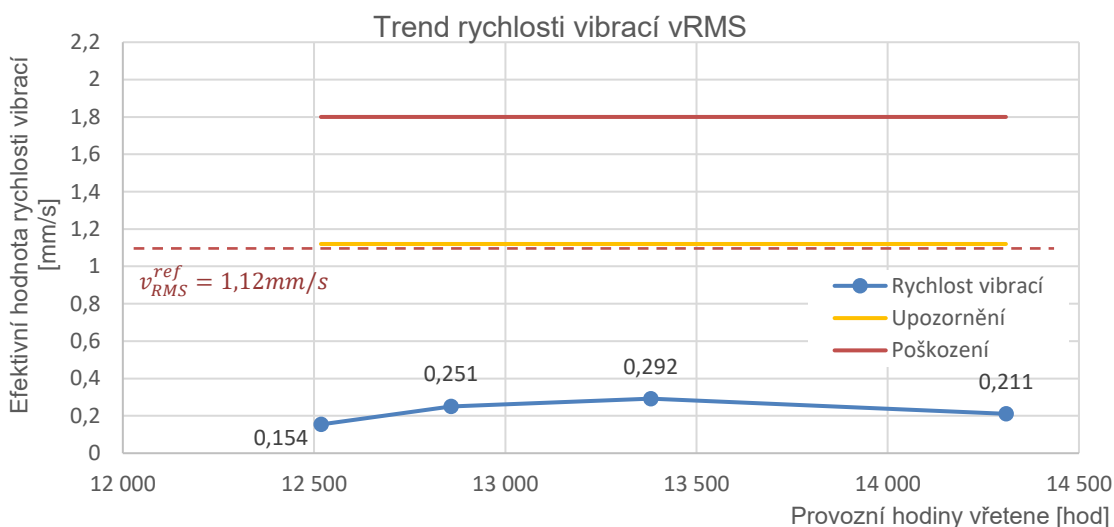


Obr. 123: Provozní zátěžné spektrum vřetenové jednotky v jednotlivých měřeních B2

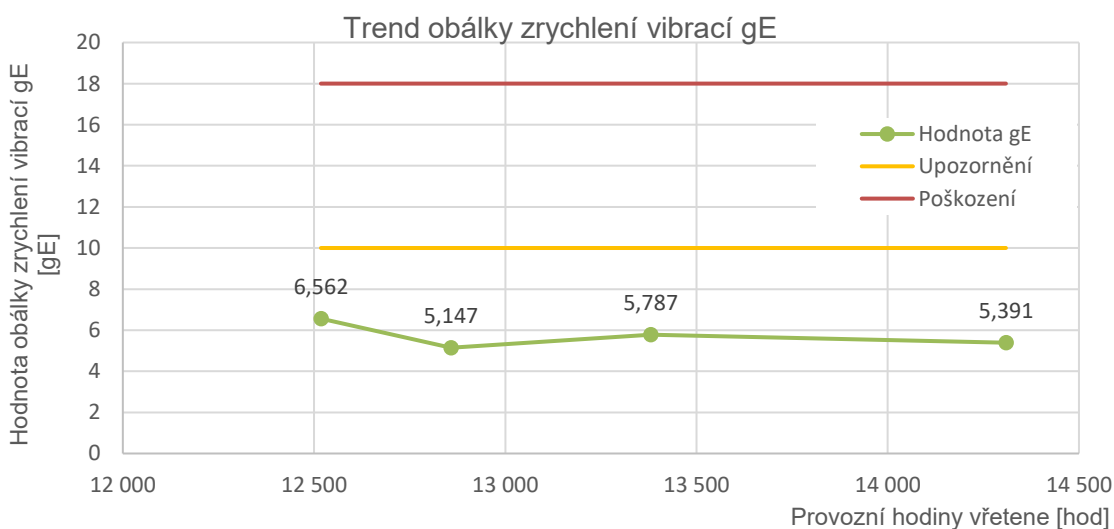
Průběh výroby v zátěžných spektrech ukazuje malé vytížení vřetene během testovaného období. Technologie výroby se téměř nezměnila. Docházelo pouze k využití stroje pro dokončovací operace.



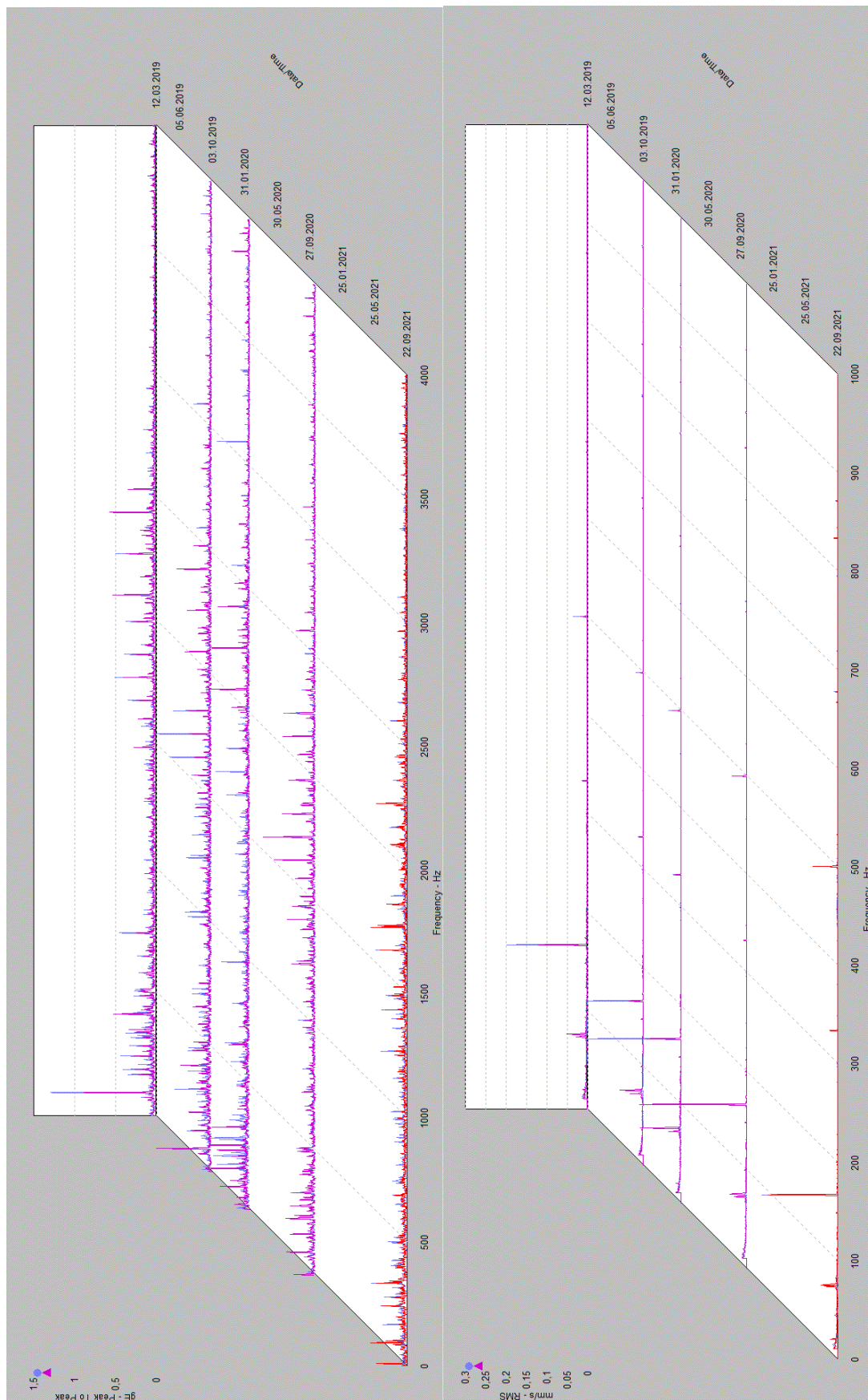
Obr. 124: Přesnost házení trnu vřetene B2



Obr. 125: Trend rychlosti vibrací B2



Obr. 126: Trend obálky zrychlení vibrací B2



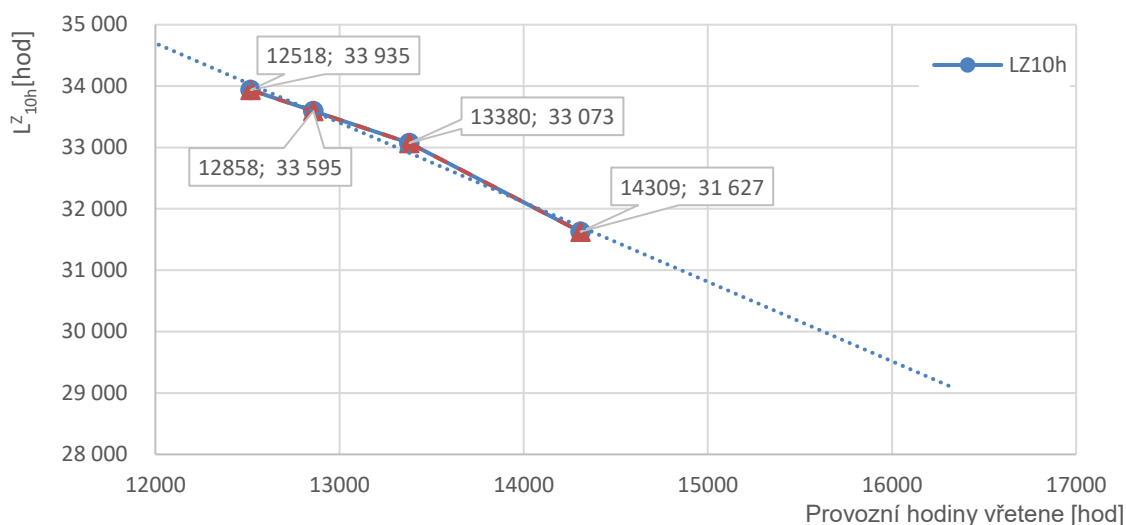
Obr. 127: Obálka zrychlení a rychlost vibrací RMS B2



vřetenových ložisek

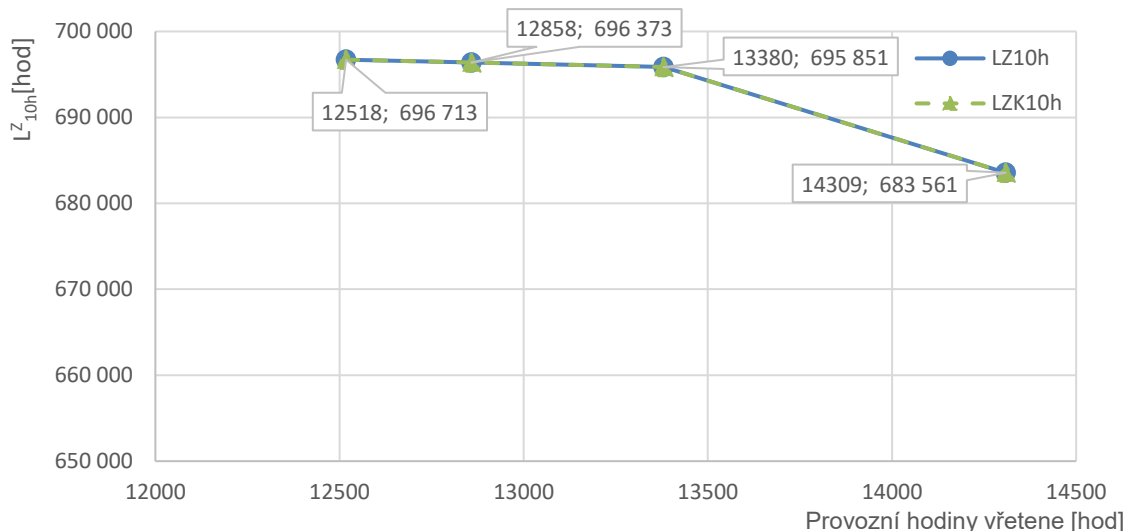
Zbytková trvanlivost:

Přední uložení



Obr. 128: Trend zbytkové trvanlivosti přední skupiny ložisek B2/EL FR 0J 10 0330

Zadní uložení



Obr. 129: Trend zbytkové trvanlivosti zadní skupiny ložisek B2/EL FR 0J 10 0330

Stav trvanlivosti ložisek po 14309 provozních hodinách vřetene:

Tab. 45: Vyhodnocení stavu vřetene po posledním měření

Trvanlivost	Přední uložení		Zadní uložení	
	Hodnota	[-]	Hodnota	[-]
L_{10h}	45936	hod	697871	hod
L_{10h}^Z	31627	hod	683562	hod
$I_{10\%}^Z$	68,9	%	97,9	%
L_{10h}^{ZK}	31627	hod	683562	hod
$I_{10\%}^{ZK}$	69,9	%	97,9	%



Zhodnocení stavu VJ podle navrhované metody B2:

Na základě vyhodnocení zbytkové trvanlivosti se jeví vřetenová jednotka v dobrém technickém stavu, a to s ohledem na 14309 provozních hodin vřetene.

Efektivní hodnoty rychlosti vibrací a obálce zrychlení vibrací jsou v nízké hladině vibrací.

Obě tyto hodnoty jsou na nízké úrovni, a to výrazně pod limitem upozornění.

Vzhledem k ustálené nízké hladině vibrací je korigovaná trvanlivost na úrovni teoretické hodnoty zbytkové trvanlivosti viz. Tab. 45.

S ohledem na předpokládaný trend vývoje zbytkové trvanlivosti a zátěžného spektra by nemělo během dojít ke zhoršení technického stavu VJ. Vřeteno se nachází nad polovinou své teoretické trvanlivosti. Pokud nenastane žádné vnější poškození vřetene ani změna technologického spektra výroby, mělo by pracovat cca do 50000 provozních hodin vřetene, tj cca za 35500 hod.

V příštích cca 1000 provozních hodinách by tedy mělo dojít k servisu upínacího mechanismu nástroje.

Předpokládaná trvanlivost VJ, pro takovýto provoz, v automatizovaném režimu sériové výroby je cca 40000 provozních hodin vřetene.

Slovní hodnocení stavu vřetene experty na základě měření z pochůzkové diagnostiky B2:

Vřetenová jednotka vykazuje velice stabilní vibrační projev, bez známek, výraznějšího poškození ložisek a mechanických chyb.

VJ trvale vykazuje klesající upínací sílu nástroje. Z hlediska živostnosti je vřeteno v pořádku, ale je třeba servisní výměna upínacího mechanismus nástrojových držáků.

Vřetenová jednotka se nachází cca v 75-85 %, odhadované trvanlivosti z posledního měření, než dojde k celkovému poškození VJ, na základě zkušeností diagnostiků provádějící poslední měření.



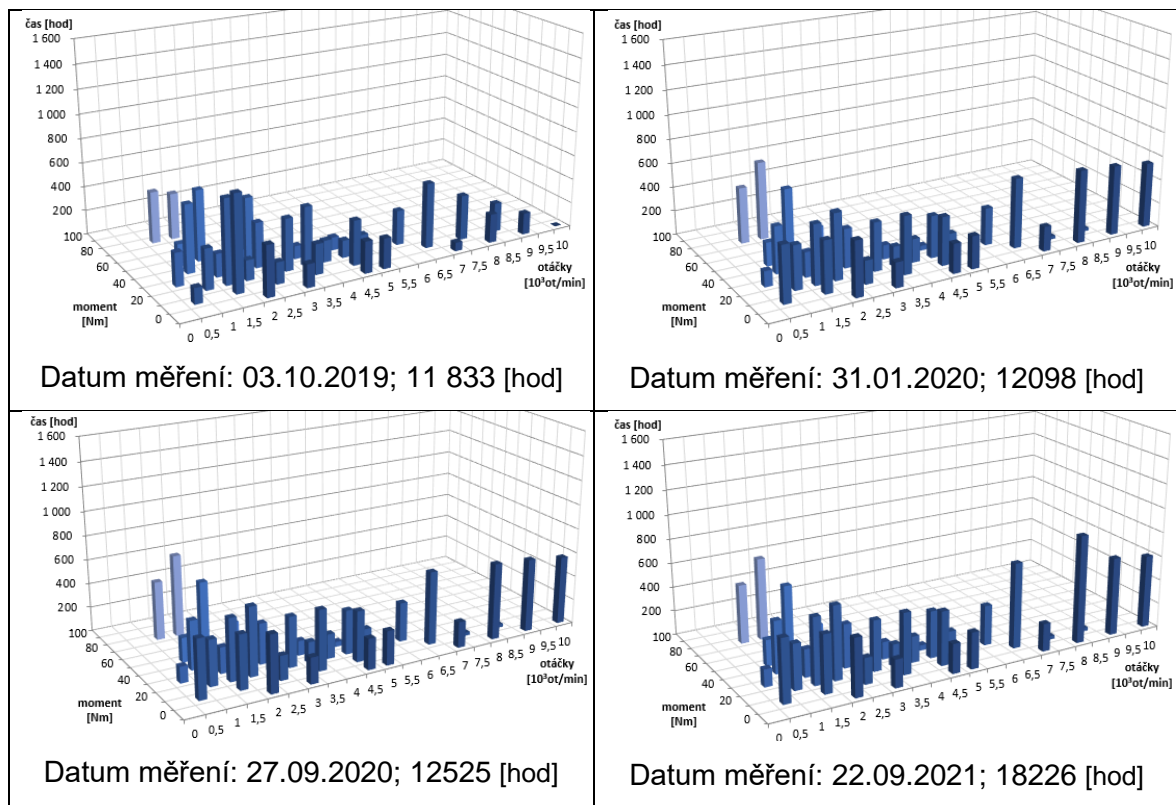
4.2.2.3. Vřeteno B3 / EL FR 0J 10 0426

Hodnocení stavu vřetene je shrnuto v Tab. 46 a následných grafech zobrazených na obrázcích.

Tab. 46: Vyhodnocení průběžných měření EL FR 0J 10 0426

Datum měření	Provozní hodiny stroje[h]	Provozní hodiny vřetene[h]	Up. Síla [kN]	Házení dutiny [mm]	Házení na trnu [mm]		Pojezd po trnu [mm]		Hodnoty vibrací	
					L=50mm	L=300mm	a	b	vRMS	gE
22.09.2021	75 509	18 226	6,7	0,005	0,014	0,064	0,012	0,008	0,201	5,671
27.09.2020	69 705	12 525	6,9	0,004	0,012	0,092	0,002	0,004	0,359	5,018
31.01.2020	66 161	12 098	6,9	0,004	0,010	0,068	0,004	0,004	0,709	6,654
03.10.2019	64 036	11 833	7,0	0,004	0,012	0,068	0,016	0,002	0,563	7,599
12.03.2019	-	-	6,9	0,006	0,014	0,069	0,007	0,001	0,947	6,268
v pořádku				limit upozornění			nad limitem poškození, mimo rozsah			

Zobrazení zátěžných spekter v průběhu vyhodnocování stavu vřetena grafy zobrazují průběh technologického spektra využívání vřetenové jednotky během provozu.

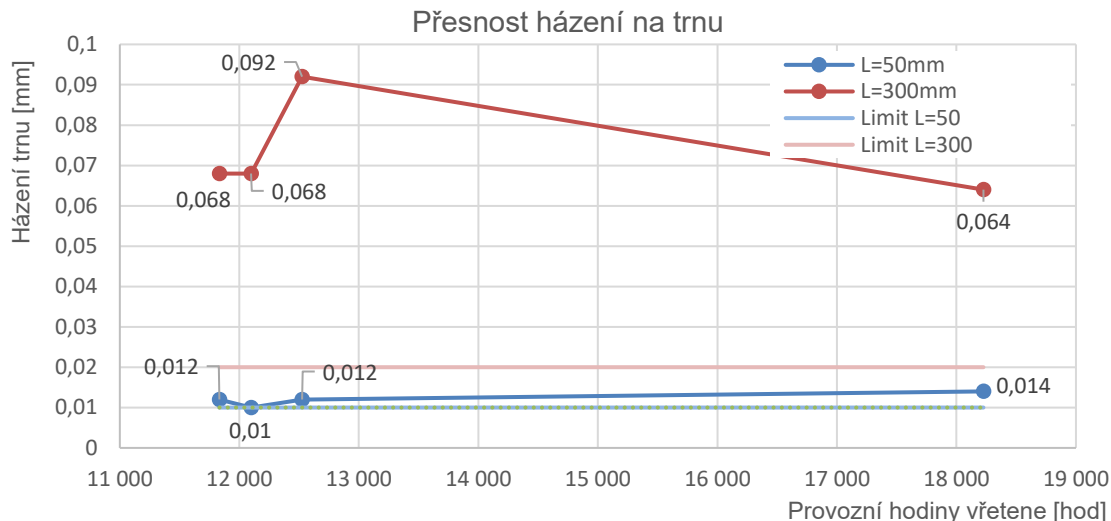


Obr. 130: Provozní zátěžné spektrum vřetenové jednotky v jednotlivých měřeních B3

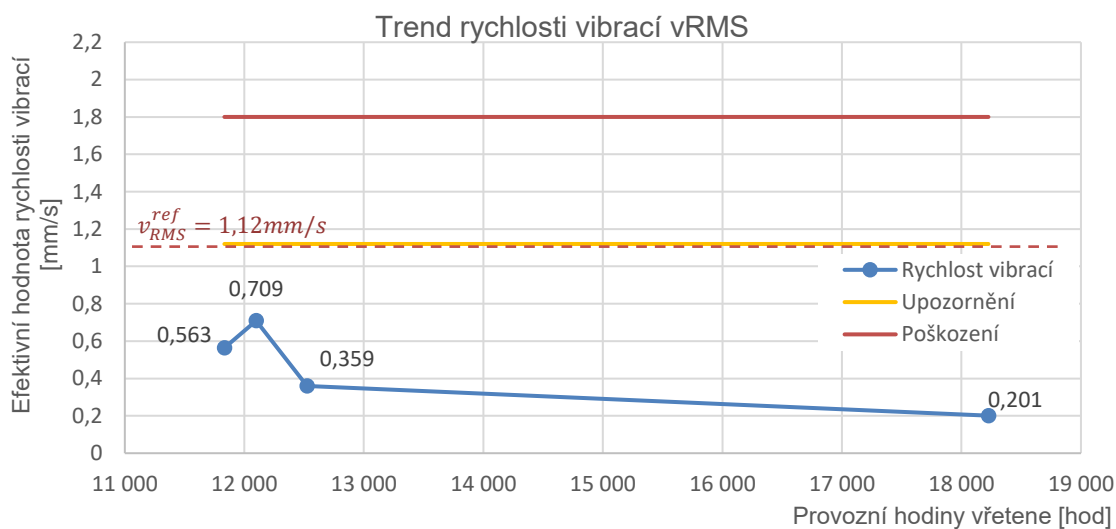
Průběh výroby v zátěžných spektrech ukazuje malé vytížení vřetene během testovaného období. Technologie výroby se téměř nezměnila. Docházelo pouze k výraznějšímu využití stroje pro dokončovací operace.



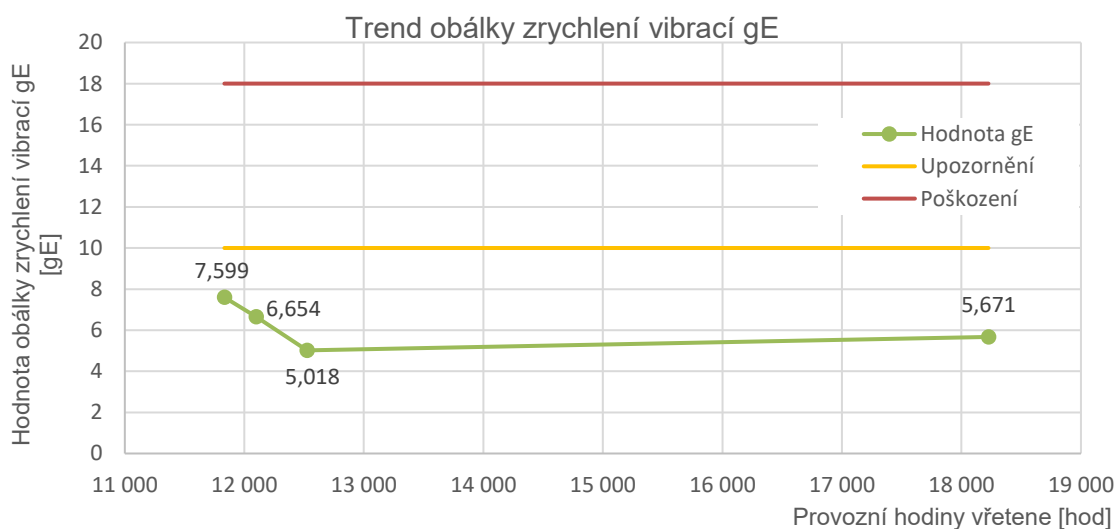
vřetenových ložisek



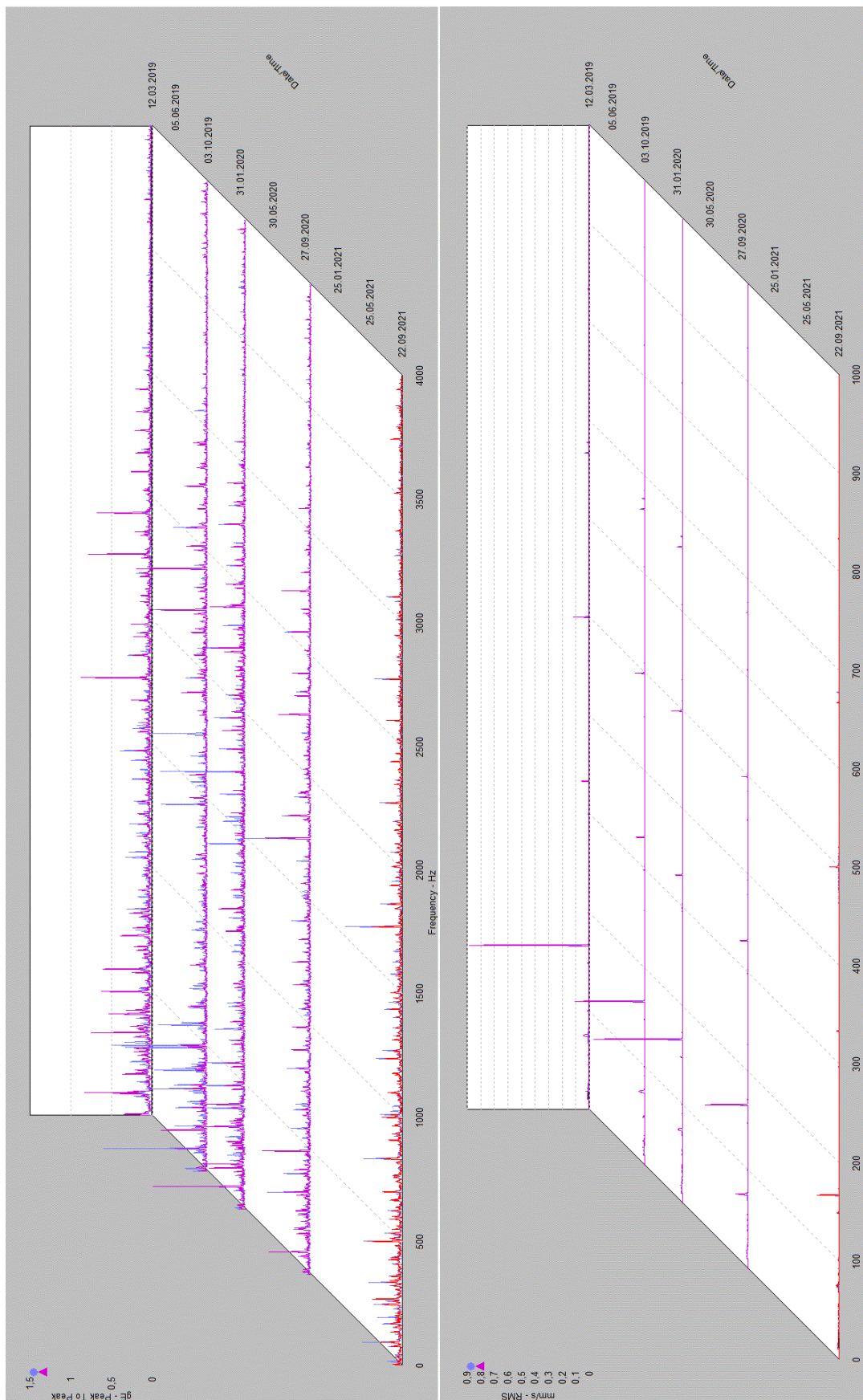
Obr. 131: Přesnost házení trnu vřetene B3



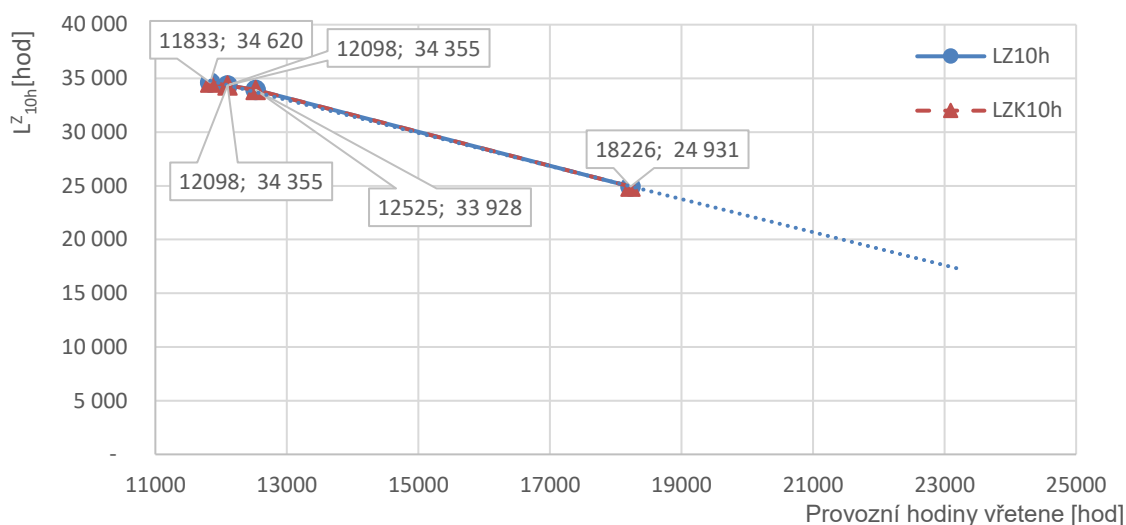
Obr. 132: Trend rychlosti vibrací B3



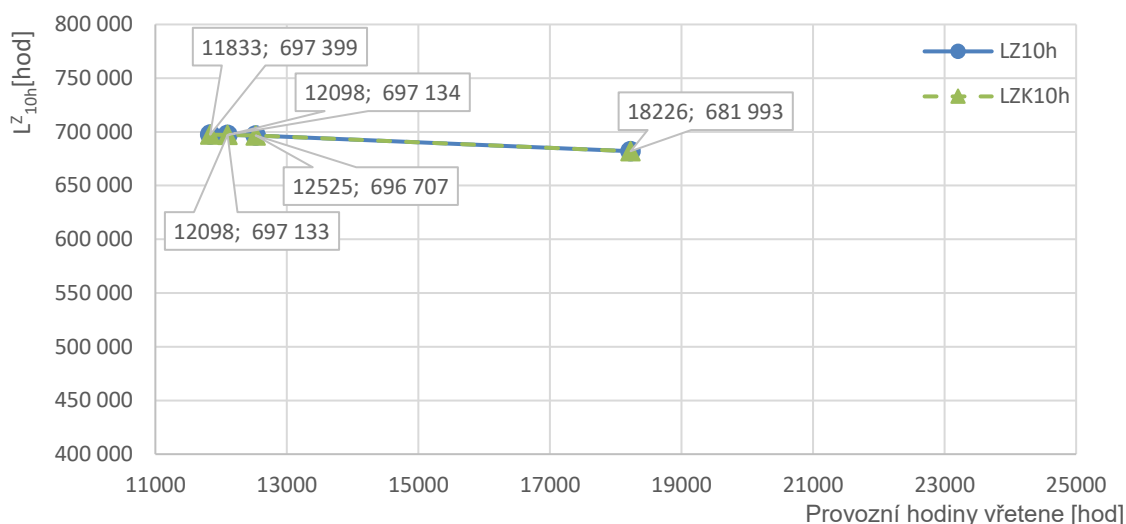
Obr. 133: Trend obálky zrychlení vibrací B3



Obr. 134: Obálka zrychlení a rychlost vibrací RMS B3

Zbytková trvanlivost:
Přední uložení


Obr. 135: Trend zbytkové trvanlivosti přední skupiny ložisek B3/EL FR 0J 10 0426

Zadní uložení


Obr. 136: Trend zbytkové trvanlivosti zadní skupiny ložisek B3/EL FR 0J 10 0426

Stav trvanlivosti ložisek po 18226 provozních hodinách vřetene:

Tab. 47: Vyhodnocení stavu vřetene po posledním měření

Trvanlivost	Přední uložení		Zadní uložení	
	Hodnota	[-]	Hodnota	[-]
L_{10h}	45936	hod	697871	hod
L_{10h}^Z	31627	hod	683562	hod
$L_{10\%}^Z$	68,9	%	97,9	%
L_{10h}^{ZK}	31627	hod	683562	hod
$L_{10\%}^{ZK}$	69,9	%	97,9	%



Zhodnocení stavu VJ podle navrhované metody B3:

Na základě vyhodnocení zbytkové trvanlivosti, se jeví vřetenová jednotka v dobrém technickém stavu, a to s ohledem na 18226 provozních hodin vřetene.

Efektivní hodnoty rychlosti vibrací a obálce zrychlení vibrací jsou v nízké hladině vibrací.

Obě tyto hodnoty jsou na nízké úrovni hodnot výrazně pod limitem upozornění.

Vzhledem k ustálené nízké hladině vibrací je korigovaná trvanlivost na úrovni teoretické hodnoty zbytkové trvanlivosti viz. Tab. 47 Tab. 43.

S ohledem na předpokládaný trend vývoje zbytkové trvanlivosti a zátěžného spektra by nemělo během dojit ke zhoršení technického stavu VJ. Vřeteno se nachází nad polovinou své teoretické trvanlivosti. Pokud nenastane žádné vnější poškození vřetene ani změna technologického spektra výroby, mělo by pracovat cca do 50000 provozních hodin vřetene, tj cca za 32000 hod.

V příštích cca 1500 provozních hodinách by mělo dojít k servisu z hlediska přebroušení dutiny up. kužele SK 50 a kontrole up. síly s případnou výměnou pružin.

Předpokládaná trvanlivost VJ pro takový provoz, v automatizovaném režimu sériové výroby, je cca 50000 provozních hodin vřetene.

Slovní hodnocení stavu vřetene experty na základě měření z pochůzkové diagnostiky B3:

Vřetenová jednotka vykazuje stabilní vibrační. Ve frekvenčním spektru dochází pouze ke zvýšení amplitudy ve vysokých spektrech, což není důvod o obavám na spolehlivost vřetene. Jedná se spíše o počáteční poškození ložisek.

Z mechanického hlediska VJ dlouhodobě vykazuje špatnou geometrie (házivost dutiny a na trnu) v důsledku vymačkaného nástroje v upínací dutině a sníženou upínací sílu nástroje na spodní hranici tolerance použitelnosti.

Z hlediska životnosti je vřeteno v pořádku, ale je třeba oprava upínacího kužele a seřízení upínacího mechanismus nástrojových držáků.

Vřetenová jednotka se nachází cca v 60-70 %, odhadované trvanlivosti z posledního měření, než dojde k celkovému poškození VJ, na základě zkušeností diagnostiků provádějící poslední měření.

4.2.3. Frézovací vřeteno typu C / EL FR 0J 14

Charakteristika vřetene:

Frézovací vřeteno

- typ: elektro
- výkon: 18,5 / 11 kW
- otáčky: 14000 rpm
- up. rozhraní: MAS BT40 (Obr. 137)
- orientace: horizontální

Přední uložení: dvojice ložisek s uspořádáním do „O“ / \; lehké předepnutí

- vřetenové ložisko HC7016-EDLR-T-P4S-UL; $C_{dyn}=28,5\text{kN}$, $n_G=18000\text{rpm}$
- průměr hřídele: 80 mm

Zadním uložení: dvojice ložisek s uspořádáním do „O“ / \; lehké předepnutí

- vřetenové ložisko HCB7011-C-T-P4S; $C_{dyn}=39,0\text{kN}$, $n_G=22000\text{rpm}$
- průměr hřídele: 55 mm

Rozměry:

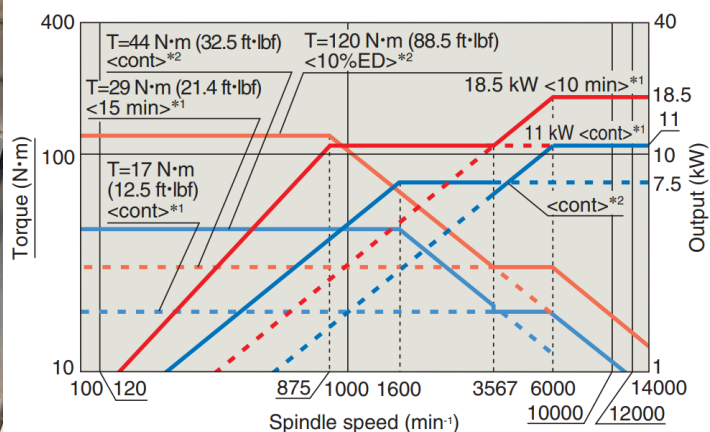
- vzdálenost mezi ložisky $L=320$ mm
- vzdálenost k čelu $a=90$ mm

Charakteristika stroje:

- 3-osý frézovací stroj horizontální
- pojezdy os X-560 / Y-560 / Z-630 mm
- otočný stůl: B-osa
- velikost upínací desky stolu: 400x400 mm
- paletová výměna obrobků
- automatická výměna nástrojů (zásobník na 30 pozic)



Obr. 137: Nástroje MAS BT40



Obr. 138: Foto typu vřetena s umístěním měřicího místa a charakteristika pohonu vřetene

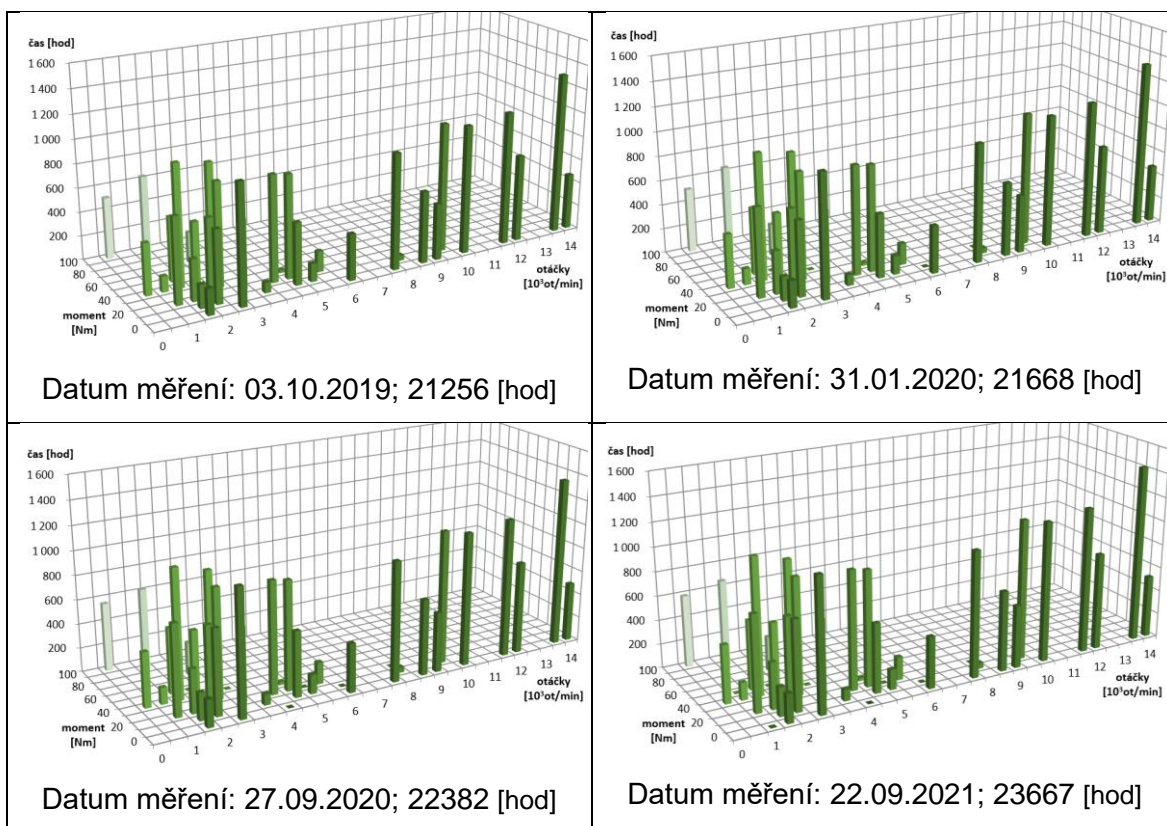
4.2.3.1. Vřeteno C1 / EL FR 0J 14 1869

Hodnocení stavu vřetene je shrnuto v Tab. 48 a následných grafech zobrazených na obrázcích.

Tab. 48: Vyhodnocení průběžných měření EL FR 0J 14 1869

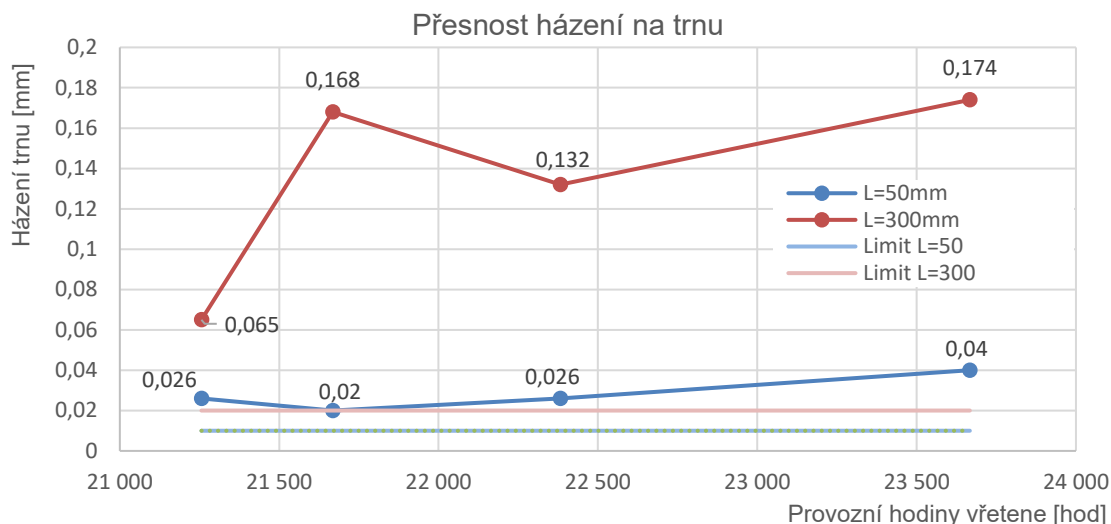
Datum měření	Provozní hodiny stroje[h]	Provozní hodiny vřetene[h]	Up. Síla [kN]	Házení dutiny [mm]	Házení na trnu [mm]		Pojezd po trnu [mm]		Hodnoty vibrací	
					L=50mm	L=300mm	a	b	vRMS	gE
22.09.2021	62 411	23 667	9,2	0,008	0,040	0,174	0,156	0,010	3,805	21,537
27.09.2020	56 888	22 382	9,7	0,006	0,026	0,132	0,168	0,020	2,980	27,512
31.01.2020	52 367	21 668	9,7	0,006	0,020	0,168	0,170	0,028	1,460	31,364
03.10.2019	51 152	21 256	10,0	0,010	0,026	0,065	0,190	0,025	1,835	29,575
12.03.2019	-	-	10,5	0,004	0,026	0,065	0,190	0,025	6,720	23,891
v pořádku				limit upozornění			nad limitem poškození, mimo rozsah			

Zobrazení zátěžných spekter v průběhu vyhodnocování stavu vřetena grafy zobrazují průběh technologického spektra využívání vřetenové jednotky během provozu.

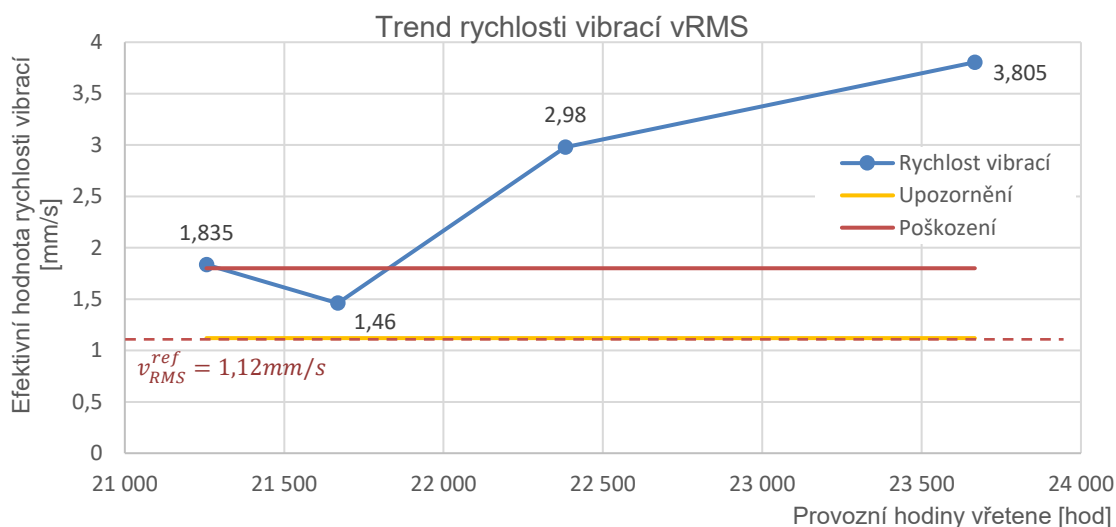


Obr. 139: Provozní zátěžné spektrum vřetenové jednotky v jednotlivých měřeních C1

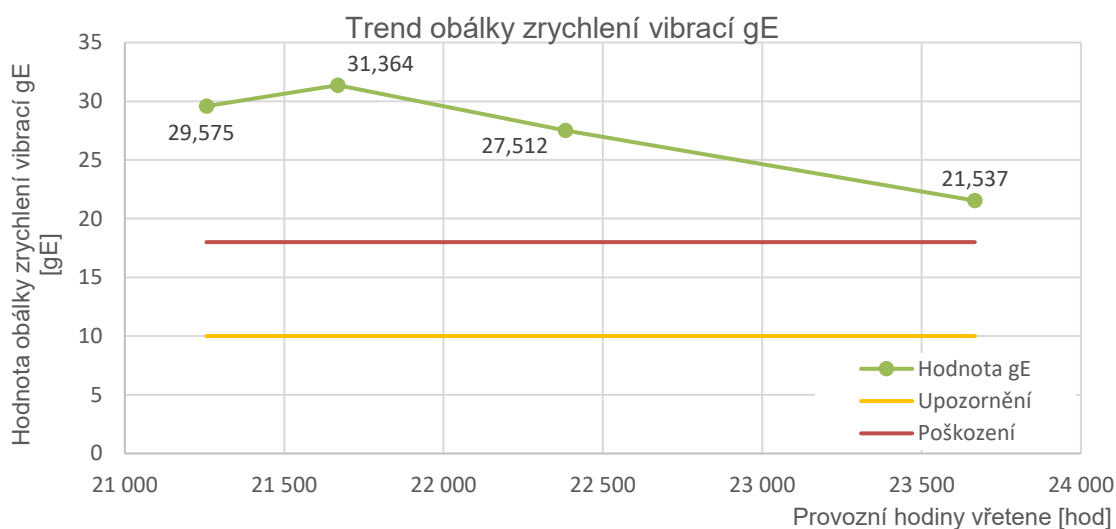
Zátěžní spektra ukazují na trend sériové výroby, v jednotlivých grafech dochází jen k nepatrným nárůstům času.



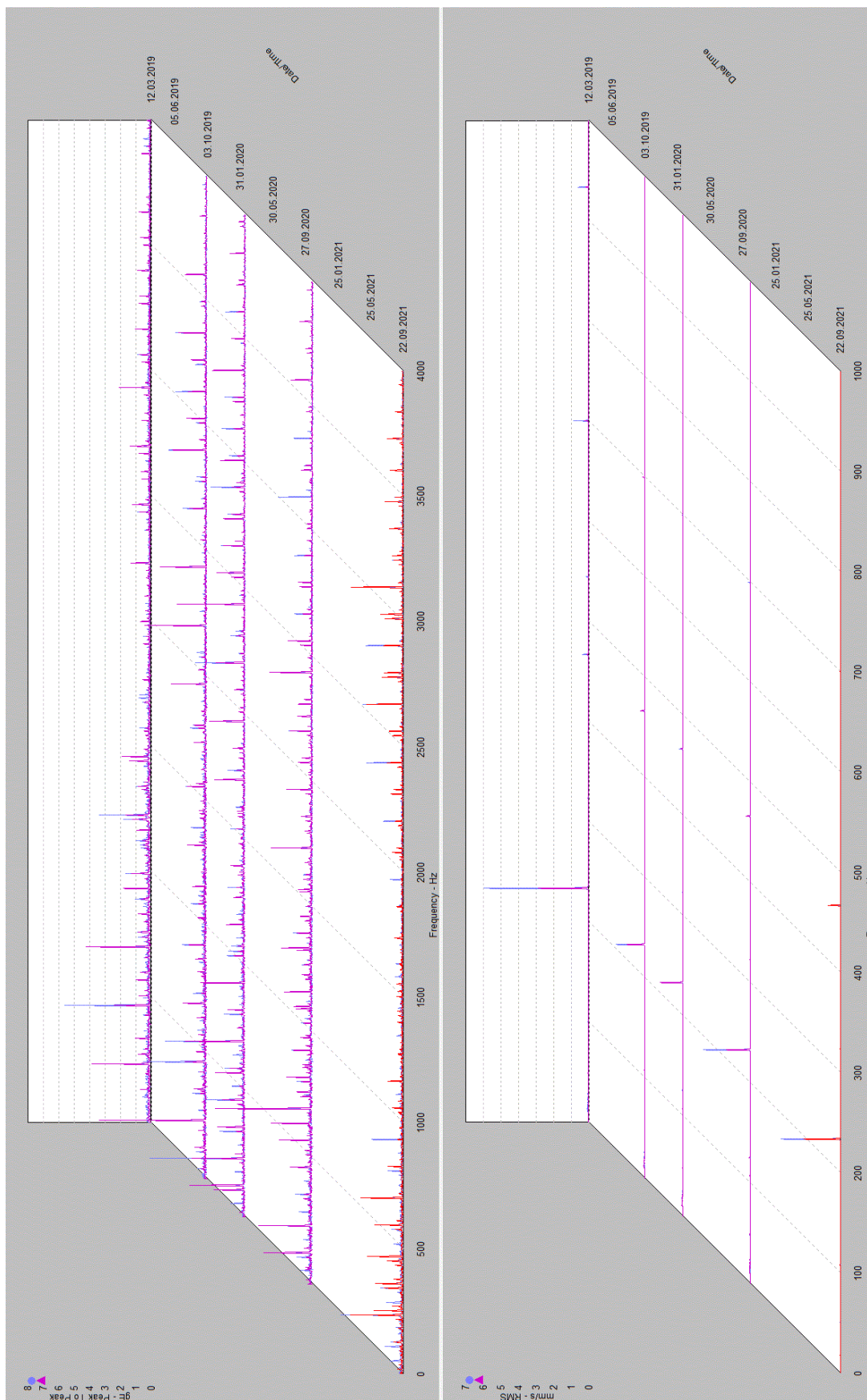
Obr. 140: Přesnost házení trnu vřetene C1



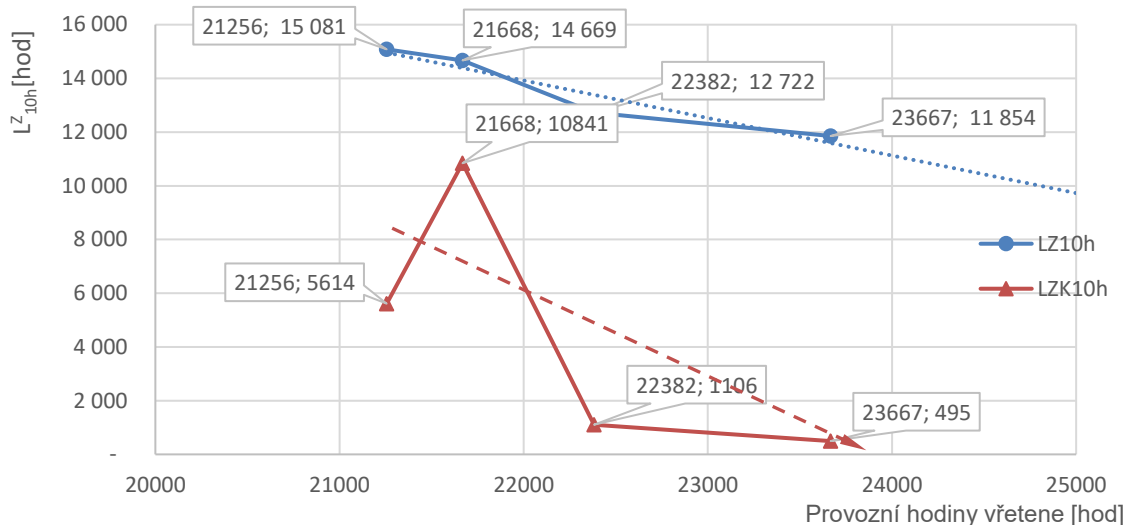
Obr. 141: Trend rychlosti vibrací C1



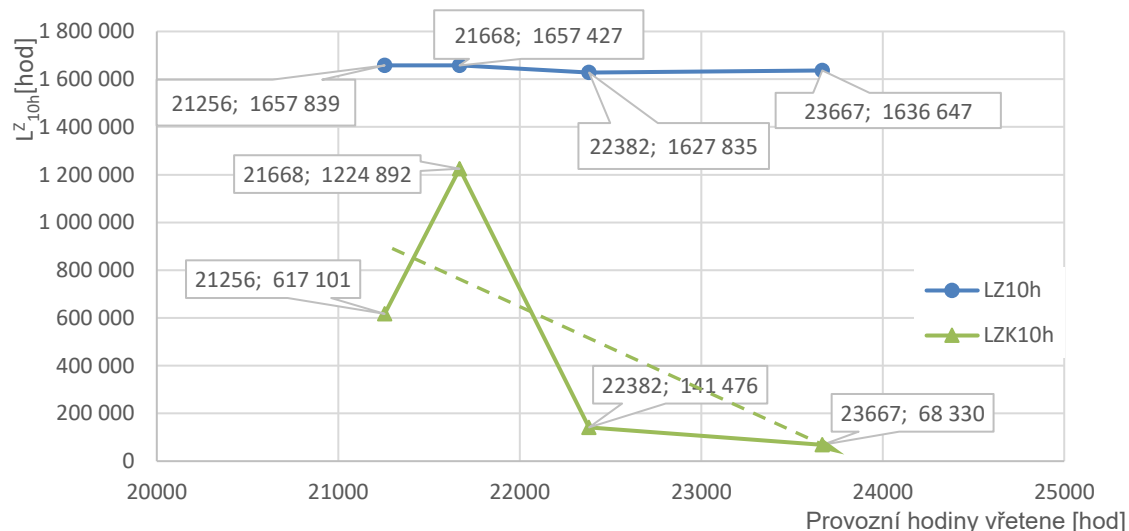
Obr. 142: Trend obálky zrychlení vibrací C1



Obr. 143: Obálka zrychlení a rychlost vibrací RMS C1

Zbytková trvanlivost:
Přední uložení


Obr. 144: Trend zbytkové trvanlivosti přední skupiny ložisek C1/EL FR 0J 14 1869

Zadní uložení


Obr. 145: Trend zbytkové trvanlivosti zadní skupiny ložisek C1/ EL FR 0J 14 1869

Stav trvanlivosti ložisek po 23667 provozních hodinách vřetene:

Tab. 49: Vyhodnocení stavu vřetene po posledním měření

Trvanlivost	Přední uložení		Zadní uložení	
	Hodnota	[-]	Hodnota	[-]
L_{10h}	32521	hod	1660314	hod
L_{10h}^Z	11854	hod	1636647	hod
$L_{10\%}^Z$	33,4	%	98,6	%
L_{10h}^{ZK}	495	hod	68330	hod
$L_{10\%}^{ZK}$	1,39	%	4,12	%



Zhodnocení stavu VJ podle navrhované metody C1:

Na základě vyhodnocení zbytkové trvanlivosti, se jeví vřetenová jednotka v dlouhodobě špatném technickém stavu, a to i s ohledem na 23667 provozních hodin vřetene.

Vibrační projev VJ se nachází nad dovoleným poškozením. Efektivní hodnota rychlosti vibrací se nachází na dvojnásobku limitu poškození ložisek a obálka zrychlení dlouhodobě překračuje limitní hodnotu poškození.

Vzhledem k tomuto dlouhodobě špatnému stavu VJ je korigovaná zbytková trvanlivost viz. Tab. 49 na minimálních hodnotách. S ohledem na současný trend vývoje zbytkové trvanlivosti mělo již dojít, při cca 22000 provozních hodinách vřetene, k výměně VJ. Nyní je nutná výměna VJ. Tento havarijní stav vřetene měl být řešen již v 2020, ale nejistá doba Covidu neumožnila opravu, firma je dlouhodobě srozuměna se stavem této VJ.

Předpokládaná trvanlivost VJ pro takový provoz, v automatizovaném režimu sériové výroby, je cca 20 000 provozních hodin vřetene.

Slovní hodnocení stavu vřetene experty na základě měření z pochůzkové diagnostiky C1:

Vřetenová jednotka vykazuje dlouhodobě špatný vibrační projev, hodnoty vibrací jsou celkově nestabilní. V trendovém spektru je patrný pokles amplitudy obálky zrychlení, který je způsoben přesunem energie chyb do nižších frekvencí, a to má za následek zvyšování hodnot rychlosti vibrací. VJ vykazuje poškozená ložiska, vůle v uložení. Dlouhodobě je při servisních měřeních doporučovaná oprava VJ.

Vřetenová jednotka se nachází cca v 0-5 % odhadované trvanlivosti z posledního měření, než dojde k celkovému zadření VJ, na základě zkušeností diagnostiků provádějící poslední měření.



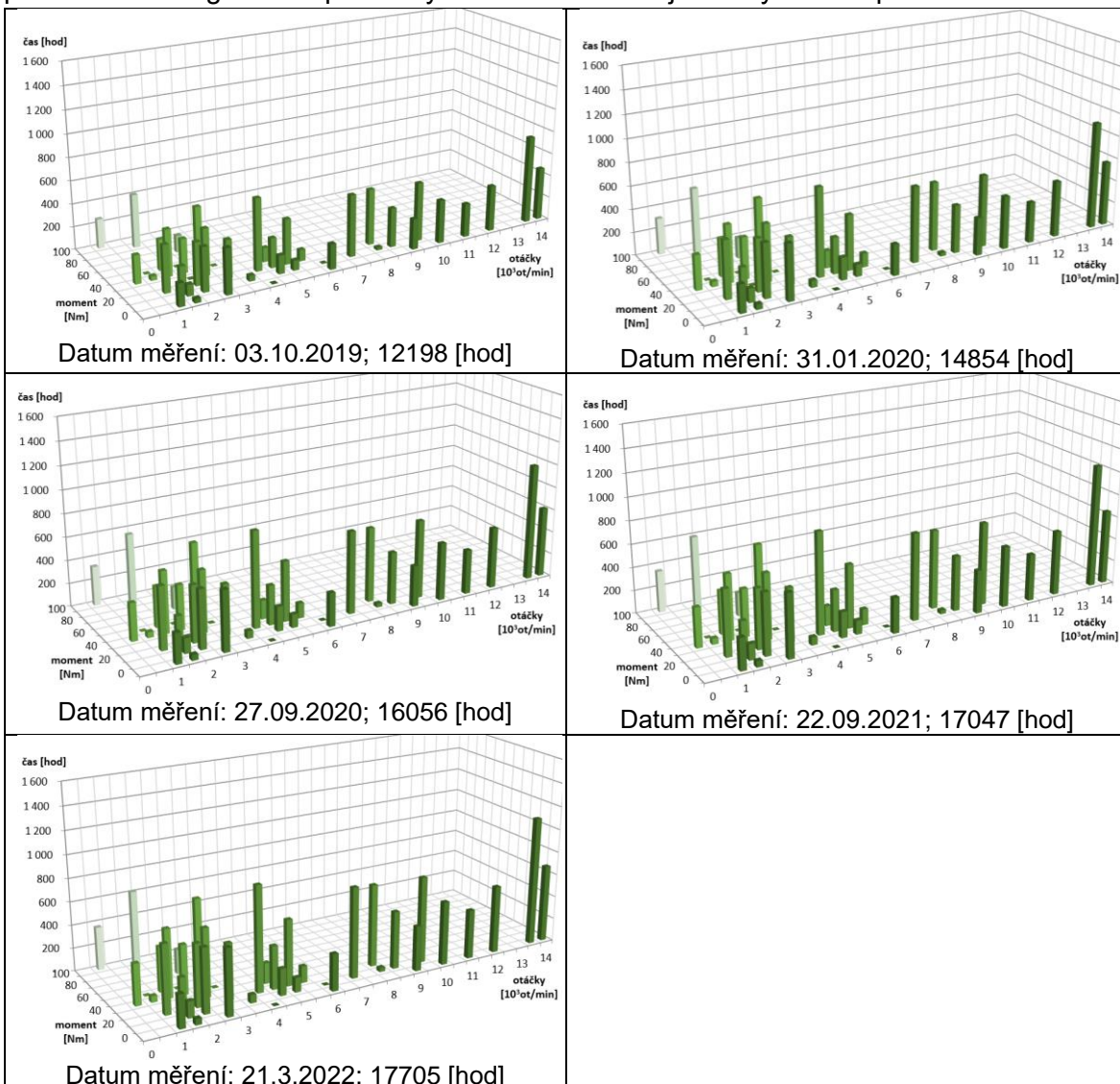
4.2.3.2. Vřeteno C2 / EL FR 0J 14 1258

Hodnocení stavu vřetene je shrnuto v Tab. 50 a následných grafech zobrazených na obrázcích.

Tab. 50: Vyhodnocení průběžných měření EL FR 0J 14 1258

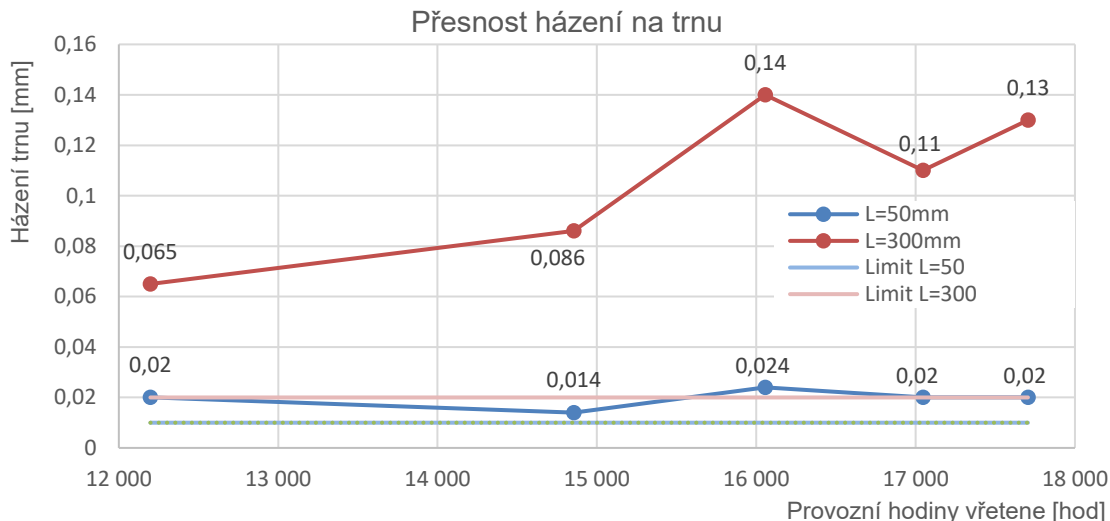
Datum měření	Provozní hodiny stroje[h]	Provozní hodiny vřetene[h]	Up. Síla [kN]	Házení dutiny [mm]	Házení na trnu [mm]		Pojezd po trnu [mm]		Hodnoty vibrací	
					L=50mm	L=300mm	a	b	vRMS	gE
21.3.2022	72 134	17 705	13,1	0,008	0,020	0,130	0,048	0,044	8,863	11,592
22.09.2021	69 276	17 047	9,1	0,008	0,020	0,110	0,054	0,036	10,341	8,180
27.09.2020	63 806	16 056	10,8	0,008	0,024	0,140	0,032	0,036	5,132	9,410
31.01.2020	58 452	14 854	9,8	0,008	0,014	0,086	0,030	0,040	6,980	20,600
03.10.2019	52 945	12 198	9,7	0,008	0,020	0,065	0,034	0,014	5,694	11,280
12.03.2019	-	-	9,7	0,006	0,020	0,076	0,020	0,014	3,898	7,719
v pořádku				limit upozornění			nad limitem poškození, mimo rozsah			

Zobrazení zátěžných spekter v průběhu vyhodnocování stavu vřetena grafy zobrazují průběh technologického spektra využívání vřetenové jednotky během provozu.

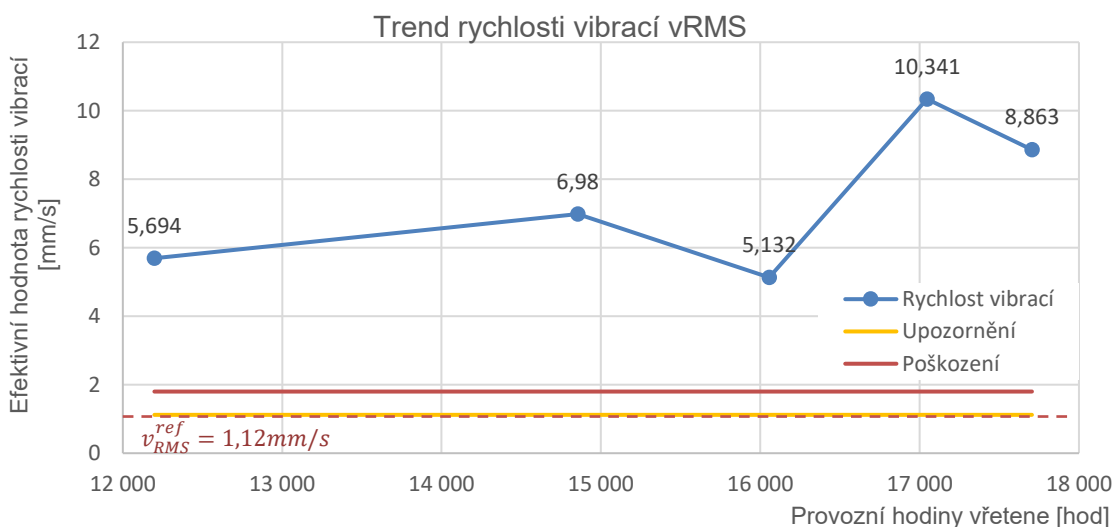


Obr. 146: Provozní zátěžné spektrum vřetenové jednotky v jednotlivých měřeních C2

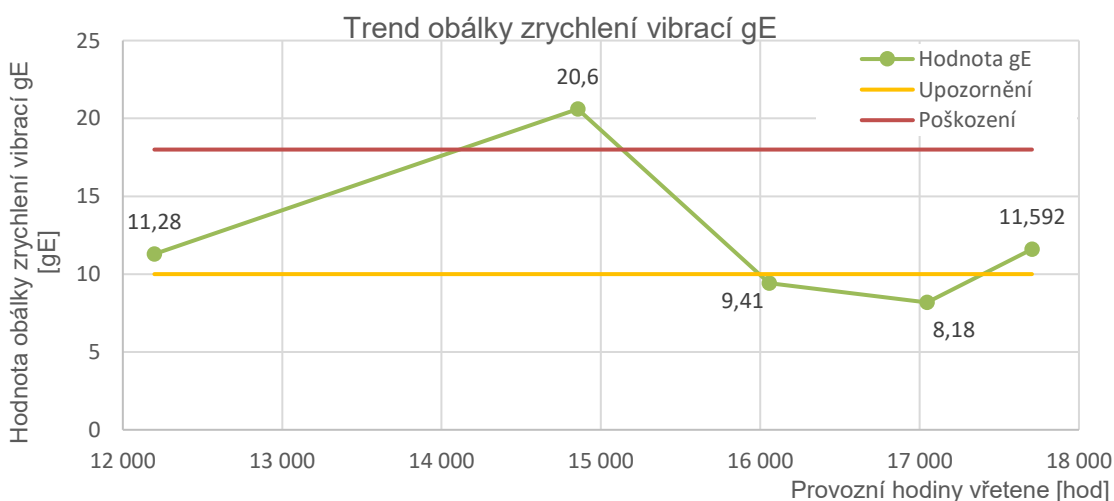
Zátěžní spektra ukazují na trend sériové výroby, v jednotlivých grafech dochází jen k nepatrným nárůstům času. Charakteristika zátěžného spektra je dosti podobná z důvodu sériové výroby na stejných strojích s vřetenem EL FR 14 1869.



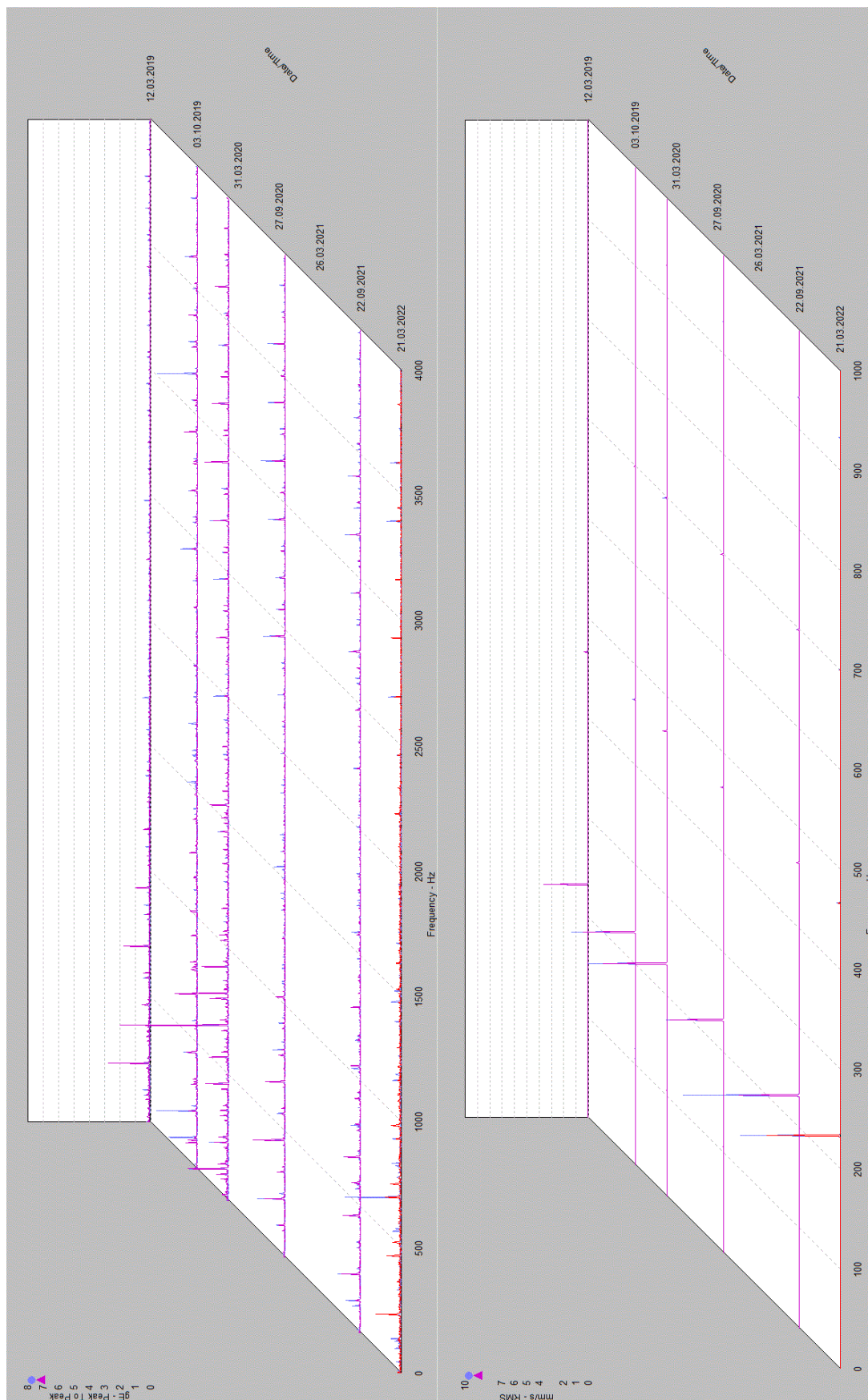
Obr. 147: Přesnost házení trnu vřetene C2



Obr. 148: Trend rychlosti vibrací C2



Obr. 149: Trend obálky zrychlení vibrací C2



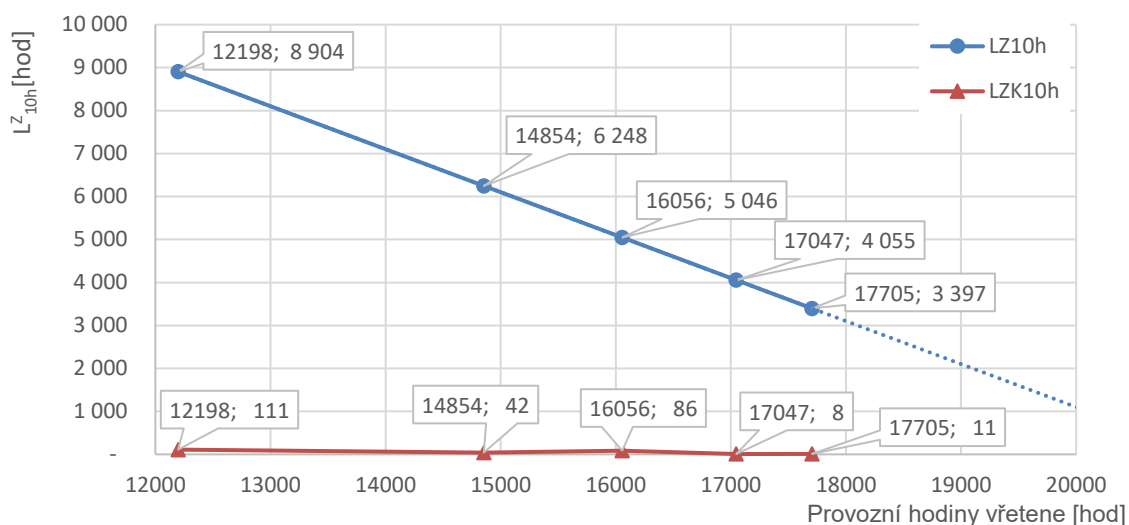
Obr. 150: Obálka zrychlení a rychlost vibrací RMS C2



vřetenových ložisek

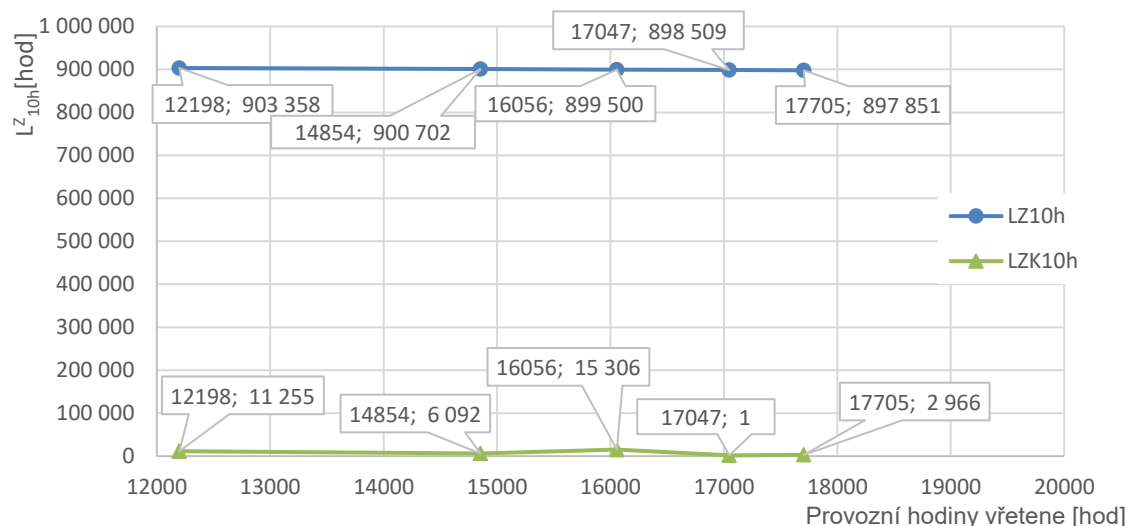
Zbytková trvanlivost:

Přední uložení



Obr. 151: Trend zbytkové trvanlivosti přední skupiny ložisek C2/EL FR 0J 14 1258

Zadní uložení



Obr. 152: Trend zbytkové trvanlivosti zadní skupiny ložisek C2/ EL FR 0J 14 1258

Stav trvanlivosti ložisek po 17705 provozních hodinách vřetene:

Tab. 51: Vyhodnocení stavu vřetene po posledním měření

Trvanlivost	Přední uložení		Zadní uložení	
	Hodnota	[-]	Hodnota	[-]
L_{10h}	21102	hod	915556	hod
L_{10h}^Z	3397	hod	897851	hod
$I_{10\%}^Z$	16,1	%	98,1	%
I_{10h}^{ZK}	11	hod	2966	hod
$I_{10\%}^{ZK}$	0,05	%	0,32	%



Zhodnocení stavu VJ podle navrhované metody C2:

Na základě vyhodnocení zbytkové trvanlivosti se jeví vřetenová jednotka v dlouhodobě špatném technickém stavu, a to i s ohledem na 17705 provozních hodin vřetene.

Vibrační projev VJ se nachází nad dovolenými poškození. Efektivní hodnota rychlosti vibrací se nachází na pětinasobku limitu poškození ložisek a obálka zrychlení se dlouhodobě pohybuje mezi limity upozornění a poškození.

Vzhledem k tomuto dlouhodobě špatnému stavu VJ je korigovaná zbytková trvanlivost viz. Tab. 51 na minimálních hodnotách. S ohledem na současný trend vývoje zbytkové trvanlivosti, mělo již dojít před cca 7000 provozních hodin vřetene k jeho výměně. V současné době, po posledním měření, je nutno předpokládat havarijní stav VJ s okamžitou výměnou VJ. Tento havarijní stav vřetene měl být řešen již v roce 2020, ale nejistá doba Covidu neumožnila opravu, firma je dlouhodobě srozuměna se stavem této VJ.

Předpokládaná trvanlivost VJ, pro takový provoz, v automatizovaném režimu sériové výroby, je cca 10 000 provozních hodin vřetene.

Slovní hodnocení stavu vřetene experty na základě měření z pochůzkové diagnostiky C2:

Vřetenová jednotka vykazuje dlouhodobě špatný vibrační projev, hodnoty rychlosti vibrací jsou 5násobně nad limitem poškození, které je způsobeno převážně špatnou geometrií vřeten (házení nástrojové dutiny) v kombinaci s vůlí v ložiskovém uložení. Ve frekvenčním spektru obálky zrychlení je patrné poškození ložisek. Pro nutnou práci na stroji bylo doporučeno vřeteno provozovat pod 12000ot/min a upravit technologii výroby.

Doporučena je nutná oprava vřeten.

Vřetenová jednotka se nachází cca v 0-5 % odhadované trvanlivosti z posledního měření, než dojde k celkovému zadření VJ, na základě zkušeností diagnostiků provádějící poslední měření.

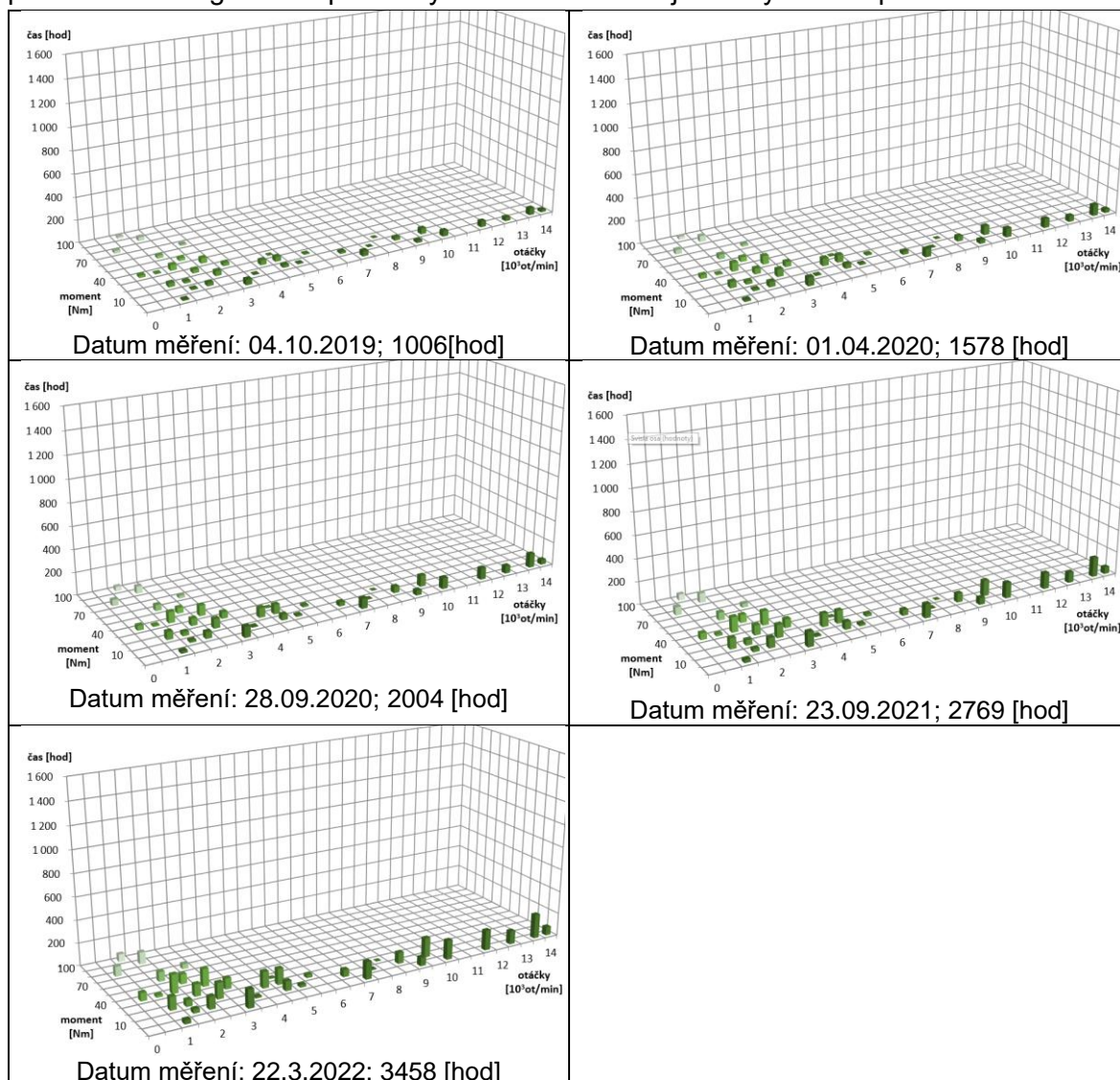
4.2.3.3. Vřeteno C3 / EL FR 0J 14 1004

Hodnocení stavu vřetene je shrnuto v Tab. 50 a následných grafech zobrazených na obrázcích. Vřeteno bylo dodáno po repasi koncem roku 2018.

Tab. 52: Vyhodnocení průběžných měření EL FR 0J 14 1004

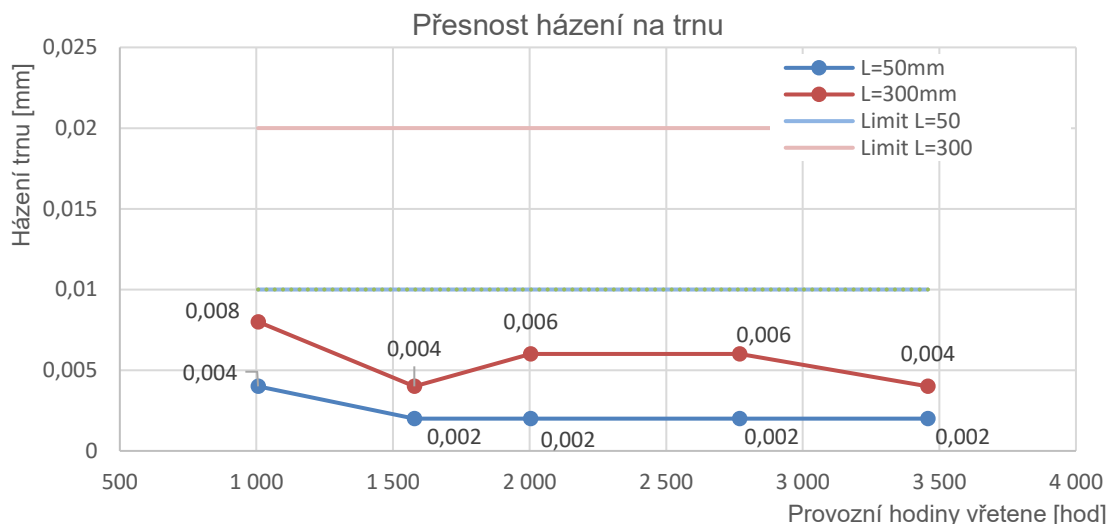
Datum měření	Provozní hodiny stroje[h]	Provozní hodiny vřetene[h]	Up. Síla [kN]	Házení dutiny [mm]	Házení na trnu [mm]		Pojezd po trnu [mm]		Hodnoty vibrací	
					L=50mm	L=300mm	a	b	vRMS	gE
22.3.2022	10 269	3 458	9,2	0,002	0,002	0,004	0,010	0,020	0,273	1,304
23.09.2021	8 644	2 769	9,7	0,001	0,002	0,006	0,010	0,020	0,308	1,270
28.09.2020	6 237	2 004	10,2	0,001	0,002	0,006	0,008	0,020	0,268	1,459
01.04.2020	5 121	1 578	11,4	0,001	0,002	0,004	0,012	0,016	0,371	1,883
04.10.2019	3 631	1 006	11,5	0,002	0,004	0,008	0,006	0,014	0,363	2,064
13.03.2019	-	-	12,5	0,001	0,002	0,010	0,006	0,010	0,361	2,162
v pořádku			limit upozornění		nad limitem poškození, mimo rozsah					

Zobrazení zátěžných spekter v průběhu vyhodnocování stavu vřetena grafy zobrazují průběh technologického spektra využívání vřetenové jednotky během provozu.

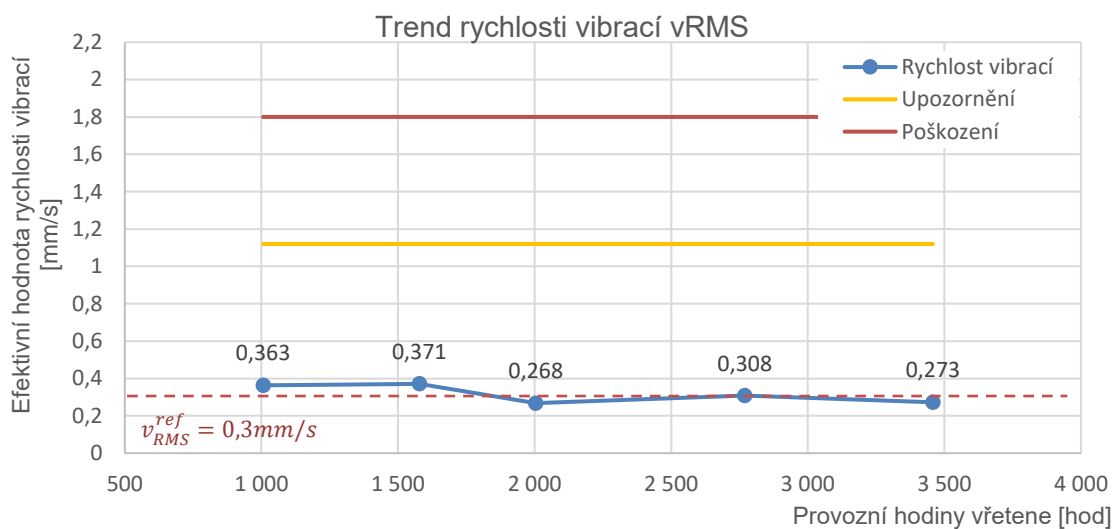


Obr. 153: Provozní zátěžné spektrum vřetenové jednotky v jednotlivých měřeních C3

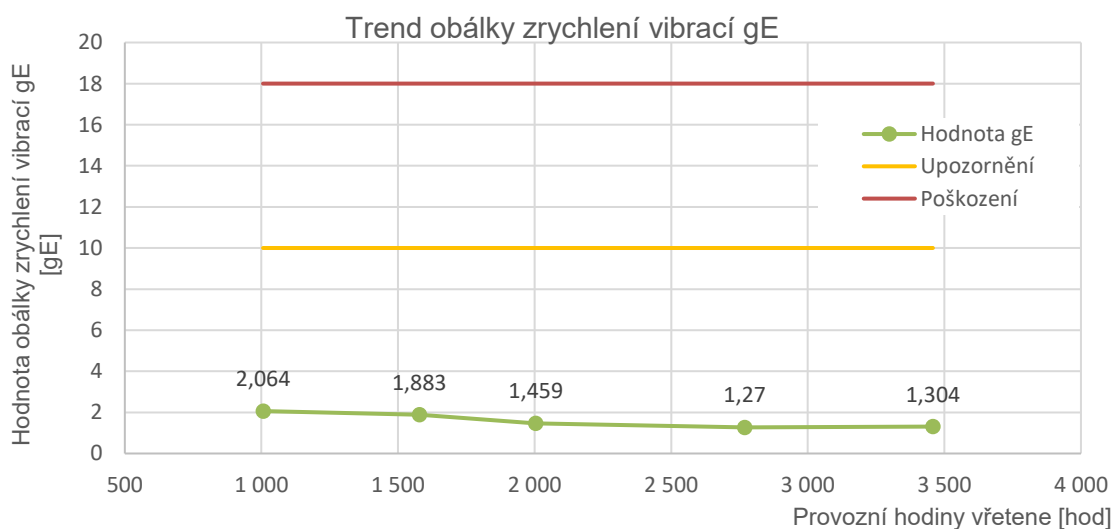
Zátěžní spektra ukazují na trend sériové výroby, v jednotlivých grafech dochází jen k nepatrným nárůstům času.



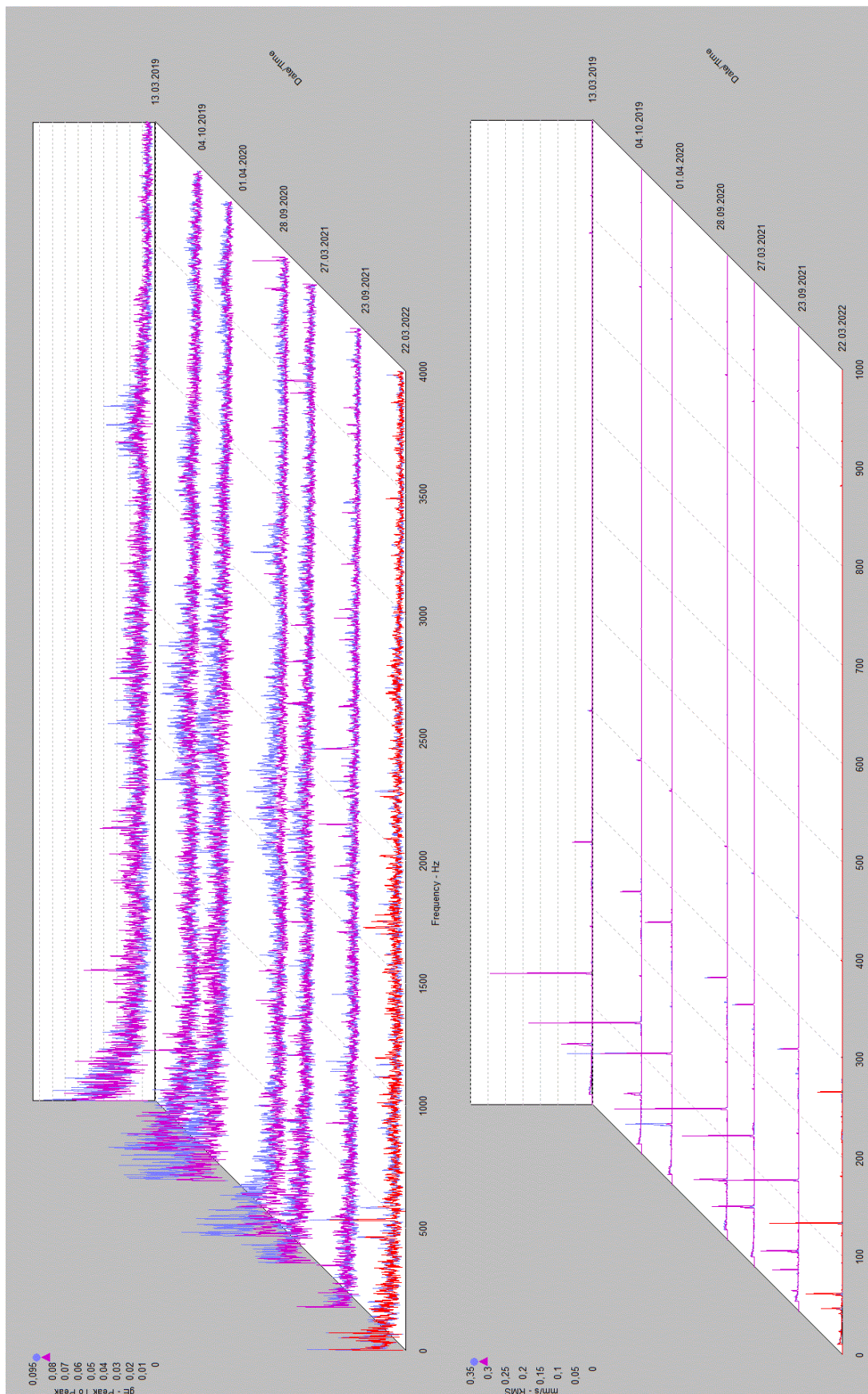
Obr. 154: Přesnost házení trnu vřetene C3



Obr. 155: Trend rychlosti vibrací C3



Obr. 156: Trend obálky zrychlení vibrací C3



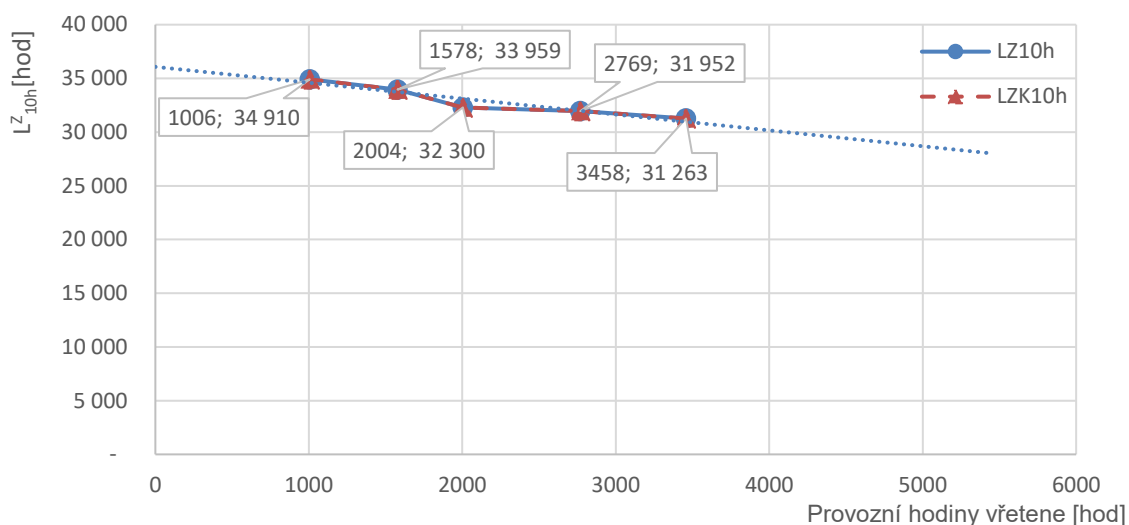
Obr. 157: Obálka zrychlení a rychlost vibrací RMS C3



vřetenových ložisek

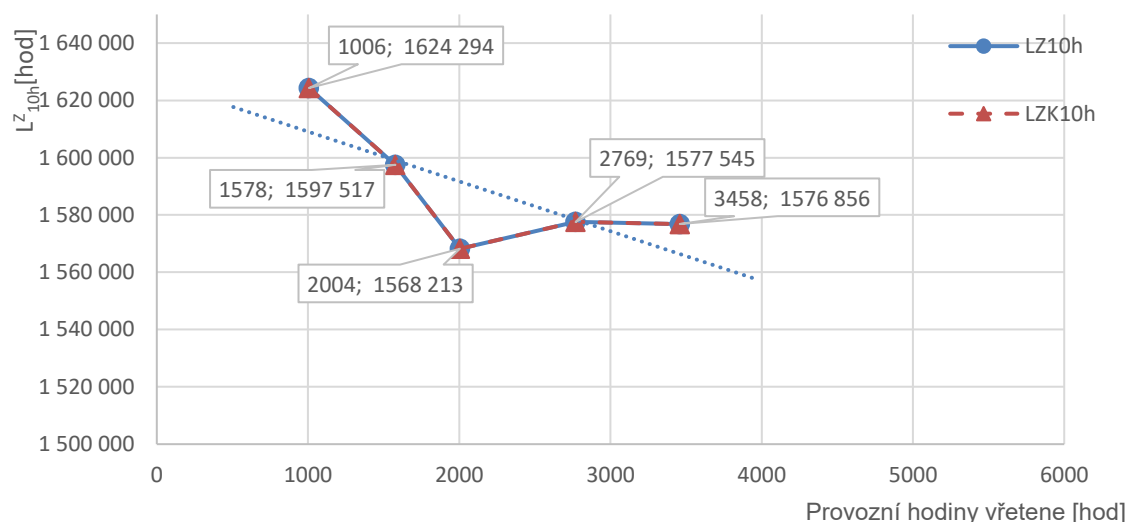
Zbytková trvanlivost:

Přední uložení



Obr. 158: Trend zbytkové trvanlivosti přední skupiny ložisek C3/EL FR 0J 14 1004

Zadní uložení



Obr. 159: Trend zbytkové trvanlivosti zadní skupiny ložisek C3/EL FR 0J 14 1004

Stav trvanlivosti ložisek po 3458 provozních hodinách vřetene:

Tab. 53: Vyhodnocení stavu vřetene po posledním měření

Trvanlivost	Přední uložení		Zadní uložení	
	Hodnota	[-]	Hodnota	[-]
L_{10h}	34721	hod	1580314	hod
L_{10h}^Z	31263	hod	1576856	hod
$I_{10\%}^Z$	90,0	%	99,8	%
I_{10h}^{ZK}	31263	hod	1576856	hod
$I_{10\%}^{ZK}$	90,0	%	99,8	%



Zhodnocení stavu VJ podle navrhované metody C3:

Na základě vyhodnocení zbytkové trvanlivosti se jeví vřetenová jednotka ve velice dobrém technickém stavu, a to s ohledem na 3458 provozních hodin vřetene.

Efektivní hodnoty rychlosti vibrací a obálce zrychlení vibrací se nacházejí na nízké hladině vibrací, a to pod limitem upozornění.

Vzhledem k ustálené nízké hladině vibrací je korigovaná trvanlivost na úrovni teoretické hodnoty zbytkové trvanlivosti, viz. Tab. 53.

S ohledem na předpokládaný trend vývoje zbytkové trvanlivosti a zátěžného spektra, by nemělo dojít ke zhoršení technického stavu VJ. Vřeteno se nachází cca v 90 % své teoretické trvanlivosti. Pokud nenastane žádné vnější poškození vřetene ani změna technologického spektra výroby, mělo by pracovat cca do 35000 provozních hodin vřetene, tj cca za 31500 hod.

Předpokládaná trvanlivost VJ, pro takový provoz, v automatizovaném režimu sériové výroby, je cca 35000 provozních hodin vřetene.

Slovní hodnocení stavu vřetene experty na základě měření z pochůzkové diagnostiky C3:

Vřetenová jednotka vykazuje velice stabilní vibrační projev, bez známek jakéhokoliv poškození ložisek a mechanických chyb. Ložiska jsou bez známek poškození ve frekvenčních spektrech. Zvýšena je pouze druhá harmonická frekvence vůči spektru, ale přesto jsou hodnoty velice nízké, a tedy bez nutnosti klást zatím tomuto projevu větší význam.

Vřetenová jednotka se nachází cca v 80-90 % odhadované trvanlivosti z posledního měření, než dojde k celkovému poškození VJ, na základě zkušeností diagnostiků provádějící poslední měření.



4.2.4. Shrnutí výsledků nové metody v rámci studie

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 [195].

4.2.4.1. Hodnocení poznatků z měření jednotlivých typů vřeten

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. 95; Obr. 102; Obr. 109 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. 98; Obr. 105; Obr. 112. 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. 54, 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 shodné 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. 54. 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 tříosém frézovacím stroji. Z grafů zátěžných spekter Obr. 139; Obr. 146; Obr. 153 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 Obr. 144; Obr. 151; Obr. 158 (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. 54, pokud by nedošlo ke korekci s ohledem na efektivní hodnotu vibrací, výpočty by byly zkreslené 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 ověření výsledků metodiky

Shrnutí výsledků zbytkové trvanlivosti viz. Tab. 54 z případové studie v době posledního měření. Na výsledky rozdílu mezi expertním odhadem stavu VJ 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}^Z , 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. 54: Porovnání výsledků zbytkové trvanlivosti dle expertního odhadu a výpočtu

typ vřetene	odhad stavu VJ dle 2 expertů [%]	výpočet zbytkové trvanlivosti		výpočet korigované zbytkové trvanlivosti	
		$L_{10\%}^Z$ [%] přední/zadní	rozdíl od odhadu [%]	$L_{10\%}^{ZK}$ [%] 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. 54 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 %**.

Pro přehlednost a srozumitelnost jsou jednotlivé výsledky trendu korigované zbytkové trvanlivosti (přední skupiny ložisek) na jednotlivých typech vřeten (trojice vřeten) shrnuty v Tab. 55. V jednotlivých grafech, kde bylo vřeten provozováno v relativně shodném zátěžném spektru Tab. 55. (Obr.98; Obr.105; Obr.112); (Obr. 128; Obr.135) je prokázáno, že docházelo k velice **podobnému rozvoji poškození** i průběhu zbytkové trvanlivosti.

Zhodnocení metodiky

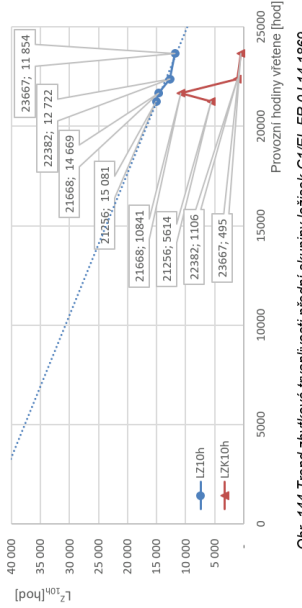
Metodika zbytkové trvanlivosti ložisek vřetenových jednotek umožnila sloučením známých a srozumitelných metod v jeden celek posuzovat stav stávajících vřeten. Což by mohlo vést k následnému automatickému vyhodnocování a jejich digitalizaci (průmysl 4.0) VJ.

Důvodem je možnost metodiku zbytkové trvanlivosti algoritmizovat 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.

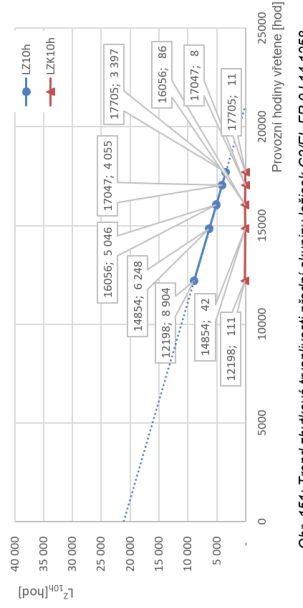


Tab. 55: Shrnutí studie trendů korigované zbytkové trvanlivosti předních ložisek VJ

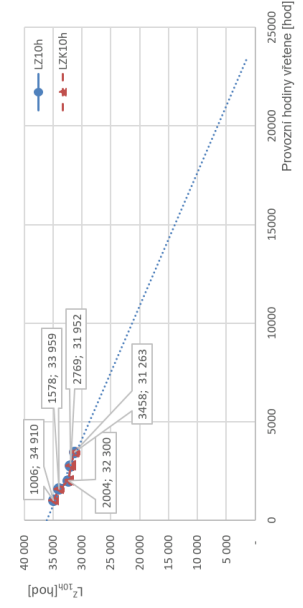
Frézovací vřeteno typu C / EL FR OJ 14



Obr. 144: Trend zbytkové trvanlivosti přední skupiny ložisek C1/EL FR OJ 14 1869

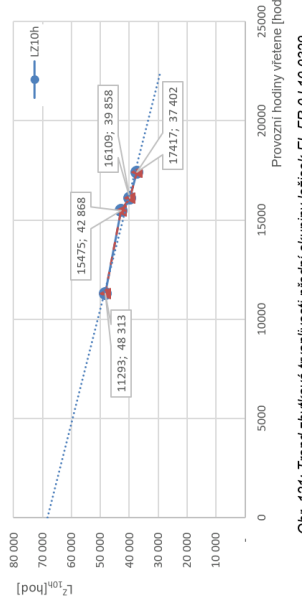


Obr. 151: Trend zbytkové trvanlivosti přední skupiny ložisek C2/EL FR OJ 14 1258

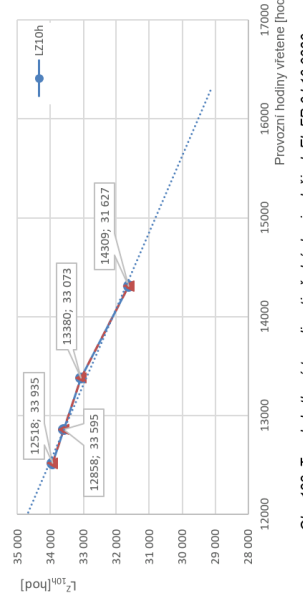


Obr. 158: Trend zbytkové trvanlivosti přední skupiny ložisek C3/EL FR OJ 14 1004

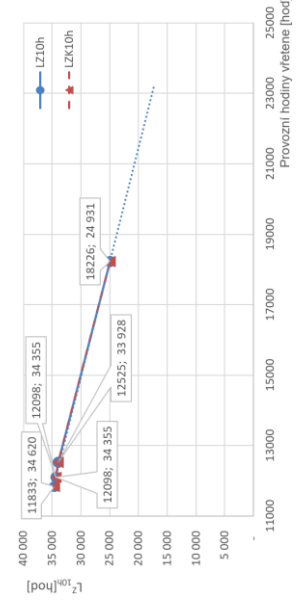
Frézovací vřeteno typu B / EL FR OJ 10



Obr. 121: Trend zbytkové trvanlivosti přední skupiny ložisek EL FR OJ 10 0329

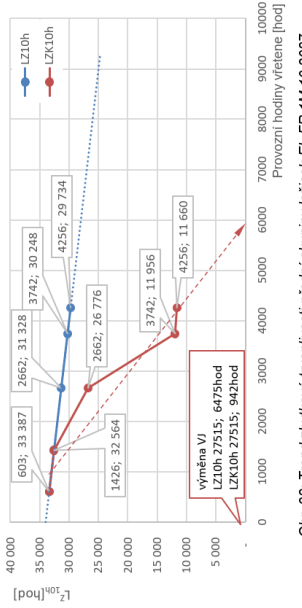


Obr. 128: Trend zbytkové trvanlivosti přední skupiny ložisek EL FR OJ 10 0330

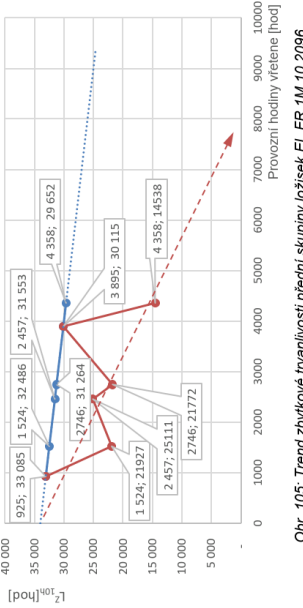


Obr. 135: Trend zbytkové trvanlivosti přední skupiny ložisek B3/EL FR OJ 10 0426

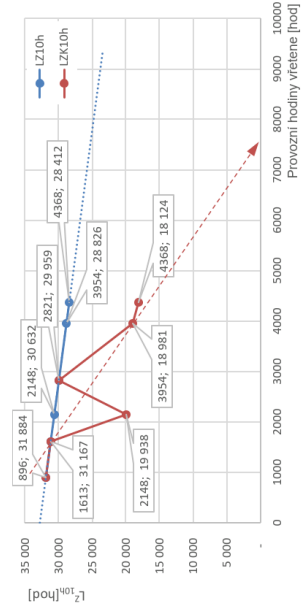
Frézovací vřeteno typu A / EL FR 1M 10



Obr. 98: Trend zbytkové trvanlivosti přední skupiny ložisek EL FR 1M 10 2087



Obr. 105: Trend zbytkové trvanlivosti přední skupiny ložisek EL FR 1M 10 2096



Obr. 112: Trend zbytkové trvanlivosti přední skupiny ložisek EL FR 1M 10 2097

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 nenáročné řešení s vysokou užitnou hodnotou, což je pro malé a střední firmy klíčové.

Metodika byla **ověřena experimentálním měřením 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 zvlášť díky matematickému modelu vřetene, 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 vřetena 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 přetížitelnost vřetene.

Z hlediska použití a praktické aplikace by bylo vhodné popsat metodiku nejen pro elektrovřetena, ale obohatit jí o řemenová vřetena. Řemenová vřetena 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

Knihy a odborné články

- [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] MAYR J., JEDRZEJEWSKI J.,BRECHER CH. ET. AL. (2012), Thermal issues in machine tools, , CIRP Annals, Volume 61, Issue 2, 2012, Pages 771-791, ISSN 0007-8506, <https://doi.org/10.1016/j.cirp.2012.05.008>.
- [3] DENKENA, B., BERGMANN, B. & KLEMME, H. Cooling of motor spindles—a review. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology 110, 3273–3294 (2020). <https://doi.org/10.1007/s00170-020-06069-0>
- [4] LACALLE, L. & LAMIKIZ, A. (2009). Machine Tools for High Performance Machining. 442 s. ISBN:978-1-84800-380-4.
- [5] CHATTERJEE, S. (1996),Spindle deflections in high-speed machine tools — Modelling and simulation. Int J Adv Manuf Technol 11, 232–239 (1996). <https://doi.org/10.1007/BF01351280>
- [6] 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
- [7] HOUŠA, J.: Stavba výrobních strojů II., Praha: ČVUT FS, 1994. 377s.
- [8] FLEISCHER, J. et al., (2008). Sustainable Design of Machine Tools through Load-Dependent Interventions and Adapted Services. In: Manufacturing Systems and Technologies for the New Frontier. s.l.:Springer London, pp. 173-176.
- [9] 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>.
- [10] ALTINTAS Y, CAO Y (2005) Virtual Design and Optimization of Machine Tool Spindles. Annals of CIRP 54(1):379–382.
- [11] ROSSAINT J. (2012) Virtual machine tool – Modelling and Simulation Lecture 6: Bearings, main spindle systems:, 2012, WZL RWTH AACHEN,
- [12] SHUZI Y, A study of the static stiffness of machine tool spindles, International Journal of Machine Tool Design and Research, Volume 21, Issue 1, 1981, Pages 23-40,ISSN 0020-7357, [https://doi.org/10.1016/0020-7357\(81\)90011-1](https://doi.org/10.1016/0020-7357(81)90011-1).
- [13] KOCH, L., MÜLLER, J., et al., (2017). Coupled Thermal and Fluid Mechanical Modeling of a High Speed Motor Spindle. AMM 871, s.161–168. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/amm.871.161>
- [14] KOCH L., STEINBOCK N., KRÜGER G., (2021), Thermal Asymmetry Analysis Of Motorized Spindles. 2thConference on Thermal Issues in Machine Tools, s 20-27, ISBN 978-80-01-06836-6

- [15] RONDÉ U, KADES H (2007) Motorspindel mit einer Kühleinheit. Patentschrift DE102006043550A1, Franz Kessler GmbH, 88422 Bad Buchau, DE issued 30.08.2007.
- [16] YAMADA K (1985) Spindle bearing cooling structure (transl.). Patent no. 62-78245
- [17] DENKENA B., BERGMANN B., KONO K., ISHIGURO R., KLEMME H., (2021), Characterization of heat conductivity of eccentrically rotating heat pipes used for cooling of motor spindles, MM Science Journal, July 2021, s. 4698-4705 doi:10.17973/MMSJ.2021_7_2021078
- [18] FAJING L., JIANMIN G., (2017), Experimental investigation of single loop thermosyphons utilized in motorized spindle shaft cooling, Applied Thermal Engineering, Volume 134, (2018), Pages 229-237, ISSN 1359-4311, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.11.141>.
- [19] NEUGEBAUER H. (1986) Support of a machine tool spindle with cooling device in a headstock, US4602874A, Werkzeugmaschinenfabrik Adolf Waldrich Coburg GmbH and Co, 29.7. 1986
- [20] SCHOLL S., (2005), Spindle device with internal cooling, DE502006001013D1, FISCHER AG PRAEZ SSPINDELN Fischer AG Präzisionsspindel, (21.6.2005)
- [21] SKF, (2015), ISO 199:2014 and ISO 492:2014 standards – complexity versus unambiguity, , p.27-30, SKF Evolution #1/2015,
- [22] MÁDL, J.; VRABEC, M.; KAFKA, J.; DVOŘÁK, R., (2007), Technologie obrábění, 2. vyd. Praha ČVUT, 252 s. ISBN 978-80-01-3752-2
- [23] DENKENA B., BERGMANN B., KLEMME H. (2020) Cooling of motor spindles—a review. Int J Adv Manuf Technol 110, p. 3273–3294 (2020). <https://doi.org/10.1007/s00170-020-06069-0>
- [24] JONES, A. B. (1959), Ball motions and sliding friction in ball bearings., J. Basic Eng. Mar 1959, 81(1): 1-12 (12 pages), <https://doi.org/10.1115/1.4008346>
- [25] JONES, A. B., A general theory for elastically constrained ball and roller bearings under arbitrary load and Journal of Basic Engineering, Transactions of the ASME. 1960. no. 82, s. 309-320, <https://doi.org/10.1115/1.3662587>
- [26] PALMGREN, A. Ball and roller engineering. 3rd edition, Philadelphia, Pa, SKF Industries, inc. Burbank, 1959. OCLC nr. :2161789
- [27] HARRIS, T. A. Rolling bearing analysis. New York: John Wiley & Sons, Inc. 1966. 3rd edition.
- [28] HARNOY A., Bearing Design in Machinery- Engineering Tribology and Lubrication, New York, NY 100016, Marcel Dekker, 2003, ISBN: 0-8247-07-03-6
- [29] NEBUKA, TEPPEL.: Main spindle device for machine tool and machine too. Patent, USUS10160075, (2018).
- [30] LEE CH., WOO, WAN S., KIM D., (2017). The latest preload technology of machine tool spindles: A review. International Journal of Precision Engineering and Manufacturing. 18. 1669-1679. DOI:10.1007/s12541-017-0195-0

- [31] 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
- [32] 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>.
- [33] CAO, H., HOLKUP, T., & ALTINTAS, Y. (2011). A comparative study on the dynamics of high speed spindles with respect to different preload mechanisms. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 57(9–12), 871–883.
- [34] 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)
- [35] CAO, Y., & ALTINTAS, Y. (2004). A general method for the modeling of spindle-bearing systems. *Journal of Mechanical Design*, 126, 557–566
- [36] JIANG, S., & MAO, H. (2010). Investigation of variable optimum preload for a machine tool spindle. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 50(1), 19–28.
- [37] JIANG, S. Y. (2006). Intelligent control of high speed machining spindle with controllable preload. Patent application, CN-1846911, China.
- [38] HE, J. P. (2007). Research and dynamic analysis on the preload control of motorized spindle. Master thesis, Southeast University, China.
- [39] FUJII, K., SHIMIZU, S., & MORI, M. (2001). Preload control technology of rolling bearings for machine tool spindles. *Journal Japan Society for Precision Engineering*, 67(3), 418–422.
- [40] HWANG, Y. K., & LEE, C. M. (2010). Development of a newly structured variable preload control device for a spindle rolling bearing by using an electromagnet. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 50(3), 253–259.
- [41] HWANG, Y. K., PARK, I. H., PAIK, K. S., AND LEE, C. M., (2014), "Development of a Variable Preload Spindle by Using an Electromagnetic Actuator," *Int. J. Precis. Eng. Manuf.*, Vol. 15, No. 2, pp. 201-207, 2014.
- [42] CIOU Y., LEE CH., (2019), Controllable preload spindle with a piezoelectric actuator for machine tools, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Volume 139, 2019, Pages 60-63, ISSN 0890-6955, <https://doi.org/10.1016/j.ijmachtools.2019.01.004>.
- [43] TÖNSHOFF H., DENKENA B., GÖTZ T., (2002), Piezoelectric Actuator Based Preload Control Unit for Machine Tool Spindles *Production Engineering*, 9 (1) (2002), pp. 117-122
- [44] LEE CH., HWANG Y., Preload control apparatus of main spindle bearing using electro magnetic, Korean, 10-0981808, South Korea, Patent, KR100981808B1, (2010)

- [45] Wu T., et. al, Active piezoelectric spindle bearing preload adjustment mechanism, Industrial Technology Research Institute ITRI, United States, Patent, US6422757B1 (2000), <https://patents.google.com/patent/US6422757B1/en>
- [46] MEFFE M., JACOBS J., HIGHTOWER R., Piezodynamic preload adjustment systém, Honeywell International Inc, United States, Patent, US20040263024A1, (2003), <https://patents.google.com/patent/US20040263024A1/en>
- [47] MITIS M., (2019) Spindle with piezoelectric actuators, Sylvain LAPORTE, WIPO (PCT), Patent, WO2020249288A1, (2019), <https://patents.google.com/patent/WO2020249288A1/en>
- [48] HARRIS, Tedric A. Rolling Bearing Analysis. 1. vyd. New York: John Wiley and Sons, Inc., 1966. 481 s.
- [49] KRATOCHVÍL J., ŠEFRNA V., Valivá uložení ve výrobních strojích, Praha: ČVUT FS, září 1993, 51s., ISBN 80-01-01013-9
- [50] FRÖHLICH, Jan. Technika uložení s valivými ložisky. 2. vyd. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1980. 448 s.
- [51] MARION M., TEMAM R., (1998) Navier-stokes equations: Theory and approximation, Handbook of Numerical Analysis, Elsevier, Volume 6, 1998, Pages 503-689, ISBN 9780444825698, [https://doi.org/10.1016/S1570-8659\(98\)80010-0](https://doi.org/10.1016/S1570-8659(98)80010-0).
- [52] REYNOLDS, O. On the Theory of Lubrication and Its Application to Mr. Beauchamp Tower's Experiments, Including an Experimental Determination of the Viscosity of Olive Oil. Proceedings of the Royal Society of London. 1886, vol. 40, no. 242-245, p. 191-203.
- [53] THAN, V., HUANG J. H.. (2016), Nonlinear Thermal Effects on High-Speed Spindle Bearings Subjected to Preload." Tribology International, vol. 96, 2016, pp. 361-372., doi:10.1016/j.triboint.2015.12.029.
- [54] 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).
- [55] WECK M, PLATEN S (2003) Intelligente Spindelfunktionen. wt - Werkstattstechnik online 93 /2003/7-8:517-521.
- [56] MILÁČEK, S. Vybrané kapitoly z dynamiky. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2003. ISBN 80-01-02770-8
- [57] MILÁČEK, S. Nodální analýza mechanických kmitů. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2001. ISBN 80-01-02333-8
- [58] MILÁČEK, S., Vyšší dynamika, Praha: Vydavatelství ČVUT, 998, ISBN 80-01-147-5
- [59] ALLEMANG, R. J. Vibrations: Analytical and Experimental Modal Analysis. 1998. University of Cincinnati, Structural Dynamics Research Lab. UC-SDRL-CN-20-263-663/664.
- [60] BAŤA M., PLACHÝ V., TRÁVNÍČEK F., Dynamika stavebních konstrukcí, 1. vyd., Praha: Nakladatelství technické literatury, 1987, 448s, č.v L17-C3-IV-41f/78290

- [61] HLAVÁČ, Z. Modelování kmitavých soustav s jedním stupněm volnosti. 2010. ZČU Plzeň, Katedra mechaniky.
- [62] JAVORČÍK, L., ŠOOŠ, L., ZON, J., (1991) Applied software technology for designing a bearing housing fitted with rolling bearing arrangement. in: "ICED 91". Zurich, August, 1991. pp.1228-1233.
- [63] DEMEČ, P., (2001) Presnosť obrábacích strojov a jej matematické modelovanie. -1. vyd. -Košice: Technická univerzita v Košiciach. -146 p. -ISBN 80-7099-620-X,
- [64] 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.
- [65] ŠOOŠ, L., (2011) New methodology calculations of radial stiffness nodal points spindle machine tool. In: International symposium on Advanced Engineering & Applied Management -40th Anniversary in Higher Education: Romania /Hunedoara/4-5 November, 2010. -Hunedoara: Faculty of Engineering Hunedoara, 2010. -ISBN 978-973-0-09340-7. -III-99 -III-104.
- [66] ŠOOŠ, L., (2012), Radial ball Bearings with angular Contact in Machine Tools, In book: Performance evaluation of Bearings, 8/2012, 43s, 49-92s, ISBN 978-953-51-0786-6
- [67] HUDEC Z., Uložení vřeten – příklady, Katedra konstruování strojů,, 1 vyd., Plzeň: ZČU v Plzni, 66s, ISBN 978-80-261-0390-5
- [68] POKORNÝ, P, ZELENÝ P, Obráběcí stroje, Technická univerzita v Liberci 161s, Dostupné z [www:<http://www.ksa.tul.cz/getFile/id:2523.>](http://www.ksa.tul.cz/getFile/id:2523)
- [69] CHOI, J., (2015). Development of a Tool for Automation of Analysis of a Spindle System of Machine Tools. Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers. 14. 121-126. 10.14775/ksmpe.2015.14.2.121
- [70] HERNOT, X., SARTOR, M., AND GUILLOT, J., (2000), "Calculation of the Stiffness Matrix of Angular Contact Ball Bearings by Using the Analytical Approach," Trans. ASME, 122, pp. 83–90.
- [71] NELSON, H. D., (1980), "A Finite Rotating Shaft Element Using Timoshenko Beam Theory," ASME J. Mech. Des., 102, pp. 793–803.
- [72] ESKICIOGLU, H, METIN A, OMER H. Y. Computer Aided Selection of Machine Tool Spindle Bearing Arrangements, vol. 64, 1994.
- [73] ABURTON R.A., STAPH H.E., (1967)Thermally Activated Seizure of Angular Contact Bearings ASLE Transactions, 10. 3/1967, pp. 408-417
- [74] CARMICHAEL G., DAVIES P., (1970), Measurement of Thermally Induced Preloads in Bearings Strain, 6, pp. 162-165
- [75] CARMICHAEL G., DAVIES P., (1970), Factors Which Affect the Transient Behavior of Preloaded Ball Bearing Assemblies ASLE Transactions, 15 (1970), pp. 1-7
- [76] SUD O., DAVIES P., HALLING J., (1974), The Thermal Behavior of Rolling Bearing Assemblies subjected to preload Wear, 27 , pp. 240-246

- [77] LACEY S., WARDLE F., POON S., (1983), High Speed Bearing for CNC Machine Tool Spindles Chartered Mechanical Engineering, 30 , pp. 51-56
- [78] 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>
- [79] BOSSMANN B., TU J.F., A Power Flow Model for High Speed Motorized Spindles—Heat Generation Characterization Journal of Manufacturing Science and Engineering, 123 (3) (2001), pp. 494-505, ISSN:10871357, DOI:10.1115/1.1349555
- [80] BOSSMANN, B., AND J. F. TU. Thermal Model for High Speed Motorized Spindles. International Journal of Machine Tools and Manufacture, vol. 39, no. 9, 1999, pp. 1345-1366. doi:10.1016/S0890-6955(99)00005-X.
- [81] BOSSMANN, B., AND T. F. TU. A Power Flow Model for High Speed Motorized Spindles-Heat Generation Characterization. Journal of Manufacturing Science and Engineering, Transactions of the ASME, vol. 123, no. 3, 2001, pp. 494-505., doi:10.1115/1.1349555.
- [82] CHATTERJEE, S. Spindle Deflections in High-Speed Machine Tools - Modelling and Simulation. International Journal of Advanced Manufacturing Technology, vol. 11, no. 4, 1996, pp. 232-239., doi:10.1007/BF01351280.
- [83] HOLKUP T., HOLY S., Complex Modelling of Spindle Rolling Bearings Journal of Machine Engineering? Efficiency Development of Manufacturing Machines, 6 (3) (2006), pp. 48-61
- [84] JĘDRZEJEWSKI, J., ET AL. Hybrid Model of High Speed Machining Centre Headstock. CIRP Annals - Manufacturing Technology, vol. 53, no. 1, 2004, pp. 285-288., doi:10.1016/S0007-8506(07)60699-4.
- [85] JĘDRZEJEWSKI J, KWASNY W, MODRZYCKI W, (2008) Limiting precision distortions in spindle unit of HSC machining centre. JMach Eng 8:44–53
- [86] LI H., SHIN Y.C., Integrated Dynamic Thermo-Mechanical Modeling of High Speed Spindles, Part 1: Model Development Journal of Manufacturing Science and Engineering, 126 (1) (2004), pp. 148-158
- [87] LI, H., Y. C. SHIN. Integrated Dynamic Thermo-Mechanical Modeling of High Speed Spindles, Part 2: Solution Procedure and Validations. Journal of Manufacturing Science and Engineering, Transactions of the ASME, vol. 126, no. 1, 2004, pp. 159-168. doi:10.1115/1.1644546.
- [88] ZVEREV, I. A., et al. Simulation of Spindle Units Running on Rolling Bearings. International Journal of Advanced Manufacturing Technology, vol. 21, no. 10-11, 2003, pp. 889-895. doi:10.1007/s00170-002-1411-2.
- [89] ZVEREV I.A., EUN I.U., HWANG Y., CHUNG W., C.M. LEE, An Elastic Deformation Model of High-Speed Spindle Units International Journal of Precision Engineering and Manufacturing, 7 (2006), pp. 39-46
- [90] 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.

- [91] YAN, K., et al. Thermal-Deformation Coupling in Thermal Network for Transient Analysis of Spindle-Bearing System. *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 104, 2016, pp. 1-12, doi:10.1016/j.ijthermalsci.2015.12.007.
- [92] ZVEREV, I., ET AL. An Elastic Deformation Model of High Speed Spindles Built into Ball Bearings. *Journal of Materials Processing Technology*, vol. 170, no. 3, 2005, pp. 570-578., doi:10.1016/j.jmatprotec.2005.05.038.
- [93] ZVEREV, I. A., et al. Thermal Model of High-Speed Spindle Units. *KSME International Journal*, vol. 17, no. 5, 2003, pp. 668-678., doi:10.1007/BF02983862.
- [94] ZVEREV, I. A., et al. Simulation of Spindle Units Running on Rolling Bearings. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, vol. 21, no. 10-11, 2003, pp. 889-895., doi:10.1007/s00170-002-1411-2.
- [95] LI, Y., ET AL. A Review on Spindle Thermal Error Compensation in Machine Tools. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, vol. 95, 2015, pp. 20-38., doi:10.1016/j.ijmachtools.2015.04.008.
- [96] ZIVKOVIC, A., et al. Mathematical Modeling and Experimental Testing of High-Speed Spindle Behavior. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, vol. 77, no. 5-8, 2015, pp. 1071-1086, doi:10.1007/s00170-014-6519-7.
- [97] BORDATCHEV, E. V., ORBANA, P. E., AND REHORN, A., 2001, "Experimental Analysis and Modeling of the Dynamic Performance of Machine Tool Spindle-Bearing Systems," *Proceedings of SPIE, The International Society for Optical-Engineering*, Vol. 4191, pp. 92–103.
- [98] CAO, H., T. HOLKUP, AND Y. ALTINTAS. A., Comparative Study on the Dynamics of High Speed Spindles with Respect to Different Preload Mechanisms. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, vol. 57, no. 9-12, 2011, pp. 871-883. ,doi:10.1007/s00170-011-3356-9.
- [99] CAO, H., et al. Study of Characteristic Variations of High-Speed Spindles Induced by Centrifugal Expansion Deformations. *Journal of Vibroengineering*, vol. 14, no. 3, 2012, pp. 1278-1291
- [100] HOLKUP, T., et al. Thermo-Mechanical Model of Spindles. *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, vol. 59, no. 1, 2010, pp. 365-368., doi:10.1016/j.cirp.2010.03.021.
- [101] JORGENSEN, B. R., 1996, "Robust Modeling of High Speed Spindle-Bearing Dynamics Under Operating Conditions," Ph.D. thesis, Purdue University
- [102] JORGENSEN, B. R., SHIN, Y. C., (1998), "Dynamics of Spindle-Bearing Systems at High Speeds Including Cutting Load Effects," *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, Trans. ASME, 120, pp. 387–394.
- [103] KIM, S., LEE, S., LEE K., Effect of Bearing Support Structure on the High-Speed Spindle Bearing Compliance. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, vol. 42, no. 3, 2002, pp. 365-373. SCOPUS, www.scopus.com, doi:10.1016/S0890-6955(01)00126-2.
- [104] LEVINA, Z. M., ZVEREV I. A., Calculating The Static And Dynamic Characteristics Of Spindle Units By The Finite-Element Method. *Soviet Engineering Research*, vol. 6, no. 8, 1986, pp. 53-57.



- [105] RABRÉAU, C. KEKULA J. SULITKA M., et al. Influence of Bearing Kinematics Hypotheses on Ball Bearing Heat Generation, vol. 77, 2018., doi:10.1016/j.procir.2018.08.192.
- [106] KEKULA, J., SMOLIK J., SULITKA M.. Passive Torque Simulation of Small Angular Contact Bearing at High Speed. MM Science Journal, vol. 2017, no. JUNE, 2017, pp. 1814-1820., doi:10.17973/MMSJ.2017_06_201701.
- [107] SHI, X. -, et al. Coupling Study on Dynamics and TEHL Behavior of High-Speed and Heavy-Load Angular Contact Ball Bearing with Spinning. Tribology International, vol. 88, 2015, pp. 76-84., doi:10.1016/j.triboint.2015.03.011.
- [108] STEIN, J. L., AND TU, J. F. (1994). A State-Space Model for Monitoring Thermally Induced Preload in Anti-Friction Spindle Bearings of High-Speed Machine Tools. ASME. J. Dyn. Sys., Meas., Control. September 1994; 116(3): 372–386. <https://doi.org/10.1115/1.2899232>
- [109] TRUONG, D. S., B. KIM, S. RO., An Analysis of a Thermally Affected High-Speed Spindle with Angular Contact Ball Bearings. Tribology International, vol. 157, 2021., doi:10.1016/j.triboint.2021.106881.
- [110] ZVEREV, I. A., MASLOV A. R., Thermal Model of Spindles on Rolling Bearings. Russian Engineering Research, vol. 37, no. 3, 2017, pp. 189-194., doi:10.3103/S1068798X17030224.
- [111] XIAOHU, L., et al. Investigation of Non-Uniform Preload on the Static and Rotational Performances for Spindle Bearing System. International Journal of Machine Tools and Manufacture, vol. 106, 2016, pp. 11-21., doi:10.1016/j.ijmachtools.2016.04.003.
- [112] HELEBRANT, František a ZIEGLER, Jiří. Technická diagnostika a spolehlivost, II. Vibrodiagnostika. 1. vyd. Ostrava 2005, VŠB-TU Ostrava. ISBN 80-248-0650-9.
- [113] HUDECZEK, M, Zvyšování spolehlivosti asynchronních elektromotorů včetně poháněných strojů. Ostrava 2011, Hudeczek Service s.r.o.
- [114] HUDECZEK M., [online] 2015, [cit. 2016-05-15], Stanovení mezních hodnot vibrací na ložisku HDV, Dostupné z [www:<https://www.hudeczek.cz/cinnosti/dokumentace/Stanoveni_meznich_hodnot_vibraci_na_lozisku_HDV.pdf>](https://www.hudeczek.cz/cinnosti/dokumentace/Stanoveni_meznich_hodnot_vibraci_na_lozisku_HDV.pdf)
- [115] BLATA J., JURASZEK J., Metody technické diagnostiky: teorie a praxe = Metody diagnostyki technicznej: teorie a praktyka. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, 2013. 130, 135 s. ISBN 978-80-248-2997-5.
- [116] RANDALL, Robert. Vibration-based condition monitoring: industrial, aerospace, and automotive applications. 1. Hoboken, N.J.: Wiley, 2011. ISBN 978-0-470-74785-8.
- [117] TOMEH e., Diagnostic methodology of rolling element and journal bearings. Ed. 1st. Liberec: Technical University of Liberec, 2007. ISBN 978-80-7372-278-4
- [118] NĚMEČEK P., TOMEH E.,Vibrační diagnostika základních závad strojů. Liberec: Technická universita Liberec-fakulta strojní, 2010, 64s, Dostupný z WWW: <http://www.kvm.tul.cz/getFile/id:1851/Skripta%20Diagnostika%20z%C3%A1kladn%C3%ADch%20z%C3%A1vad%20N%C4%9B-To.pdf>
- [119] BACH P.; CHVOJKA P., Spolehlivost a diagnostika I, Sběrka přednášek; (2013), Praha: ČVUT FS



- [120] BACH P.; CHVOJKA P., Spolehlivost a diagnostika II, Sběrka přednášek; (2013), Praha: ČVUT FS
- [121] MARSH E.R., (2008), Precision Spindle, Metrology DEStech Publication, Lion Precision, 161s, 2007932368, ISBN: 978-1-93278-77-0
- [122] BILOŠ J., a BILOŠOVA A., Aplikovaný mechanik jako součást týmů konstruktérů a vývojářů: studijní opora. Ostrava: Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní. ISBN 978-80-248-2755-1
- [123] VROŽINA M., DAVID J., Spolehlivost a diagnostika. Ostrava: Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, 2012. ISBN 978-80-248- 2595-3
- [124] REICHEL J., MÜLLER G., Mandelartz J. 2009, Betriebliche Instandhaltung, Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 2009. ISBN: 978-3-642-00501-5.
- [125] 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.
- [126] BENTONE, [online], Use Crest Factor to monitor the bearing condition, Dostupné z [www:https://www.benstone.com/cm/?mode=services&type_id=14&id=229](http://www.benstone.com/cm/?mode=services&type_id=14&id=229)
- [127] BERRY, James E. Proven method for specifying both spectral alarm bands as well narrowband alarm envelopes using today's predictive maintenance software system. 4th Edition. Charlotte, NC: Technical Associates of Charlotte, 2008.
- [128] TŮMA, Jiří. Zpracování signálů získaných z mechanických systémů užitím FFT. Praha: Sdělovací technika, 1997, 174 s. ISBN 80-901-9361-7.
- [129] 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.
- [130] SOHOEL E., Method and instrument for determining the condition od an operating bearing. SPM Instruments U.S. Inc. Patent, USP4528852, (1983).
- [131] ZACOO A., Method and instrument for determining the condition od an operating bearing. SPM Instruments U.S. Inc. Patent, WO 2010/074643 A1, (2009).
- [132] 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.
- [133] MORALES G.E., GABELLI, A., (2018), Rolling Bearing Seizure and Sliding Effects on Fatigue Life, Proc. IMechE, part J, Journal of Eng. Tribology, DOI: 10.1177/1350650118779174, 2018.
- [134] TÖNSHOFF, H., KURT, J., WULFSBERG, H. et. al. "Developments and Trends in Monitoring and Control of Machining Processes." CIRP Annals 37 (1988): 611-622.

- [135] ELBESTAWI, M.A., DUMITRESCU, M., NG, EG. (2006). Tool Condition Monitoring in Machining. In: Wang, L., Gao, R.X. (eds) Condition Monitoring and Control for Intelligent Manufacturing. Springer Series in Advanced Manufacturing. Springer, London. https://doi.org/10.1007/1-84628-269-1_3
- [136] GAO, R. X., et al. Big Data Analytics for Smart Factories of the Future. CIRP Annals, vol. 69, no. 2, 2020, pp. 668-692., doi:10.1016/j.cirp.2020.05.002., <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0007850620301359#fig0002>
- [137] WSZOŁEK, G., et al. Vibration Monitoring of CNC Machinery using Mems Sensors. Journal of Vibroengineering, vol. 22, no. 3, 2020, pp. 735-750., doi:10.21595/jve.2019.20788. <https://www.jvejournals.com/article/20788>
- [138] HERMANN, M., PENTEK T., OTTO B., Design Principles for Industrie 4.0 Scenarios, vol. 2016-March, 2016., doi:10.1109/HICSS.2016.488.
- [139] QI, X., et al. Applying Neural-Network-Based Machine Learning to Additive Manufacturing: Current Applications, Challenges, and Future Perspectives" Engineering, vol. 5, no. 4, 2019, pp. 721-729., doi:10.1016/j.eng.2019.04.012.
- [140] LI, J., et al. Machine Learning Algorithms for Network Intrusion Detection, vol. 151, 2019., doi:10.1007/978-3-319-98842-9_6.
- [141] HASHIZUME S., SHIBUYA Y. KONDO D., (2007), Development of Sensor Integrated Bearing Unit for Machine Tool Spindles, NTN TECHNICAL REVIEW No.88, 33-37s, Dostupné z [www:<https://www.ntnglobal.com/en/products/review/pdf/NTN_TR88_en_07.pdf>](https://www.ntnglobal.com/en/products/review/pdf/NTN_TR88_en_07.pdf)
- [142] WEIBULL, W. (1951) A Statistical Distribution Function of Wide Applicability. Journal of Applied Mechanics, 18, 293-297.
- [143] 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
- [144] 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,
- [145] LOVEDAY, G: Electronic Testing and Fault Diagnosis. Longman Scientific and Technical London 1989, 257 s.
- [146] VEBER, J: Zabezpečování jakosti výrobků v průmyslové praxi. SNTL Praha 1991, 259 s. ISBN 80-03-00503-5
- [147] 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
- [148] Anonym, (1985), Frquency domain methods for monitoring the condition of rolling element bearings, Mech. Eng. Trans.—Inst. Eng. Aust., no. 2, pp. 108–112,
- [149] 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
- [150] 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.

- [151] PALMGREN A., Ball and Roller Bearing Engineering. Philadelphia, PA: Burbank, 1959
- [152] 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
- [153] 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.
- [154] 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
- [155] SHEEN Y. T., SU Y. T., (1992), Signature analysis of roller bearing vibrations: Lubrication effects," Proc. Inst. Mech. Eng., vol. 206, pp. 193–202,
- [156] 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
- [157] TSOUKALAS L. H., UHRIG R. E., (1997) Fuzzy and Neural Approaches in Engineering. New York: Wiley Interscience, 1997
- [158] 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
- [159] 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>
- [160] 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.
- [161] 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.
- [162] 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.
- [163] 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.
- [164] 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)
- [165] TANDON N.,(1994) Comparison of some vibration parameters for the condition monitoring of rolling element bearings," Measurement, vol. 12, no. 3, pp. 285–289

- [166] 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.
- [167] 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.
- [168] SHAO AND K. NEZU, (2000), 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, <https://doi.org/10.1243/0959651001540582>
- [169] 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.
- [170] 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.
- [171] 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
- [172] 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.
- [173] 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
- [174] 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.

Normy

- [175] ČSN ISO 281- Valivá ložiska - Dynamická únosnost a trvanlivost. Brno: ZKL-Výzkum a vývoj, (2008)
- [176] ČSN ISO 5593- Valivá ložiska - Slovník. Brno: ZKL-Výzkum a vývoj, (2000)
- [177] ISO 1940-1. Vibrace – Požadavky na jakost vyvážení rotorů v konstantním (tuhém) stavu. Praha: SVUSS Praha, (2005)
- [178] ČSN ISO 21940-11 - Vibrace - Vyvažování rotorů - Část 11: Postupy a tolerance pro rotory v tuhém stavu. Praha: SVUSS Praha, (2017)
- [179] DIN 31 051: Instalhaltung-Begriffe und Massnahmen. Beuth-Verlag GmbH, Berlin 30
- [180] ČSN EN 13306:2001. Terminologie údržby. (Maintenance Terminology). Praha : Český normalizační institut, 1.9.2002. Verze ICS 01.040.03; 03.080.10.
- [181] ČSN ISO 10816-1. Hodnocení vibrací strojů na základě měření na nerotujících částech – Část 1: Všeobecná směrnice. Praha: ÚNMZ, 1998

- [182] ČSN ISO 10816-1 Změna Amd.1. Hodnocení vibrací strojů na základě měření na nerotujících částech - Část 1: Všeobecná směrnice. Praha: ÚNMZ, 2010
- [183] ČSN ISO 20816-1. Měření a hodnocení vibrací strojů – Část 1: Všeobecná směrnice. Praha: ÚNMZ, 1998
- [184] ČSN ISO 13373-1. Monitorování stavu a diagnostika strojů - Monitorování stavu vibrací - Část 1: Obecné postupy. 1.5.2003. Praha: ÚNMZ, 2003
- [185] ČSN ISO 230-1 až 10. Zásady zkoušek obráběcích strojů. Praha: Český normalizační institut, 1998

Disertační a habilitační práce

- [186] 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.
- [187] HOLKUP, T., (2007) Komplexní teplotně mechanický model vysokorychlostních sestav valivých ložisek. [Disertační práce]. Praha: ČVUT FS, 2007
- [188] KOLÁŘ, P., (2007) Vysokootáčková vřetena NC obráběcích strojů. [Disertační práce]. Praha: ČVUT FS, 2007
- [189] KEKULA, J., (2016) Přídavná vysokootáčková. vřetena [Disertační práce]. Praha: ČVUT FS, 2016
- [190] CHVOJKA, P., (2007), Vývoj a rozvoj diagnostických metod u vřeten obráběcích strojů [Disertační práce]. Praha: ČVUT FS, 2007
- [191] BURIAN D., (2016) Diagnostika přesnost chodu vřeten obráběcích strojů [Disertační práce]. Praha: ČVUT FS, 2016
- [192] BARTON L., (2012), Znalostní podpora pro návrh systému aktivního magnetického ložiska, [Disertační práce], Plzeň: ZČÚ FS, 2012
- [193] FRÝZA J., (2017), Elastohydrodynamic Film Study Under Impact Loading And Lateral Vibrations, [Disertační práce], VÚT Brno, 2019
- [194] BUTZ F (2007) Lösungen zur Gestaltung der Loslagerung von Werkzeugmaschinen spindeln. Dissertation, RWTH Aachen.

Publikace autora související s tématem

- [195] SOVA, J., KOLÁŘ, P., BURIAN, D., VOZÁBAL, P., Remaining Useful Life Estimation of Spindle Bearing Based on Bearing Load Calculation and Off-Line Condition Monitoring, MDPI Machines 2023, Machines 11, no. 6: 586, 2023, <https://doi.org/10.3390/machines11060586>
- [196] 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>
- [197] SOVA, J.: Řešení dilatace vodorovně výsuvných vřeten. [Diplomová práce] Praha: ČVUT FS, 2013
- [198] JANOTA, M., HORNYCH, 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
- [199] 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
- [200] 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
- [201] 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>
- [202] 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
- [203] 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
- [204] 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
- [205] 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.
- [206] SOVA, J., KOLÁŘ, P., KEKULA, J., EMO 2017: Vřetena a jejich komponenty, Ústav výrobních strojů a zařízení (Ú12135)
- [207] 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

- [208] 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
- [209] 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
- [210] RŮŽIČKA, M., KULÍŠEK, V., SOVA, J., et al. Kompozitní náhonová hřídel s integrací spojů pro přenos vysokých momentů. [Funkční vzorek] 2015.
- [211] SOVA, J., KOLÁŘ, P., EMO 2015: Vřetena a jejich komponenty, Ústav výrobních strojů a zařízení (Ú12135)
- [212] SOVA, J., Kontrola a návrh uložení vřetena HS32. [Výzkumná zpráva] Prague: Research Center for Manufacturing Technology, 2015. Zpráva č. V-14-040.2
- [213] 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
- [214] 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
- [215] SOVA, J., KOLÁŘ, P., EMO 2013: Vřetena a jejich komponenty, Ústav výrobních strojů a zařízení (Ú12135)
- [216] ŠVÉDA, 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 materiály a technická literatura

- [217] 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
- [218] SIEMENS [online]. 2020 [cit. 2020-03-20.]. Řízení obráběcích strojů: od dřevných štítků po virtuální realitu. Dostupné z WWW: <https://www.visionsmag.cz/řízení-obrabecich-stroju-od-dernych-stitku-po-virtualni-realitu>
- [219] 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>>
- [220] KOVOSVIT [online]. 2021 [cit. 2020-03-15.]. WELDPRINT 5AX. Dostupné z WWW: https://www.kovosvit.cz/download/lightproducts_produkty_cs/1540366141_cs_1_43_2_brochuteweldprintwebcz.pdf
- [221] 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>
- [222] 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_DShaft_DLock_Dwith_DHirth_Gear.pdf
- [223] GMN Paul Müller Industrie [online]. 2021 [cit. 2020-03-16.]. GMN_IDEA-4S. Dostupné z WWW: <https://www.gmn.de/wp-content/uploads/GMN_IDEA-4S_e.pdf>
- [224] 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>
- [225] FISCHER SPINDLE [online]. 2020 [cit. 2020-03-16.]. FISCHER milling spindle program [Katalog]. Dostupné z WWW:<https://shop.fischerspindle.com/Download/Catalog/FISCHER/MFW-spindles>
- [226] FISCHER PRECISE, [online]. 2018 [cit. 2020-04-05.] Smart Vision Monitoring Systems, FISCHER Spindle Group AG, Dostupné z www:<https://phs.sscpl.com/smart-vision-monitoring-systems.html>
- [227] KESSLER [online]. 2020 [cit. 2020-03-16.]. Mill turn spindles / MT line [Katalog]. Dostupné z WWW: <https://kessler-group.biz/files/Files/BRO_PK1012_Kessler_Spindel_MT_line_A4_EN_V2-0_WEB.pdf>
- [228] KESSLER, [katalog]. 2019 [cit. 2020-04-05], diaLOG, Franz Kessler GmbH, FK Edition 2018, 8s, PK1011-EN-V1.1, Dostupné z www:<https://kessler-group.biz/files/Files/FLY_PK1011_Kessler_diaLOG_Flyer_A5_en_V1-1_WEB.pdf>
- [229] HAAS CNC [online]. 2021 [cit. 2020-02-21.]. Spindles Dostupné z WWW: <<https://www.haascnc.com/productivity/spindles.html>>

- [230] SCHAEFFLER, [online]. 2018 [cit. 2020-03-16.]. X-life High-Speed Spindle Bearings M [Katalog] FAG, 2018 SSD 40 GB-D, Dostupné z WWW:<https://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/reprint/downloads_16/ssd_40_de_en.pdf>
- [231] 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>
- [232] FAG, [online], 2019 [cit. 2020-02-21.], X-life Spindle Bearings M, [katalog], Dostupné z WWW:<https://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/reprint/downloads_16/ssd_40_de_en.pdf>
- [233] FAG, [katalog], 2015 [2018-03-12], Lubricatoin of Rolling Bearings [katalog], FAG Kugelfischer Georg Schafler KGaA, prosinec 2015, 194s, PUB BU/P1 13383/1 CS
- [234] FAG, [katalog], 1995 [2018-03-15], Mazání valivých ložisek [katalog], březen 1995, FAG Kugelfischer George Schafler KGaA.48s, WL 81115 CsA
- [235] FAG, [katalog], 1988 [2018-03-18], Montáž valivých ložisek [katalog], březen 1988, 48s, WL 80100/2 CsA
- [236] FAG, [katalog], 2001 [2021-03-20], Schadensanalysen ,FAG Kugelfischer Georg Schafler KGaA, březen 2001, 37s, WL 61052/2 DE
- [237] FAG, [katalog], 2001, [cit. 2020-08-16], FAG SpiCoM The Spindle Condition Monitoring Systém, Schaeffler KG Productline Spindle Bearings, 2s, AC 41 159 EA
- [238] FAG, [katalog], 2001, [cit. 2020-08-16], FAG ProCheck State of the Art Machine Monitoring for Maximum Availability, Schaeffler KG Productline Spindle Bearings, 16s, TPI WL 80-69 GB-D
- [239] 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>
- [240] SKF, [online], 2006 [cit. 2020-03-15.], Using A Friction Model As An Engineering Tool, Dostupné z WWW: <<https://evolution.skf.com/en/using-a-friction-model-as-an-engineering-tool-3/>>
- [241] SKF, [online], 2015 [cit. 2020-03-15.],SKF Taconite Seals, PUB BU/P2 15116/1 EN · June 2015, Dostupné z WWW: <https://www.skf.com/binaries/pub12/Images/0901d196808975f9-1SKF-Taconite-Seal-leaflet_tcm_12-478424.pdf>
- [242] SKF, [katalog], 1994 [2017-08-05], Průvodce vibrační diagnostikou [katalog], březen 1995, SKF Condition monitoring.48s, CM5003-CZ
- [243] SKF, [katalog], 2017 [2021-03-20], Bearing damage and failure analysis, SKF Group, červen 2017, 106s, PUB BU/I3 14219/2 EN



- [244] SKF, [katalog] 2017, [cit. 2019-03-18], SKF Multilog On-line System IMx-8, SKF Group, 8s, duben 2017, PUB CM/P2 17174 CS, Dostupné z [www:<https://www.skf.com/binaries/pub54/Images/0901d1968063a4d8-SKF-Multilog-On-line-System-IMx-8---17174-CS_tcm_54-295983.pdf>](http://www.skf.com/binaries/pub54/Images/0901d1968063a4d8-SKF-Multilog-On-line-System-IMx-8---17174-CS_tcm_54-295983.pdf)
- [245] 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>
- [246] NSK, [katalog], 1991 [2018-03-20], Valivá ložiska, 336s, ESN0690AQ95
- [247] 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
- [248] GMN, [online], 2016 [cit. 2020-04-15.]. Non-Contact Seals, [Katalog], Dostupné z WWW: https://www.gmn.de/wp-content/uploads/CF_60_619_S10_Seal_engl_06_2016.pdf
- [249] GMN, [online], 2016 [cit. 2020-04-15.]. Hydroviscous damping and changeable bearing preload, [Katalog], Dostupné z WWW: https://www.gmn.de/wp-content/uploads/Hydroviskose-Daempfung_0915_e.pdf
- [250] ZKL, [katalog], 2002 [2018-03-15], Valivá ložiska, září 2002, 180s, 257-311-203
- [251] 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
- [252] VOPSS Řepeč s.r.o., [cit. 2021-10-18], Firemní literatura-dostupná v sídle firmy
- [253] VOPSS Řepeč s.r.o. [online]. 2015 [cit. 2018-07-17.]. Opravy vřeten, Dostupné z WWW: <https://www.vopss.cz/opravy-vreten/>
- [254] HAHN-KOLB, [online]. 2016 [cit. 2020-06-16.]. Upínací technika, Dostupné z WWW: http://www.hahn-kolb.cz/pdf_cz_katalog_2016/HK_2015_16_WM_2-01_Upinaci_technika.pdf
- [255] SANDVIK COROMANT [online]. 2010 [cit. 2020-06-16.]. Jak zvolit vřeteno obráběcího stroje, Dostupné z WWW: <https://www.sandvik.coromant.com/cs-cz/knowledge/machine-tooling-solutions/tooling-considerations/pages/spindle-selection.aspx>
- [256] GUEHRING [online]. 2015 [cit. 2020-06-16.]. GM 300 Nástrojové držáky, Dostupné z WWW: https://guehring.com/wp-content/uploads/2018/dokumente/EN/catalogues-special-programmes/GM300_2015_en.pdf
- [257] OTT-Jakob, [online]. 2019 [cit. 2019-12-26.]. Automatic clamping-Complete systems and components, Dostupné z WWW: https://infothek.ott-jakob.de/files/CAT_LR_Hauptkatalog_en_03-2020.pdf
- [258] OKUMA, [online] [it. 2020-05-28], Intelligent Technology-Thermo Active Stabilizer — Spindle (TAS-S), Dostupné z [www: https://www.okuma.co.jp/english/onlyone/thermo/](http://www.okuma.co.jp/english/onlyone/thermo/)

- [259] SPM instrument, [online]. 2018 [cit. 2018-10-20.]. Monitoring rázových pulsů SPM, Dostupné z WWW:< <https://www.spminstrument.cz/dokumenty/metoda-spm-a-ctyri-faze-poskozeni-lozisek.pdf/>>
- [260] ZKL, [katalog], 2002 [2018-03-15], Valivá ložiska, září 2002, 180s, 257-311-203
- [261] Brüel & Kjær, [katalog], 1991 [2018-08-21], Sledování provozních stavu strojních zařízení, červen 1991,40s,DK BR 0699-11
- [262] Brüel & Kjær, [katalog], 1987 [2018-08-21], Monitorování mechanického chvění strojních zařízení, červen 1987,41s, DKBV 0038-11, ISSN 007-2621
- [263] Brüel & Kjær, [katalog] 2020 [cit. 2021-07-15], VIBROCONTROL 6000 Compact monitor, BRÜEL & KJÆR VIBRO, 8s, 2020, d.n. BBR 0014-EN-13 Dostupné z [www:https://www.bkvibro.com/wp-content/uploads/2020/07/Brochure_VC-6000_CM_EN.pdf](http://www.bkvibro.com/wp-content/uploads/2020/07/Brochure_VC-6000_CM_EN.pdf)
- [264] SUCHAN V., [online], 8/2013 [cit. 2021-05-27], Prediktivní údržba: Analytické operace ve firmě trochu jinak 3.díl, Systém online, srpen 2013, Dostupné z: <https://www.systemonline.cz/rizeni-vyroby/analyticke-operace-ve-firme-trochu-jinak-3.-dil-prediktivni-udrzba.htm>
- [265] AZURE, [online] 2018, [cit. 2021-12-17], Algoritmy strojového učení, Dostupné z [www:https://azure.microsoft.com/cs-cz/overview/machine-learning-algorithms/#popular-algorithms](https://azure.microsoft.com/cs-cz/overview/machine-learning-algorithms/#popular-algorithms)
- [266] SIEMENS, [online] 2017 [cit. 2021-12-17],, What properties advantages and special features does the s7 protocol offer, Dostupné z [www: <https://support.industry.siemens.com/cs/document/26483647/what-properties-advantages-and-special-features-does-the-s7-protocol-offer-?dti=0&lc=en-WW>](https://support.industry.siemens.com/cs/document/26483647/what-properties-advantages-and-special-features-does-the-s7-protocol-offer-?dti=0&lc=en-WW)
- [267] SIEMENS and WEISS, [online]. 2019 [cit. 2020-04-05], WEISS spindle with Sensor Module – SMI24Siemens AG; Weiss Spindeltechnologie GmbH, 8s, Dostupné z [www:<https://www.weissgmbh.com/fileadmin/user_upload/downloads/prospekte/en/WEISS_SMI24_en.pdf>](https://www.weissgmbh.com/fileadmin/user_upload/downloads/prospekte/en/WEISS_SMI24_en.pdf)
- [268] HEIDENHAIN, [katalog] 2007, [2018-08-21], HEIDENHAIN DNC and RemoTools SDK, F&W, 7/2007, 6s, 628 968-21-10
- [269] HEIDENHAIN, [online] 2021 [cit. 2021-10-12], Component Monitoring, Dostupné z [www:<https://www.heidenhain.com/fileadmin/user_upload/Component_Monitoring_from_827222-28_TNC_Options_Accessories_en.pdf>](https://www.heidenhain.com/fileadmin/user_upload/Component_Monitoring_from_827222-28_TNC_Options_Accessories_en.pdf)
- [270] UMATI, [online] 2020 [cit. 2021-10-12], OPC 40501-1 UA for Machine Tools, Dostupné z [www:https://umati.org/wp-content/uploads/20201110_OPC40501-1_Introduction_Information_Model_UA4MT.pdf](https://umati.org/wp-content/uploads/20201110_OPC40501-1_Introduction_Information_Model_UA4MT.pdf)
- [271] MAZAK, [katalog]. 2012 [cit. 2020-04-05], Spindle Health Monitoring Systém-SMOOTH Ai Spindle, Yamazaki Mazak UK Ltd., Dostupné z [www:<https://virtual.mazakusa.com/wp-content/uploads/2020/08/SpindleHealthMonitoring_Flyer.pdf>](https://virtual.mazakusa.com/wp-content/uploads/2020/08/SpindleHealthMonitoring_Flyer.pdf)
- [272] IFM, [katalog], 2019 [cit. 2019-12-03], Operating instructions Diagnostic Electronics for vibration sensors VSE100, ifm electronic, spol., 07/2019, č.d.80227555/00, Dostupné z [www:https://www.ifm.com/mounting/80227555EN.pdf](https://www.ifm.com/mounting/80227555EN.pdf)



- [273] ADASH, [katalog], 2016, [cit. 2021-08-16], A3716 Online monitorovací systém, Adash s.r.o., 4s, duben 2016, Dostupné z [www:https://adash.com/documents/A3716/Adash-A3716-informacni-list.pdf](http://www.https://adash.com/documents/A3716/Adash-A3716-informacni-list.pdf)
- [274] SEQUOLA, [katalog], 2004, [cit. 2020-08-16], SeTAC The Smart Mesror for your machine, SeTAC TK, leden 2004, 50s, Dostupné z [www:<https://sequoia-vibrationmonitoring.com/wp-content/uploads/2020/12/Manual-SeTAC_EN.pdf>](http://www.https://sequoia-vibrationmonitoring.com/wp-content/uploads/2020/12/Manual-SeTAC_EN.pdf)
- [275] V-TECH, [online]. 2018 [cit. 2020-04-05], CNC Sensor, Dostupné z [www:http://v-techsro.cz/monitorovaci-sw](http://v-techsro.cz/monitorovaci-sw)
- [276] V-TECH, [online]. 2018 [cit. 2020-04-05], CNC Sensor, Dostupné z [www:<https://www.cncsensor.cz/>](http://www.https://www.cncsensor.cz/)
- [277] 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>](http://www.https://www.walter-tools.com/en-gb/news-and-media/media-library/apps-and-software/walter-machining-calculator)

Vědecké publikace a výzkumné zprávy nesouvisející s tématem

- BERAN, M., SOVA, J., et al. PREPARATION OF MAGNETIC POLYHYDROXYBUTYRATE MICROPARTICLES AND APPLICATION FOR INVERTASE IMMOBILISATION. In: NANOCON 2017 Conference Proceedings. 9 th International Conference on Nanomaterials - Research & Application, Brno, 2017-10-18/2017-10-20. Ostrava: Tanger Ltd., 2018. s. 499-504. ISBN 978-80-87294-81-9
- RYBÍN, J., SOVA, J., et al. Technologie spojení oběžných kol a krycích disků malých turbostrojů.. [Výzkumná zpráva] Praha: ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení (Ú12135), 2019. Zpráva č. V-19-018
- RYBÍN, J., BURIAN D., SOVA, J., Technologie spojení oběžných kol a krycích disků malých turbostrojů. Část 3. . [Výzkumná zpráva] Praha: ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení (Ú12135), 2018. Zpráva č. V-18-068
- RYBÍN, J., SOVA, J., et al. Oběžné kolo kompresoru s krycím diskem. [Prototyp] 2018
- ŠLECHTA, J., SOVA, J., et al. Zpráva o řešení projektu Virtuální obrábění pro podporu pokročilých výrobních technologií v roce 2018. [Výzkumná zpráva] Praha: ČVUT FS. Ústav výrobních strojů a zařízení, 2018. Zpráva č. V-18-044
- RYBÍN, J., KEKULA ,J., SOVA, J., Technologie spojení oběžných kol a krycích disků malých turbostrojů. Část 2. [Výzkumná zpráva] Praha: ČVUT FS. Ústav výrobních strojů a zařízení, 2017. Zpráva č. V-17-084
- SOVA, J., VRBAA P., VAVRUŠKA, P., Technologický postup obrábění dílců; Návrh flexibilního upínacího systému obráběcího stroje. [Výzkumná zpráva] Praha: ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení (Ú12135), 2016
- KOLÁŘ, P., SOVA, J., et al., Zpráva o řešení projektu Virtuální obrábění pro podporu pokročilých výrobních technologií v roce 2016. [Výzkumná zpráva] Praha: ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení (Ú12135), 2016. Zpráva č. V-16-035
- SOVA, J., KRANNICH, T., Vývoj linky pro výrobu nanovlákených vrstev. [Výzkumná zpráva] Praha: ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení (Ú12135), 2016. Zpráva č. V-16-026
- KULÍŠEK, V. SOVA, J. et al. BLUE RAY: Souhrnná odborná výzkumná zpráva popisující spolupráci v oblasti měření a diagnostiky, výpočtů a mechatroniky v roce 2015. [Výzkumná zpráva] Prague: Research Center for Manufacturing Technology, 2015
- SULITKA, M. et al. Odborná zpráva projektu DynaMill. [Výzkumná zpráva] Prague: Research Center for Manufacturing Technology, 2015
- STACH, E. et al. HESTEGO: souhrnná odborná výzkumná zpráva popisující spolupráci v oblastech výpočty, diagnostika, konstrukce a průmyslový design.. [Výzkumná zpráva] Prague: Research Center for Manufacturing Technology, 2015



- BERAN, M. SOVA, J. et al. Odborná zpráva o postupu prací a dosažených výsledků za rok 2015. [Výzkumná zpráva] Praha: České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, 2015
- NOVOTNÝ, L. et al. DV#4(2015) - Tlumení a potlačování vibrací obráběcích strojů za rok 2015. [Výzkumná zpráva] Praha: ČVUT v Praze, FS, Ústav výrobních strojů a zařízení, 2015. Zpráva č. V-15-028
- BERAN, M., SOVA, J., et al. Technologický demonstrátor pro beztryskovou odstředivou výrobu nano a mikročástic. [Funkční vzorek] 2014
- BERAN, M., SOVA, J., et al. Technologický demonstrátor pro beztryskovou odstředivou výrobu nano a mikrovláken. [Funkční vzorek] 2014
- HOVORKA, J. et al. KOVOSVIT MAS: souhrnná odborná výzkumná zpráva popisující spolupráci z oblasti: diagnostické měření pětiosého portálového obráběcího centra MCU 1100V-5X POWERPLUS. [Výzkumná zpráva] 2014. Zpráva č. VZP-14-SMV15-KOVOSVIT
- FIALA, Š., SOVA, J. et al. Zpráva o řešení projektu Flexibilní obráběcí centrum v roce 2014. [Výzkumná zpráva] 2014. Zpráva č. V-14-090
- NOVOTNÝ, L. et al. Hlavní výsledky řešení projektu CK-SVT WP#04 - Tlumení a potlačování vibrací obráběcích strojů za rok 2014. [Výzkumná zpráva] 2014. Zpráva č. V-14-072
- LYSÁK, P. et al. Zvyšování kritických otáček a tlumení kuličkového šroubu K100 x 30. [Výzkumná zpráva] 2014. Zpráva č. V-14-030
- SOVA, J., HOVORKA, J., HOLKUP, T., Porovnání upínačů s průchozím otvorem. [Výzkumná zpráva] Praha: České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, 2013. Zpráva č. V-13-018
- KRANNICH, T. et al. Zařízení na testování hydraulické synchronizace pohybu dvou přímočarých hydromotorů. [Funkční vzorek] 2011

Seznam obrázků

Obr. 1: Přehled vývoje komponent vřeten [1]	1
Obr. 2: Digitální dvojče od fy. Siemens [218]	2
Obr. 3: Hlavní překážky implementace nástrojů a technologií „Průmyslu 4.0“ [219]	2
Obr. 4: Multifunkční využití vřeten v technologických aplikacích [220] [221] [222]	3
Obr. 5: Hlavní příčiny havárií OS [8]	4
Obr. 6: Vývoj výkonosti vřeten–obrábění Al[1]	5
Obr. 7: Vývoj dosahované přesnosti obrábění[3]	5
Obr. 8: Přehled vlivů ovlivňující pracovní přesnost [5] [6]	6
Obr. 9: Hlavní komponenty vřetenových jednotek [239]	7
Obr. 10: Momentová a výkonová charakteristika vřetena	8
Obr. 11: Systém chladících kanálů [14]	9
Obr. 12: Způsoby předepnutí ložisek [245]	12
Obr. 13: Radiální posunutí vřetena v závislosti předepínací síly na otáčkách [32]	12
Obr. 14: Zvýšení parametrů únosnosti a otáček vřetenových ložisek z r. 2003 a r.2019 [231] [232]	13
Obr. 15: Dosahované parametry vřetenových ložisek d=70mm firmy FAG v roce 2019 [231] [232]	13
Obr. 16: Vývoj nových materiálů kroužků ložisek [232]	13
Obr. 17: Požadované provozní podmínky pro stanovení trvanlivosti ložisek	14
Obr. 18: Základní rozdělení metody výpočtu trvanlivosti ložisek	15
Obr. 19: Krátkodobé špičkové zatížení ložiska [239]	15
Obr. 20: Velikost stykové plochy v místě a) bodového b) čárového styku [27]	15
Obr. 21: Neproměnné časové úseky dle zátěžného spektra	17
Obr. 22: Životní cyklus vřeten	20
Obr. 23: Schéma vývoje vřetenových jednotek	21
Obr. 24: Schéma vřetene – nosník na dvou kloubových podporách	22
Obr. 25: Umístění podpor v ložisku a) ložiska s kosoúhlým stykem b) válečková ložiska	23
Obr. 26: Uzavřená smyčka TM modelu [187]	24
Obr. 27: Aktivní teplotní stabilizace vřeten TAS-S [258]	24
Obr. 28: Příčiny a účinky působící na chování ložisek z leva Bosmanns [81]; Butz [194]	25
Obr. 29: Opatření v rámci údržby [123]	27
Obr. 30: Přehled typů údržby podle EN 13306 [180]	28
Obr. 31: Vývoj nákladů na údržbu během provozu [123]	28
Obr. 32: Grafy trendů diagramů veličin s limity varování a poplachu [119]	29
Obr. 33: Ukázka měření házivosti vřetene úhlové hlavy [252]	30

Obr. 34: Měření házivosti vřeten	30
Obr. 35: Měření tuhosti vřetena	30
Obr. 36: Měření up. síly pomocí měřidla Power Check [252]	31
Obr. 37: Limity měřených veličin vibrací [122]	32
Obr. 38: Princip zpracování frekvenční analýzy [122]	33
Obr. 39: Rozdělení frekvenčního spektra [122]	34
Obr. 40: Posuzování stavu vůči referenčnímu spektru [122]	34
Obr. 41: Zobrazení poškození ložisek pomocí Crest faktoru [126]	35
Obr. 42: Princip a postup obálkové analýzy [116]	36
Obr. 43: Průběh měření špičkové energie SE a rychlosti v ; zrychlená a [118]	36
Obr. 44: Stádia vývoje chyby[259]	37
Obr. 45: Spektrální a řádové zobrazení doběhového testu [119]	37
Obr. 46: Referenční spektra [261]	39
Obr. 47: Příčiny problémů selhání vřeten [231][239][245][247][252]	40
Obr. 48: Ukázka trendu rázových pulzů při rozvoji vady v ložisku do 4. fáze poškození ložiska [259]	41
Obr. 49: Zobrazení metod vyhodnocování z hlediska fáze poškození ložisek [118]	41
Obr. 50: Nejčastější příčiny selhání ložisek [234]	42
Obr. 51: Vlivy poškození mazání ložisek [193] [233] [234][245]	42
Obr. 52: Schéma struktury SW pro monitoring stavu vřetene	45
Obr. 53: Způsob komunikace protokolu S7 [266]	46
Obr. 54: Rozhraní tvorby aplikací[268]	47
Obr. 55: Ukázka příkladu monitorování[269]	47
Obr. 56: Schéma univerzálního komunikačního rozhraní UMATI [270]	47
Obr. 57: Snímač sil SpiCoM [237]	48
Obr. 58: Snímač sil SIBU [141]	48
Obr. 59: Přehled použití snímačů integrovaných ve vřetenech [252]	49
Obr. 60: Weibullovo rozdělení pravděpodobnosti [142]	50
Obr. 61: Vanová křivka četnosti poruch [146]	50
Obr. 62: Popis rychlosti rozvoje poruch na vřetenech [252]	50
Obr. 63: Vývojový diagram hodnocení zbytkové trvanlivosti na základě trendování [161]	52
Obr. 64: Ukázka nelineární modelu zbytkové trvanlivosti založené na metodě Monte Carlo[173]	53
Obr. 65: Souvislosti ovlivňující trvanlivost ložisek[196] [197]	55
Obr. 66: Schéma modelu metodiky hodnocení zbytkové trvanlivosti ložisek [195]	59
Obr. 67: Návrhové zátěžné spektrum pro výpočet trvanlivosti ložisek s % využitím [195] [203]	63
Obr. 68: Provozní zátěžné spektrum vřetenové jednotky v 3D grafu [195]	64

Obr. 69: Graf trendu vývoje zbytkové trvanlivosti [195]	66
Obr. 70: Posuzování vřetene na základě časové změny měřené hodnoty v_{RMS} [195]	68
Obr. 71: Graf trendu vývoje korigované zbytkové trvanlivosti [195]	70
Obr. 72: Trend efektivní hodnoty rychlosti vibrací a ohledem na referenční hodnotu	71
Obr. 73: Příklad náčrtu pro tvorbu základního modelu vřetene	75
Obr. 74: Přesnost házení trnu vřetene	79
Obr. 75: Trend rychlosti vibrací	79
Obr. 76: Trend obálky zrychlení vibrací	79
Obr. 77: Provozní zátěžné spektrum vřetenové jednotky v jednotlivých měřeních	81
Obr. 78: Přesnost házení trnu vřetene	82
Obr. 79: Trend rychlosti vibrací	82
Obr. 80: Trend obálky zrychlení vibrací	82
Obr. 81: Trend zbytkové trvanlivosti přední skupiny ložisek	83
Obr. 82: Trend zbytkové trvanlivosti zadní skupiny ložisek	83
Obr. 83: Provozní zátěžné spektrum vřetenové jednotky v jednotlivých měřeních	86
Obr. 84: Přesnost házení trnu vřetene	87
Obr. 85: Trend rychlosti vibrací	87
Obr. 86: Trend obálky zrychlení vibrací	87
Obr. 87: Trend zbytkové trvanlivosti přední skupiny ložisek	88
Obr. 88: Trend zbytkové trvanlivosti zadní skupiny ložisek	88
Obr. 89: Analyzátor vibrací SKF Microlog a snímače vibrací umístěné na přední části měřeného vřetene	92
Obr. 90: Snímač upínací síly	92
Obr. 91: Nástroje HSK A	93
Obr. 92: Foto typu vřetena s umístěním měřicího místa a charakteristika pohonu vřetene	93
Obr. 93: Provozní zátěžné spektrum vřetenové jednotky v jednotlivých měřeních A1	94
Obr. 94: Přesnost házení trnu vřetene A1	95
Obr. 95: Trend rychlosti vibrací A1	95
Obr. 96: Trend obálky zrychlení vibrací A1	95
Obr. 97: Obálka zrychlení a rychlost vibrací RMS A1	96
Obr. 98: Trend zbytkové trvanlivosti přední skupiny ložisek A1/ EL FR 1M 10 2087	97
Obr. 99: Trend zbytkové trvanlivosti zadní skupiny ložisek A1 / EL FR 1M 10 2087	97
Obr. 100: Provozní zátěžné spektrum vřetenové jednotky v jednotlivých měřeních A2	99
Obr. 101: Přesnost házení trnu vřetene A2	100
Obr. 102: Trend rychlosti vibrací A2	100
Obr. 103: Trend obálky zrychlení vibrací A2	100
Obr. 104: Obálka zrychlení a rychlost vibrací RMS A2	101



Obr. 105: Trend zbytkové trvanlivosti přední skupiny ložisek A2/EL FR 1M 10 2096	102
Obr. 106: Trend zbytkové trvanlivosti zadní skupiny ložisek A2/ EL FR 1M 10 2096	102
Obr. 107: Provozní zátěžné spektrum vřetenové jednotky v jednotlivých měřeních A3	104
Obr. 108: Přesnost házení trnu vřetene A3	105
Obr. 109: Trend rychlosti vibrací A3	105
Obr. 110: Trend obálky zrychlení vibrací A3	105
Obr. 111: Obálka zrychlení a rychlost vibrací RMS A3	106
Obr. 112: Trend zbytkové trvanlivosti přední skupiny ložisek A3/ EL FR 1M 10 2097	107
Obr. 113: Trend zbytkové trvanlivosti zadní skupiny ložisek A3/EL FR 1M 10 2097	107
Obr. 114: Nástroje SK 50	109
Obr. 115: Foto typu vřetena s umístěním měřicího místa a charakteristika pohonu vřetene	109
Obr. 116: Provozní zátěžné spektrum vřetenové jednotky v jednotlivých měřeních	110
Obr. 117: Přesnost házení trnu vřetene B1	111
Obr. 118: Trend rychlosti vibrací B1	111
Obr. 119: Trend obálky zrychlení vibrací B1	111
Obr. 120: Obálka zrychlení a rychlost vibrací RMS B1	112
Obr. 121: Trend zbytkové trvanlivosti přední skupiny ložisek B1/ EL FR 0J 10 0329	113
Obr. 122: Trend zbytkové trvanlivosti zadní skupiny ložisek B1/ EL FR 0J 10 0329	113
Obr. 123: Provozní zátěžné spektrum vřetenové jednotky v jednotlivých měřeních B2	115
Obr. 124: Přesnost házení trnu vřetene B2	116
Obr. 125: Trend rychlosti vibrací B2	116
Obr. 126: Trend obálky zrychlení vibrací B2	116
Obr. 127: Obálka zrychlení a rychlost vibrací RMS B2	117
Obr. 128: Trend zbytkové trvanlivosti přední skupiny ložisek B2/EL FR 0J 10 0330	118
Obr. 129: Trend zbytkové trvanlivosti zadní skupiny ložisek B2/EL FR 0J 10 0330	118
Obr. 130: Provozní zátěžné spektrum vřetenové jednotky v jednotlivých měřeních B3	120
Obr. 131: Přesnost házení trnu vřetene B3	121
Obr. 132: Trend rychlosti vibrací B3	121
Obr. 133: Trend obálky zrychlení vibrací B3	121
Obr. 134: Obálka zrychlení a rychlost vibrací RMS B3	122
Obr. 135: Trend zbytkové trvanlivosti přední skupiny ložisek B3/EL FR 0J 10 0426	123
Obr. 136: Trend zbytkové trvanlivosti zadní skupiny ložisek B3/EL FR 0J 10 0426	123
Obr. 137: Nástroje MAS BT40	125
Obr. 138: Foto typu vřetena s umístěním měřicího místa a charakteristika pohonu vřetene	125
Obr. 139: Provozní zátěžné spektrum vřetenové jednotky v jednotlivých měřeních C1	126
Obr. 140: Přesnost házení trnu vřetene C1	127



Obr. 141: Trend rychlosti vibrací C1	127
Obr. 142: Trend obálky zrychlení vibrací C1	127
Obr. 143: Obálka zrychlení a rychlost vibrací RMS C1	128
Obr. 144: Trend zbytkové trvanlivosti přední skupiny ložisek C1/EL FR 0J 14 1869	129
Obr. 145: Trend zbytkové trvanlivosti zadní skupiny ložisek C1/ EL FR 0J 14 1869	129
Obr. 146: Provozní zátěžné spektrum vřetenové jednotky v jednotlivých měřeních C2	131
Obr. 147: Přesnost házení trnu vřetene C2	132
Obr. 148: Trend rychlosti vibrací C2	132
Obr. 149: Trend obálky zrychlení vibrací C2	132
Obr. 150: Obálka zrychlení a rychlost vibrací RMS C2	133
Obr. 151: Trend zbytkové trvanlivosti přední skupiny ložisek C2/EL FR 0J 14 1258	134
Obr. 152: Trend zbytkové trvanlivosti zadní skupiny ložisek C2/ EL FR 0J 14 1258	134
Obr. 153: Provozní zátěžné spektrum vřetenové jednotky v jednotlivých měřeních C3	136
Obr. 154: Přesnost házení trnu vřetene C3	137
Obr. 155: Trend rychlosti vibrací C3	137
Obr. 156: Trend obálky zrychlení vibrací C3	137
Obr. 157: Obálka zrychlení a rychlost vibrací RMS C3	138
Obr. 158: Trend zbytkové trvanlivosti přední skupiny ložisek C3/ EL FR 0J 14 1004	139
Obr. 159: Trend zbytkové trvanlivosti zadní skupiny ložisek C3/EL FR 0J 14 1004	139



Seznam tabulek

Tab. 1: Výběr frézovacích vřeten o velikosti příruby $\varnothing A=170-190\text{mm}$ [221] [222] [225] [227]	5
Tab. 2: Uspořádání ložisek: porovnání použití a výkonových údajů [231].....	6
Tab. 3 Srovnání základních typů uložení vřeten[11].....	7
Tab. 4: Přehled uspořádání pohonů vřetenových jednotek a jejich vlastnosti [9].....	8
Tab. 5: Upínací rozhraní pro frézovací vřetena [255]	9
Tab. 6: Rozdělení valivých ložisek do firmy FAG [231].....	10
Tab. 7: Radiální tuhosti sad ložisek [231].....	10
Tab. 8: Redukční faktory f_r otáček dle uspořádání sad vřetenových ložisek [231]	11
Tab. 9: Minimální síla pro předepnutí ložisek [239]	12
Tab. 10: Výpočet statického ekvivalentního zatížení P_0 [231] [239] [245].....	16
Tab. 11: Teorie výpočtu zatížení vřetenových ložisek [28] [231] [239] [245] [247] [250] [251]	17
Tab. 12:Faktory skupiny ložisek dynamické únosnosti [239] [245] [247]	18
Tab. 13: Teorie výpočtu trvanlivosti vřetenových ložisek [28] [231] [239] [245] [247] [250] [251]	18
Tab. 14: Přehled možných příčin poruch vzhledem k provozním parametrům [252].....	26
Tab. 15: Popis měřených veličin snímačů a charakteristických rovnic.....	32
Tab. 16: Specifikace závad na základě vibrací [120] [252] [261].....	38
Tab. 17: Přehled průmyslových způsobů monitorování a diagnostiky vřeten.....	48
Tab. 18: Srovnání jednotlivých metod použitých v metodice hodnocení zbytkové trvanlivosti ložisek	54
Tab. 19: Způsoby identifikace sil působících na ložisko	60
Tab. 20: Základní zjednodušené modely vřeten.....	62
Tab. 21: Změna trvanlivosti ložisek s ohledem na změnu vibrací.....	69
Tab. 22: Podmínky pro stanovení korekčního faktoru vibrací K_v	70
Tab. 23: Hodnoty jednotlivých odchylek výpočtů zbytkové trvanlivosti	72
Tab. 24: Příklady zobrazení zátěžného spektra při opakované sériové výrobě	76
Tab. 25: Způsob zobrazení měřených dat v tabulce.....	78
Tab. 26: Způsob zobrazení měřených dat v tabulce I.A	83
Tab. 27: Způsob zobrazení měřených dat v tabulce I.B	83
Tab. 28: Vyhodnocení stavu vřetene po posledním měření	84
Tab. 29: Vyhodnocení stavu vřetene po posledním měření	84
Tab. 30: Způsob zobrazení měřených dat v tabulce II.A	88
Tab. 31: Způsob zobrazení měřených dat v tabulce II.B	88
Tab. 32: Vyhodnocení stavu vřetene po posledním měření	89



Tab. 33: Vyhodnocení stavu vřetene po posledním měření	90
Tab. 34: Typ vřeten a jejich označení na strojích	91
Tab. 35: Druhy vyráběných dílů; ukázky z výroby a pracovního prostoru strojů	91
Tab. 36: Vyhodnocení průběžných měření EL FR 0J 10 0329	94
Tab. 37: Vyhodnocení stavu vřetene po posledním měření	97
Tab. 38: Vyhodnocení průběžných měření EL FR 0J 10 0329	99
Tab. 39: Vyhodnocení stavu vřetene po posledním měření	102
Tab. 40: Vyhodnocení průběžných měření EL FR 0J 10 0329	104
Tab. 41: Vyhodnocení stavu vřetene po posledním měření	107
Tab. 42: Vyhodnocení průběžných měření EL FR 0J 10 0329	110
Tab. 43: Vyhodnocení stavu vřetene po posledním měření	113
Tab. 44: Vyhodnocení průběžných měření EL FR 0J 10 0330	115
Tab. 45: Vyhodnocení stavu vřetene po posledním měření	118
Tab. 46: Vyhodnocení průběžných měření EL FR 0J 10 0426	120
Tab. 47: Vyhodnocení stavu vřetene po posledním měření	123
Tab. 48: Vyhodnocení průběžných měření EL FR 0J 14 1869	126
Tab. 49: Vyhodnocení stavu vřetene po posledním měření	129
Tab. 50: Vyhodnocení průběžných měření EL FR 0J 14 1258	131
Tab. 51: Vyhodnocení stavu vřetene po posledním měření	134
Tab. 52: Vyhodnocení průběžných měření EL FR 0J 14 1004	136
Tab. 53: Vyhodnocení stavu vřetene po posledním měření	139
Tab. 54: Porovnání výsledků zbytkové trvanlivosti dle expertního odhadu a výpočtu	143
Tab. 55: Shrnutí studie trendů korigované zbytkové trvanlivosti předních ložisek VJ	145