

OPTIMAL MODAL PROPERTIES OF MILLING SPINDLES

P.Bach

Summary: *First of all, the paper presents a very modern approach to spindle modelling and dynamic calculation. Secondly, the most important parts of a spindle structure are studied from the dynamic point of view. Mutual effect of these parts on modal properties of a spindle structure will be shown and discussed. As the modal properties affect strongly performance of an each milling spindle, an assessment method of the spindle performance is presented.*

1. Úvod

Experimentální vyšetřování vřeten namontovaných na strojích je omezeno nepřístupností vnitřních částí vřeten. Naměřená data podávají informaci o vlastnostech soustavy vřetenodržák-nástroj jako celku a dále také informace o tělesech vřetenových jednotek a o okolním rámu stroje. Jsou to údaje, které umožňují posoudit vřeteno z hlediska jeho stabilního výkonu v celé šíři použitelných technologických podmínek. Proměřením tvarů kmitů vřeteníku a jeho okolí je možné oddělit od sebe podíly rámu a podíly vřetena. Ještě efektivnější je analýza vymontovaného vřetena, pokud je to technicky možné. Modifikací získaných modelů vypočteme žádané parametry vřeten blízké optimálním. Máme-li však tyto modifikace promítnout do konstrukce vřetena, narážíme na neznalost příslušnosti „tvarů kmitů“ viditelných v naměřených frekvenčních přenosových funkcích (FRF) k jednotlivým základním stavebním prvkům vřetena. Prakticky není možné zpřístupnit interiér vřetena, získat podrobná modální data o jeho jednotlivých dílech a identifikovat konstrukční prvky s naměřenými frekvenčními přenosy. Při analýze příčin určitých problémů vřetena při obrábění je však dobrá identifikace zásadní otázka. Ukazuje se, že řešení tohoto problému je do značné míry možné použitím výpočetních postupů.

V tomto příspěvku představíme dynamický výpočet a ladění vřeten tak jak se provádí ve VCSVTT. Uvedeme příklady výpočtů vřeten frézovacích center včetně jejich identifikace, modifikace a optimalizace (či spíše ladění) z hlediska řezného výkonu s daným nástrojem. Ukážeme též náš přístup k verifikaci výpočtových modelů. V praxi se ukazuje, že fyzikální podobnost vřetenových jednotek umožňuje vytvořit určitá obecná identifikační schémata, která pak mohou identifikaci usnadnit. K vytvoření těchto schémat, která obsahují pravděpodobné vazby modálního modelu a fyzikálního díla, je třeba mnoha vzájemně verifikovaných měření a výpočtů.

Ke všem výpočtovým experimentům byl použit program Spindle Analyser (SPA) vytvořený v Manufacturing Laboratories Inc., USA. Program je specializován na dynamickou optimalizaci vřeten a využívá 2D MKP. Naměřené charakteristiky vřeten a nástrojů byly

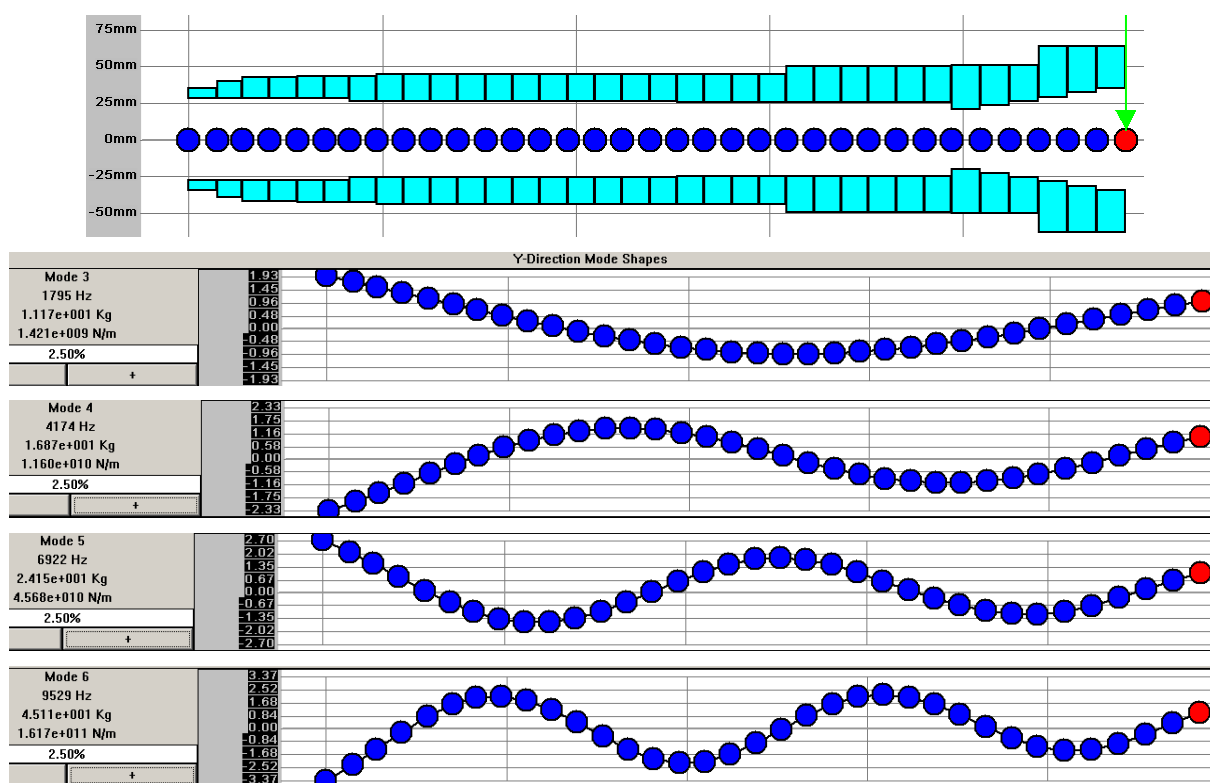
*Ing. Pavel Bach, CSc, Výzkumné centrum pro strojírenskou výrobní techniku a technologii (VCSVTT) , ČVUT v Praze, fakulta strojní, Praha 2, Horská 3, tel.: 605205911, e-mail: p.bach@rcmt.cvut.cz

získány pomocí aparatury Metalmax a programu TXF stejné firmy. K dílčím výpočtům byly použity také moduly programu Receptance, který využívá prostředí Microsoft Excel a je produktem VCSVTT. Dále uvedené studie čerpají z několika autorových výzkumných zpráv pro české výrobce vřeten. Některé obecně platné experimentální výsledky byly publikovány na konferencích v Manchesteru a v Praze (Bach 2004).

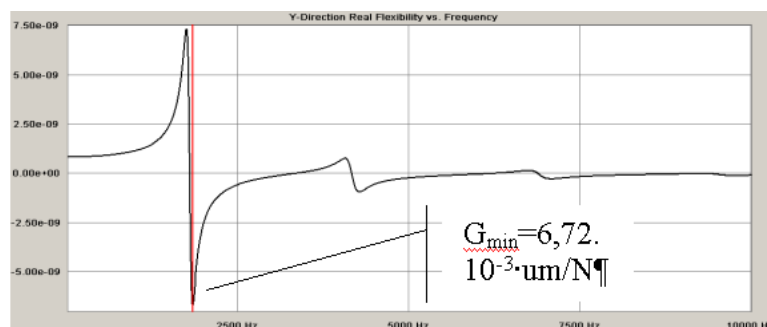
2. Volné vřeteno

Podívejme se nejprve na modální vlastnosti samotného vřetena nízkootáčkové, výměnné frézovací hlavy poháněné 30 kW motorem. Rozsah otáček je 0 až 4000 1/min, jmenovité otáčky jsou 200 1/min. V modelu na Obr. 1 jsou zahrnuty všechny profily nutné pro uložení vřetena, pro umístění upínacího zařízení, pro vložení držáku nástroje a pro pohon vřetena kuželovým kolem. Uvažujeme vřeteno jako volné, neprizmatické těleso. Vřeteno je 484 mm dlouhé. Pro výpočet FRF působí v místě, kde bude připojen nástroj, radiální budící síla 1000 N. Deformační linie tvarů kmitů modelu s nenulovými vlastními frekvencemi jsou na Obr. 1 dole. Jak je vidět, jde o klasické deformační linie volného tělesa.

Z měření je známo, že použitelná spektra vlastních frekvencí vřetenových jednotek leží v pásmu cca 600 až 10 000 Hz. Z výpočtu vidíme, že samotné vřeteno (volný hřídel) má v tomto pásmu 4 deformované tvary kmitů s frekvencemi 1795, 4174, 6922 a 9529 Hz.



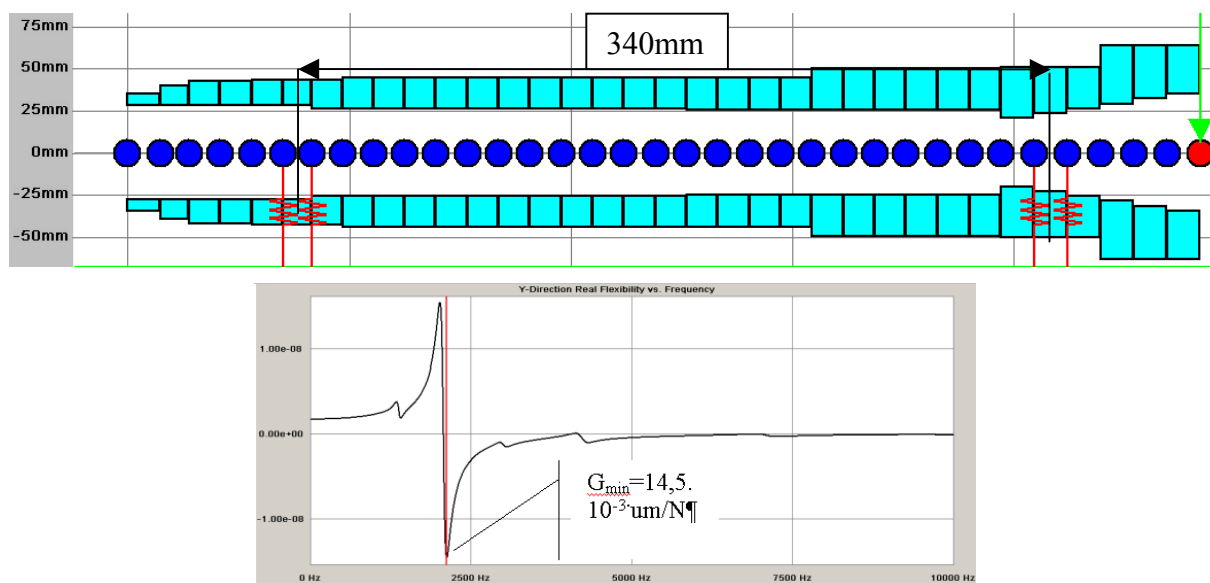
Obr. 1 Model volného vřetena. Vlastní tvary kmitů (deformované) v rozsahu 1795 až 9529 Hz



Obr. 2 Reálná charakteristika volného vřetena. Poddajnost v minimu křivky je $G_{\min}=6,72 \cdot 10^{-3} \mu\text{m}/\text{N}$.
Tlumení 2,5%. První nenulová vlastní frekvence je 1795 Hz.

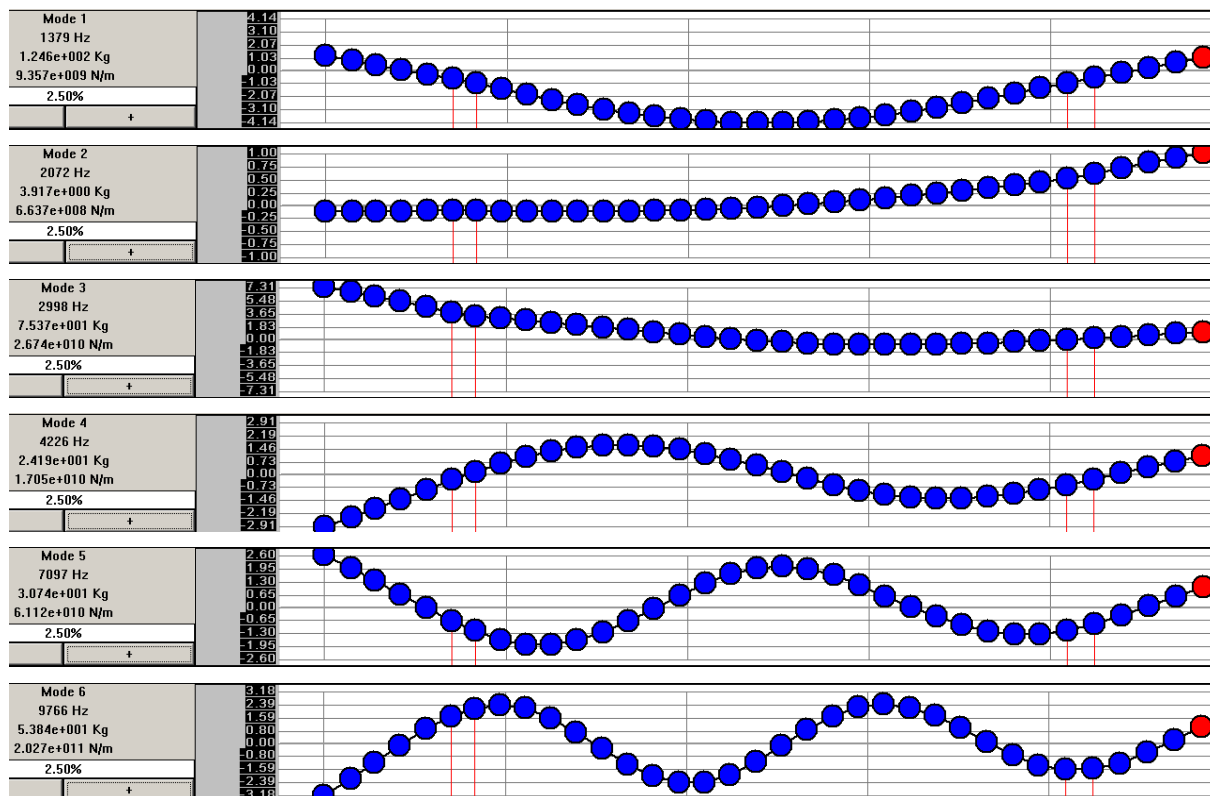
3. Uložení vřetena

Nyní vypočteme, jak se změní FRF a tvary vřetena připojíme-li uložení. Vřeteno je radiálně uloženo vpředu na ložisku NN3020K (dvouřadém) a vzadu na NN3017K. Axiální síly zachycuje dvouřadé ložisko s kosoúhlým stykem 234420 FAG. Předpokládáme, že kosoúhlé ložisko se na ohybových kmitech vřetena téměř nepodílí a do modelu jej zatím nezapočítáme. Válečkové ložisko NN3020K modelujeme dvěma lineárními pružinami s celkovou tuhostí 1720 N/ μm . Ložisko NN3017K také dvěma pružinami s celkovou tuhostí 1580 N/ μm , viz Obr. 3.



Obr. 3 Model a reálná FRF uloženého vřetena

Pro posouzení působnosti uložení vřetena je důležitá jeho FRF. Vidíme, že nyní je dominantní druhý tvar kmitů. Jeho poddajnost se v minimu křivky zdvojnásobila, $G_{\min}=14,5 \cdot 10^{-3} \mu\text{m}/\text{N}$. Z deformačních linií tvarů na Obr. 4 je zřejmé, že mezi klasické tvary volného vřetena se vklínily dva nové tvary číslované 2 a 3, na nichž se značně podílí uložení jako nový, přidaný konstrukční prvek. Kmitna dominujícího tvaru je na předním konci tělesa vřetena. Na animaci módu by bylo jasné vidět, že hlavní podíl na deformaci má přední ložisko NN3020K. Dynamická poddajnost tohoto tvaru je řádově vyšší než poddajnost ostatních tvarů. Všechny tyto příznaky jasně identifikují druhý vrchol FRF s předním ložiskem a třetí vrchol se zadním ložiskem.



Obr. 4 Model vřetena uloženého v radiálních ložiskách NN3017K, resp. NN3020K (ložisko vpravo, vpředu)

Výše uvedený příklad naznačuje, jaký postup používáme k identifikaci při výpočtu vřeten. Každá změna MKP modelu vřetena se projeví změnou jeho frekvenčního přenosu. Deformační linie tvarů kmitů jsou pojátkem mezi FRF a konstrukcí vřetena. Aby byla identifikace věrohodná, je třeba modely verifikovat. Zcela nové koncepce vřeten se mohou verifikovat až podle prototypu. Modifikace prototypů a sériová vřetena se při výpočtové kontrole verifikují dle zkušeností z vícenásobných měření modálních parametrů na jiných, ale podobných vřetenech. Základní součásti vřeten, které ovlivňují tvary kmitů a FRF jsou velmi podobné, takže výsledky experimentů i výpočtů jsou do značné míry vzájemně přenosné. Zejména to platí uvnitř určité kategorie vřeten. Kategorii rozumíme nízkootáčková a vysokootáčková vřetena, vřetena s externími nebo s vestavěnými elektromotory, vřetena hrubovací a dokončovací, frézovací nebo soustružnická.

4. Optimalizační kritéria

Ke kvalitativnímu posuzování vřeten používáme přednostně reálné části FRF (viz např. Obr. 2), označované tradičně jako G-FRF nebo G-přenosy. G-přenosy hrají klíčovou roli při výpočtu meze stability rezného procesu. Mez stability používáme při optimalizaci vřeten jako kritérium úspěšnosti výpočtu. Teorii stability rezného procesu formulovali jako první uceleně Tlustý a Špaček se svými spolupracovníky (J. Tlustý, L. Špaček 1954). Budící složku rezné síly můžeme dle Tlustého vyjádřit vztahem:

$$F = K_s \cdot a_p \cdot (Y_0 - Y) . \quad (1)$$

Pro frézovací operace platí, že ve vztahu K_s je měrná řezná síla, a_p je axiální hloubka třísky, Y_0 je amplituda vln zanechaných na povrchu obrobku předchozím zubem frézy a Y jsou kmity činného zubu ve směru normály k obráběnému povrchu. Pro Y platí vztah

$$Y = F \cdot \Phi(f) \quad (2)$$

Funkce $\Phi(f)$ je komplexní přenos měřený nebo počítaný mezi nástrojem a obrobkem v působišti síly F . Vyloučením síly z rovnic (1) a (2) a použitím podmínky stability ve tvaru

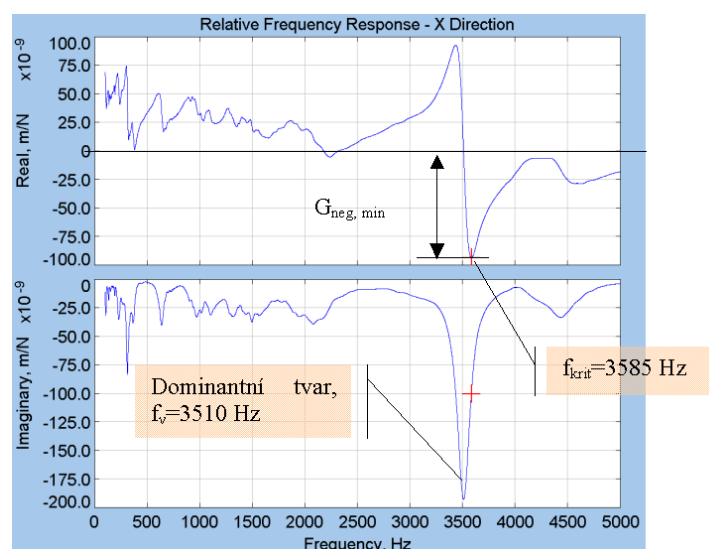
$$\left| \frac{Y_0}{Y} \right| = 1, \quad (3)$$

což vyjadřuje požadavek, aby se amplituda kmitů v následujících řezech neměnila, čili aby systém setrval přesně na mezi stability, dostaneme po algebraických úpravách pro mezní hloubku třísky vztah

$$a_{p,mez} = -\frac{1}{2K_s G(f)_{neg}}. \quad (4)$$

Funkce $G(f)_{neg}$ je negativní část G-přenosu. Obrábění bude stabilní pouze v případě, že

$$a_{p,mez} \leq -\frac{1}{2K_s G(f)_{neg}} \quad (5)$$



Obr. 5 Grafický odečet G_{min} v reálné charakteristice jednoho dominantního a současně kritického tvaru kmitů, $G_v(f)$

Mezní hloubku třísky někdy nazýváme stabilní hloubkou. Cílem každého ladění vřetena je co nejvyšší hodnota mezní hloubky třísky. Podle vztahu (4) z toho plyne požadavek co nejnižší hodnoty $G_{neg,min}$. Proto stačí ladit vřetena podle G-přenosu tak, že minimalizujeme jeho negativní extrém.

Z $a_{p,mez}$ odvozujeme stabilní řezný výkon vyjadřující množství materiálu odebraného za jednotku času na mezi stability. Platí

$$MRR = a_{p,mez} \cdot a_e \cdot f_{min} \quad (6)$$

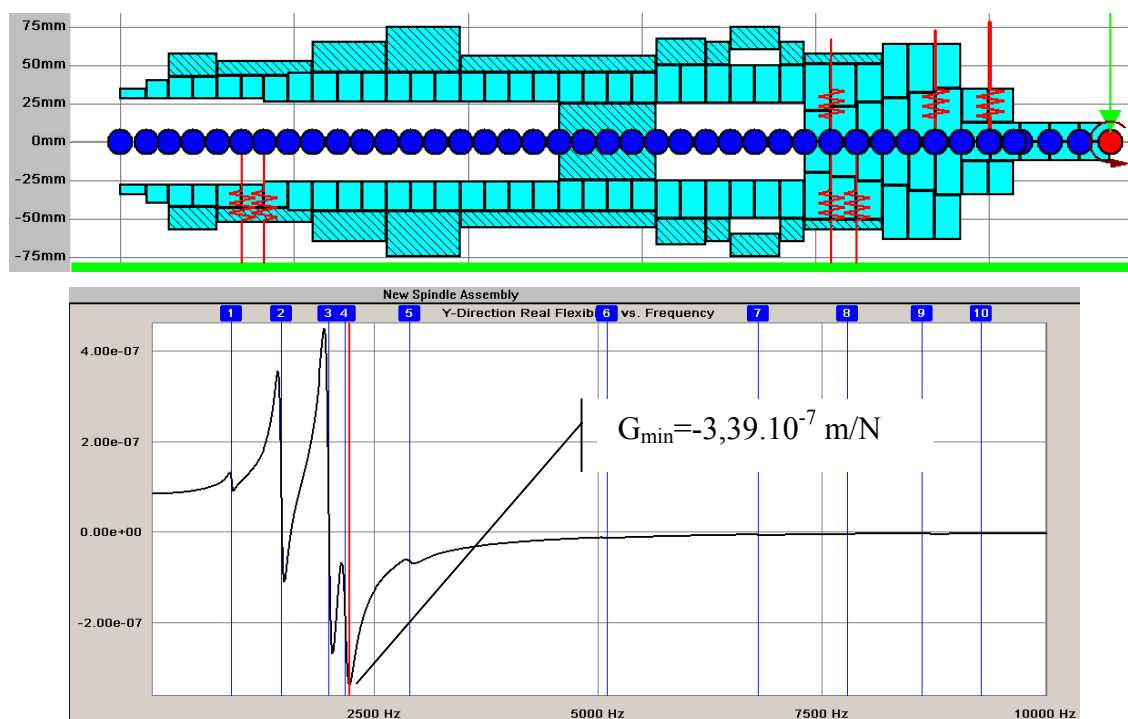
kde a_e je axiální hloubka třísky a $f_{\min}$ je posuv nástroje za minutu. Dále se ještě počítá výkon na vřetenu dle vztahu

$$P = MRR \cdot K_s \quad (7)$$

Tento výkon by v ideálním případě měl být roven příkonu, který je k dispozici v pohonu vřetena při daných otáčkách. Rovnice (4), (6) a (7) použijeme jako kritéria pro hodnocení kvality vřeten z hlediska výkonnosti.

5. Nástroj a jeho upnutí

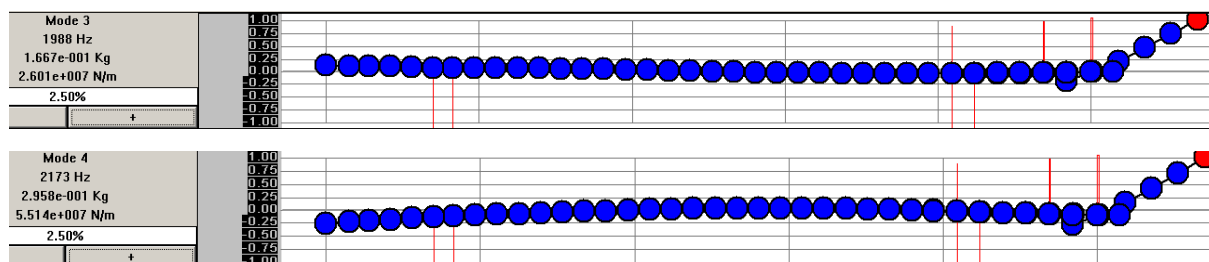
Kompletní model vidíme na Obr. 6. Jsou uvažovány předchozí uložení, pohon kuželovým soukolím, předepínací dílce ložisek, kroužky ložisek, distanční trubky, držák nástroje ISO 50 s kontaktní tuhostí modelovanou dvěma pružinami a ocelový nástroj D25 s vyložení 55 mm. Kontaktní tuhost upínací plochy nástroje je modelována jen jednou lineární pružinou $1 \cdot 10^{12}$ N/m a torzní pružinou $1 \cdot 10^5$ Nm/rad. Vidíme, že v G-charakteristice přibýly poddajné tvary číslo 3 a 4. O nestabilitě rozhoduje 4. tvar s vlastní frekvencí 2173 Hz, protože jeho G-funkce má větší negativní extrém. Třetí tvar je však nejpoddajnější. V těchto tvarech převažuje **kmitání nástroje v držáku**. Vřeteno se deformuje jen velmi málo (viz Obr. 7).



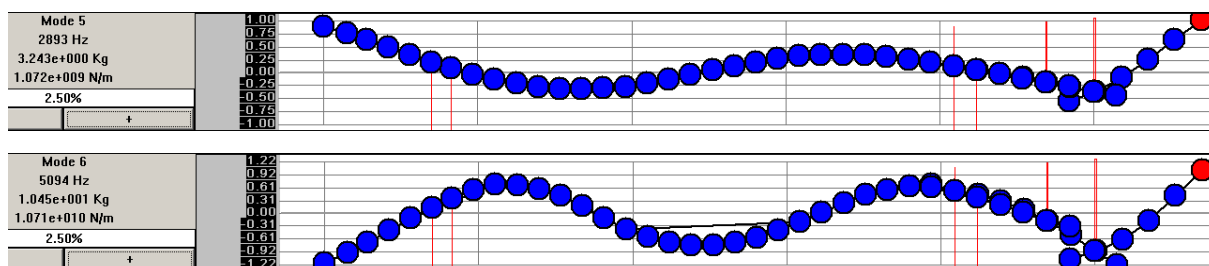
Obr. 6 Reálná FRF kompletního vřetena včetně držáku ISO50 a ocelového nástroje D25/55. Buzeno a snímáno na konci nástroje.

Teprve deformační linie pátého tvaru ukazuje, že se podstatně deformuje i těleso vřetena. Je vidět jak velmi záleží na **kontaktní tuhosti upnutí nástroje v držáku** i na dobrém „sezení“ držáku v upínacím kuželu. Obr. 8. Samotný nástroj, ačkoliv je poměrně štíhlý, se přitom prakticky nedeformuje.

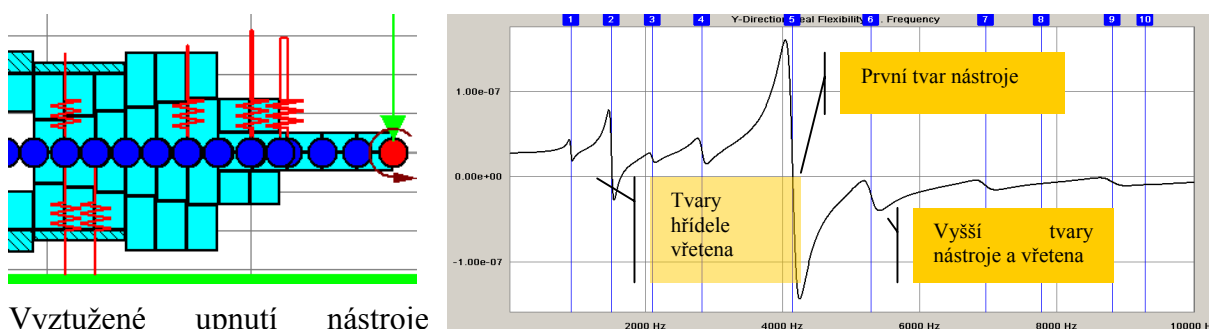
Tyto deformační linie i G-přenos jsou typické pro špatné upnutí nástroje v držáku. Použijeme-li tužší upnutí nástroje v držáku, změní se tím podstatně deformační linie celé soustavu V-D-N (vřeteno-držák-nástroj). Je to vidět na Obr. 9. Až do zobrazeného módu 4



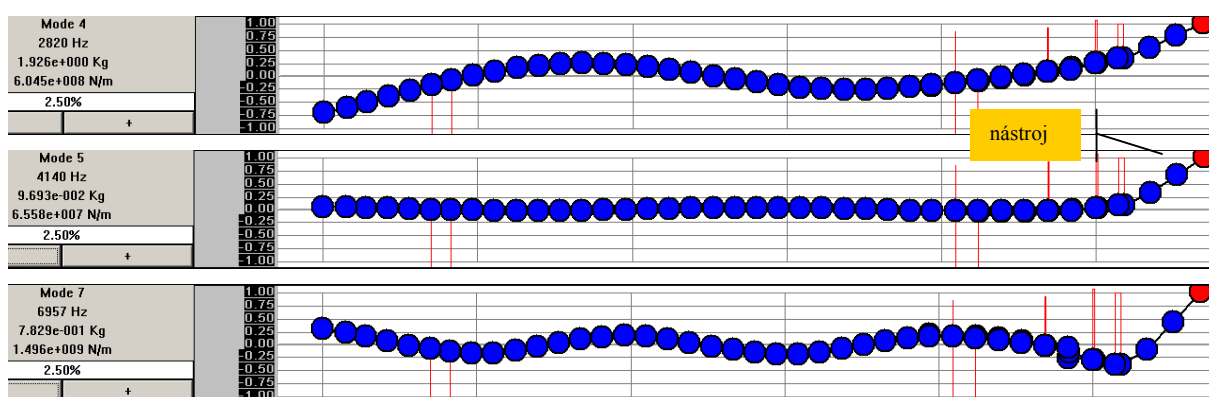
Obr. 7 Tvary kmitů č. 3 a 4 kompletního modelu větene



Obr. 8 Další deformační linie tvarů kmitů kompletního větene



Vyztužené upnutí nástroje
D25/55



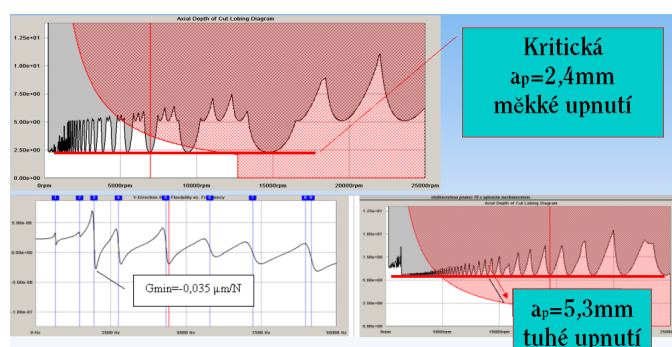
Obr. 9 Zlepšená tuhost upnutí nástroje v držáku. Nástroj D25/55mm

jsou deformační linie plynulé, bez zlomu v upnutí nástroje, který byl vidět na všech liniích méně tuhého upnutí. Můžeme říci, že do frekvence 2820 Hz kmitá soustava VDN jako

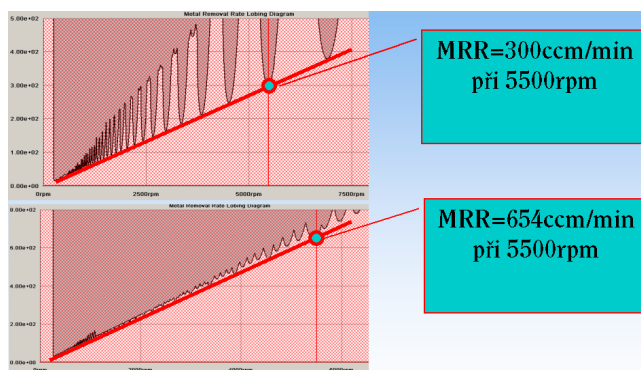
jednolitý celek. Teprve na linii 5. tvaru (4140 Hz) se silně podílí nástroj. Linie je ve vetknutí nástroje v držáku nespojitá v důsledku skokového poklesu tuhosti. Tuhost upnutí je dostatečná, protože vetknuté uzly nástroje se od uzlů držáku při animaci neoddělují. Vyšší tvary, 6. až 10., jsou řádově tužší a pro stabilitu tudíž nepodstatné. Přísluší společnému kmitání nástroje a vřetena.

Z posledního příkladu plyne důležitý závěr: pracuje-li robustní a tuhé vřeteno s dokončovacím (štíhlým) nástrojem, pak nástroj a tuhost jeho držáku vždy rozhodne o stabilitě i řezném výkonu a na konstrukci vřetena tolik nezáleží. Tuhosti tvarů vřetena jsou totiž v takovém případě řádově vyšší.

Jak tuhost upnutí nástroje ovlivní úroveň meze stability a řezný výkon je vidět na Obr. 10. Stabilní hloubku třísky I řezný výkon se podařilo zvýšit dvojnásobně.



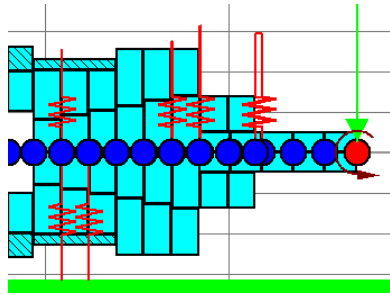
Obr. 10 Naladění tuhosti upnutí nástroje. Kritérium: mezní hloubka třísky



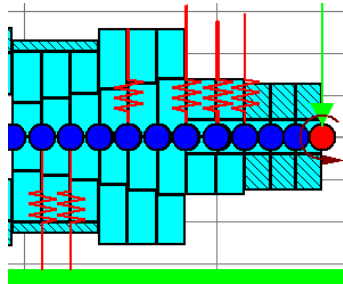
Obr. 11 Vyladěný řezný výkon

6. Vliv hmotnosti nástroje

Z měření je znám nejen vliv tuhosti upínání, ale i značný vliv hmotnosti nástroje a držáku na převislém konci vřetena. Vypočteme proto varianty daného vřetena s nástroji D25/55 a D63/70.

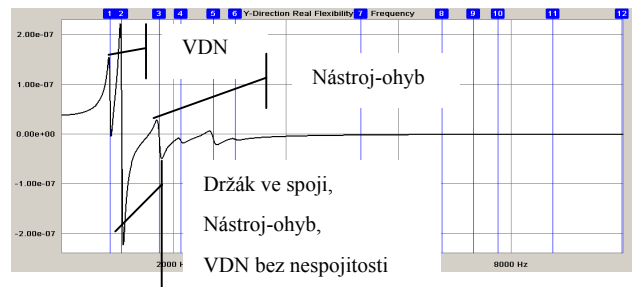
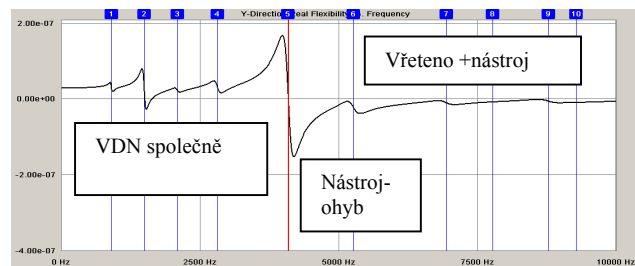


Model spojů: 2xtaper50+2xtaper30



Model spojů: 1xtaper50+3xtaper30+mass

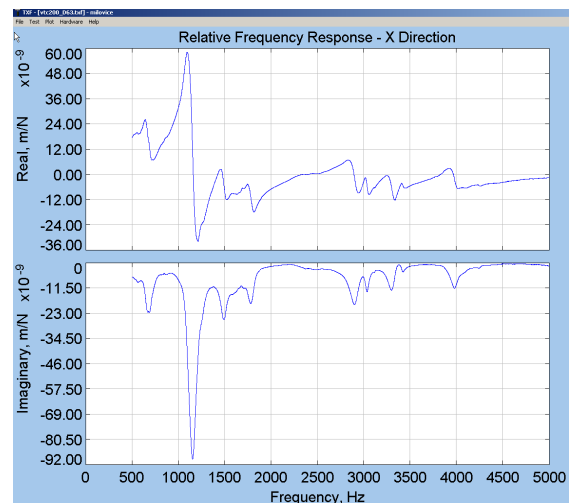
D25/55



D63/70

Obr. 12 Změna hmotnosti nástroje

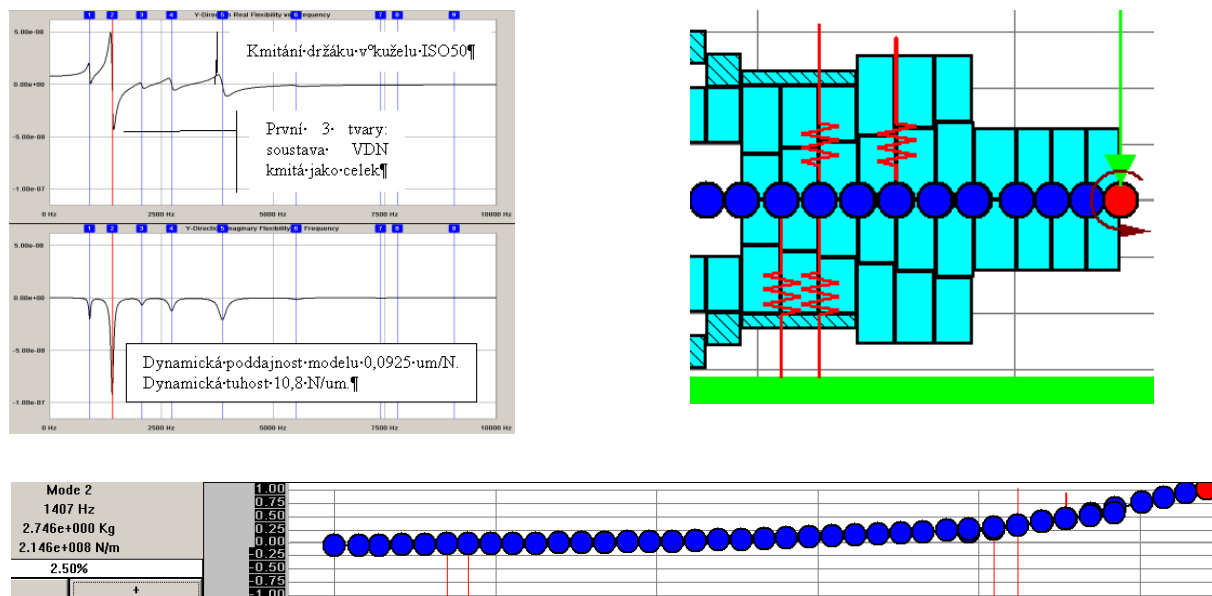
Vliv zvýšení hmotnosti nástroje je ilustrován na změně nástroje z D25/55 mm na D63/70 mm. Zatímco malé nástroje průměrů 16 až 25 mm a $L/D=2$ kmitají s frekvencemi nad 2500 Hz a jejich kmitání je dominantní, tak těžší nástroje se rozkmitají již na frekvencích pod 2000 Hz. Dokazují to naměřené FRF na Obr. 13. Všimněme si také podobnosti křivek s Obr. 12. Velmi často se v nich vyskytují první vrchol (tvar) v okolí 400 až 600 Hz, poměrně tuhý, druhý a třetí tvar s blízkými frekvencemi v okolí 800 - 1500 Hz, často s dominantní poddajností, dále dva až tři tvary tuhé a konečně jeden až dva tvary opět poddajné na frekvencích v pásmu 1500 až 3000 Hz i výše.



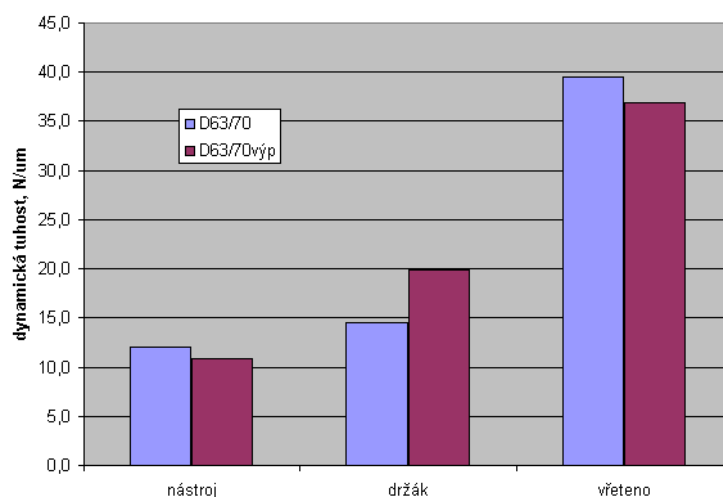
Obr. 13 Přenosy frézovacích nízkootáčkových vřeten s nástroji D63. Nejvyšší vrcholy patří kmitání nástrojů společně s vřetenem a držákem.

7. Příklad verifikace modelu

Podle těchto měření byl také verifikován model vřetena s nástrojem D63/60 mm, Obr. 14. Model má stejnou úroveň dynamické poddajnosti jako průměr změřených vřeten. Také vlastní frekvence důležitých tvarů leží ve stejném pásmu 500 až 2000 Hz. Tentokrát je dominantním tvarem kmitání celé soustavy VDN (mode 2). Nikoli, jako u slabších nástrojů, kmitání nástroje. Těžší nástroj D63 společně s držákem začínají výrazně kmitat až na frekvenci 2737 Hz (Mode 4) a dále při mode 5. Při těchto frekvencích je již navržená kontaktní tuhost v upínacím kuželu nedostatečná a držák s nástrojem se „odděluje“ od deformační linie vřetena. Model jsme verifikovali měřenými hodnotami dynamické tuhosti frézovacích vřeten s nástrojem D63/60-70 mm. Výsledek je na Obr. 15.



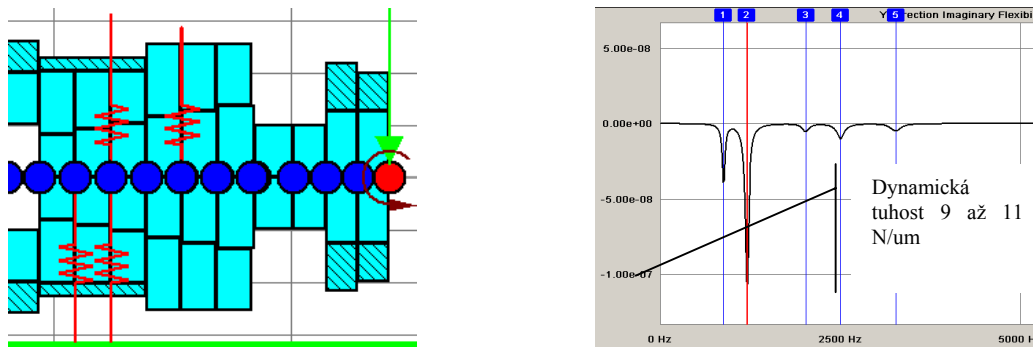
Obr. 14 Model vřetena s nástrojem D63/60 mm



Obr. 15 Porovnání tuhostí výpočtového modelu (sloupce vpravo) s měřením.

8. Těžké hrubovací nástroje

Těžké hrubovací nástroje nad průměr 80 mm jsou technologickou nutností výkonných frézovacích hlav – vřeten. Bohužel, použité se současnými nízkootáčkovými vřeteny ve výměnných hlavách snižují dále vlastní frekvence soustavy VDN a zvyšují její dynamickou poddajnost. To znamená, že je třeba počítat s relativním snížením řezného výkonu. Proto by vřetena pro výměnné hlavy měla mít dynamickou tuhost lepší než $12 \text{ N}/\mu\text{m}$ na konci nástroje. Ideálně 20 až $25 \text{ N}/\mu\text{m}$. Ukážeme to na příkladu.



Obr. 16 Model a poddanost nástroje D120 mm

Zvýšení poddajnosti je dáno konstrukcí nástroje a jeho hmotností vůči vřetenu. Jestliže by se dynamická tuhost soustavy VDN s nástrojem D120 mm pohybovala na úrovni nejvýše 9 až $11 \text{ N}/\mu\text{m}$, pak tomu odpovídá mezní hloubka třísky pro šedou litinu asi $1,7 \text{ mm}$ a řezný výkon cca $150 \text{ cm}^3/\text{min}$ při $200 \text{ ot}/\text{min}$ a 3 kW příkonu a šířce třísky 120 mm , $f_z=0,3$ a $z=12$. Prakticky stejného výkonu i zátěže motoru dosáhneme s nástrojem D63 při otáčkách $400 \text{ 1}/\text{min}$ a při šířce třísky 63 mm , protože dynamická tuhost VDN je vyšší, $a_{p,mez}=2,8 \text{ mm}$! Z dynamického hlediska je tedy výhodnější používat lehčí nástroje menšího průměru při vyšších otáčkách a stejné řezné rychlosti.

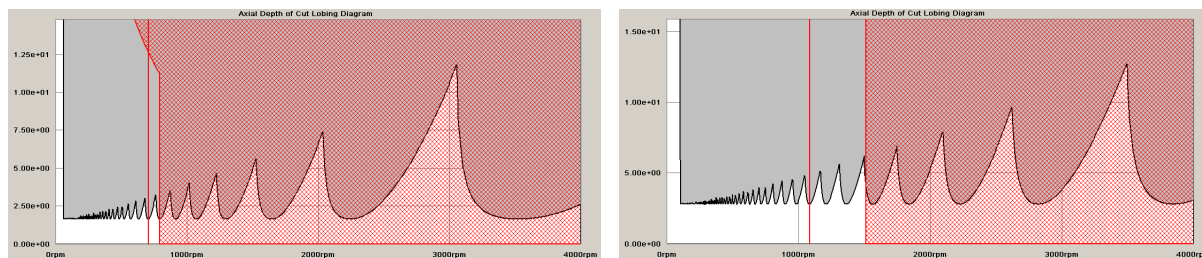


Diagram stability vřetena s nástrojem D120 mm, mezní tříska $1,75 \text{ mm}$

Diagram stability vřetena s nástrojem D63 mm, mezní tříska $2,8 \text{ mm}$

Obr. 17 Stabilita nízkootáčkových vřeten s těžkými nástroji

Pro verifikaci výpočtových modelů s těžkými nástroji je možné použít statistické údaje Tab. 1. Hodnoty byly změřeny na několika strojích a platí pro výměnné nízkootáčkové frézovací hlavy, $n_{\max}=5000 \text{ 1}/\text{min}$. Nástroje se stejným průměrem nejsou identické konstrukce. Dynamická poddajnost a tuhost platí pro dominantní tvar kmitu soustavy VDN. Stejně tak tlumení a vlastní frekvence. Směry X a Y souhlasí se směry obvyklých NC os. Jak je vidět, dynamická tuhost na nástroji nepřevyšuje $13,5 \text{ N}/\mu\text{m}$.

Tab. 1 Dynamická tuhost nástrojů

	směr Y				směr X			
	dynamická poddajnost um/N	dynamická tuhost N/um	tlum %	frek Hz	dynamická poddajnost um/N	dynamická tuhost N/um	tlum %	frek Hz
D100	0,1224	8,2	4,3	448	0,0780	12,8	5,0	421
D160	0,1227	8,2	4,5	277	0,0743	13,5	4,1	297
D160	0,1071	9,3	4,6	519	0,0866	11,6	4,1	535
D160	0,1370	7,3	-	510	0,1850	5,4	-	528
D80	0,0957	10,5	4,2	685	0,0764	13,1	4,6	751

9. Závěr

Na několika příkladech jsme ukázali specifický přístup k modelování, ladění a identifikaci frézovacích vřeten. V praxi se ukazuje, že dostatečnou verifikací modelů je porovnání jejich dynamické poddajnosti s měřením na nástroji nebo na držáku či přístupném konci vřetena. Kromě toho se při verifikaci sleduje podobnost G-přenosů modelu a díla. Použití frekvenčních přenosů k ladění i identifikaci je velmi efektivní metoda, neboť přenosové funkce lze snadno počítat i měřit. Modelování a identifikaci usnadňuje symetrický tvar vřeten a geometrická jednoduchost jejich mechanických dílců. V rámci kategorií vřeten lze mluvit o fyzikální podobnosti konstrukcí a tudíž i o podobnosti frekvenčních charakteristik. Úspěšnost ladění se posuzuje podle jednoduchých kritérií mezní hloubky třísky, řezného výkonu neboli úběru materiálu a podle odebíraného výkonu na vřetenu při stabilním obrábění. Všechny tyto parametry jsou rovněž měřitelné za provozu obráběcího stroje, což se používá jako konečná kontrola úspěšnosti ladění.

10. Poděkování

Tato práce vznikla za finančního přispění MŠMT v rámci podpory projektu výzkumu a vývoje 1M6840770003.

11. Literatura

- P. Bach, 2004. Modelling of Milling Spindles for Optimizing the Spindle Cutting Performance. *Proceedings of 34th International Conference MATADOR*, Manchester, p. 25-35, UK.
- P. Bach, 2004. Milling Spindle Optimisation. *Proceedings of Conference MATAR*, pp. 25-33, Praha.
- J. Tlustý, L. Špaček, (1954) Samobuzené kmity v obráběcích strojích, ČSAV, Praha.