



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV STROJÍRENSKÉ TECHNOLOGIE

INSTITUTE OF MANUFACTURING TECHNOLOGY

**DYNAMICKÉ VLASTNOSTI OBROBKU PŘI
SOUSTRUŽENÍ**

DYNAMIC CHARACTERISTIC OF THE WORKPIECE IN TURNING

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Vít Nádvorník

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Zdeněk Fiala, Ph.D.

BRNO 2016

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav strojírenské technologie
Student: **Bc. Vít Nádvorník**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Strojírenská technologie
Vedoucí práce: **Ing. Zdeněk Fiala, Ph.D.**
Akademický rok: 2015/16

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Dynamické vlastnosti obrobku při soustužení

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Student provede experimentální měření dynamických vlastností různých typů obrobků. Provede stanovení závislosti mezi rozměry obrobku a hodnotami vlastních vrekvenčí a dynamické poddajnosti.

Cíle diplomové práce:

1. Úvod
2. Aktuální literární studie
3. Teoretický rozbor problematiky
4. Experimentální měření
5. Vyhodnocení získaných dat
- 6.. Závěry

Seznam literatury:

TLUSTÝ, J; KROENIGSBERGER, F. Specifications and Tests of Machine Tools. Manchester: UMIST, April, 1970.

TLUSTÝ, J. Manufacturing processes and equipment. New York : Prentice Hall, 1999. 928 s.

LIANG, S.Y., Y.K. KWON a R.Y. CHIOU. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology The International Journal of Advanced Manufacturing Technology: Chatter stability of a slender cutting tool in turning with tool wear effect. 4. vyd. London: Springer-Verlag, 2004, s. 857-864. ISBN 0268-3768.

KARANDIKAR, J., R.E. ZAPATA a T.L. CHMITZ. Incorporating stability, surface location error, tool wear, and uncertainty in the milling super diagram. In: Transactions of the NAMRI/SME. 38. vyd., 2010. ISSN 1047-3025.

LI, H. Z., H. ZENG a X. Q. CHEN. An experimental study of tool wear and cutting force variation in the end milling of Inconel 718 with coated carbide inserts. Journal of Materials Processing Technology. 2006, č. 180, s. 296-304. ISSN 0924-0136. DOI: 10.1016/j.jmatprotec.2006.07.009.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Miroslav Píška, CSc.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Diplomová práce obsahuje teoretický rozbor problematiky vibrací vznikajících při soustružení, způsoby jejich eliminace, měření dynamické poddajnosti a modálních parametrů. Cílem experimentální části je zjistit vliv materiálu a varianty upnutí tří hřídelů na vlastní frekvence, tvary kmitů a dynamickou poddajnost. Díky těmto výsledkům lze optimalizovat řezné parametry a lépe čelit vibracím při obrábění.

Klíčová slova

modální analýza, dynamická poddajnost, vibrace, tvar kmitů, soustružení

ABSTRACT

The contents of master thesis is theoretical analysis of vibrations during turning and possibility to eliminate them, measure dynamic compliance and modal parameters. The goal of experimental part is to determine the effect of material and type of clamping for three shafts at natural frequency, mode shape and dynamic compliance. Using these results we can optimized cutting parameters and to better overcome vibration during machining.

Key words

modal analysis, dynamic compliance, chatter, modal shape, turning

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

NÁDVORNÍK, V. *Dynamické vlastnosti obrobku při soustružení*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 52 s.
Vedoucí diplomové práce Ing. Zdeněk Fiala, Ph.D.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma **Dynamické vlastnosti obrobku při soustružení** vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených na seznamu, který tvoří přílohu této práce.

23.5. 2016

.....
Datum

.....
Bc. Vít Nádvorník

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji tímto Ing. Zdeňku Fialovi, Ph.D. za cenné připomínky a rady při vypracování diplomové práce.

Dále chci poděkovat firmě SVMTech s.r.o. za poskytnuté informace ohledně vybavení pro měření modální analýzy a firmě INTEMAC Solutions s.r.o. za poskytnutí měřicí sestavy pro provedení experimentální části diplomové práce

Děkuji také snoubence a rodině za podporu při vypracování diplomové práce.

OBSAH

ABSTRAKT	4
PROHLÁŠENÍ	5
PODĚKOVÁNÍ.....	6
OBSAH.....	7
ÚVOD.....	9
1 KMITÁNÍ PŘI SOUSTRUŽENÍ	10
1.1 Příčiny vzniku vibrací a jejich následky	10
1.2 Typy kmitání	10
1.2.1 Volné.....	10
1.2.2 Nucené	11
1.2.3 Samobuzené.....	12
1.3 Princip polohové vazby a regenerativní princip	13
2 TEORIE MODÁLNÍ ANALÝZY	15
2.1 Význam a použití modální analýzy.....	15
2.1.1 Frekvenční odezvová funkce	16
2.1.2 Modální analýza v praxi	17
2.2 Předpoklady měřených soustav.....	18
2.3 Metodika měření experimentální modální analýzy.....	18
2.3.1 Příprava měřeného tělesa	18
2.3.2 Měřicí aparatura.....	19
2.3.3 Software a jeho nastavení	22
2.3.4 Postup měření	22
2.3.5 Zpracování získaných dat	23
3 TEORIE DYNAMICKÉ PODDAJNOSTI	26
3.1 Význam a použití dynamické poddajnosti	26
3.2 Metodika měření	26
3.3 Stabilitní diagram.....	26
4 MĚŘICÍ SYSTÉMY DOSTUPNÉ NA TRHU	28
4.2 Výrobci a jejich nabízené systémy.....	28
4.3 Cenové srovnání dostupných systémů	29
5 EXPERIMENTÁLNÍ MĚŘENÍ	30
5.1 Popis experimentu.....	30
5.2 Příprava měřených hřídelů	30
5.3 Schéma a postup měření	31

5.3.1	Použité vybavení.....	31
5.3.2	Měření dynamických vlastností při upnutí v soustruhu.....	32
5.3.3	Měření dynamických vlastností při upnutí ve svěráku	35
5.4	Zpracování dat	36
5.5	Výsledky a grafy závislostí	37
5.5.1	Vyhodnocení výsledků modální analýzy	37
5.5.2	Vyhodnocení výsledků dynamické poddajnosti	39
ZÁVĚR		47
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ		49
SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK		51
SEZNAM PŘÍLOH		52

ÚVOD

Při třískovém obrábění – soustružení se objevuje mnoho faktorů, které výrobní proces ovlivňují ať už pozitivně, nebo negativně. Dynamické vlastnosti řezného nástroje a obrobku jsou rozhodujícím faktorem, který zásadně ovlivňuje vibrace při obrábění, a tím i stabilitu celého procesu. Znalost dynamických vlastností systému může vést, při správném použití, k identifikaci a následnému řešení problémů s nadměrnými vibracemi.

Práce obsahuje stručný popis typů vibrací, možnosti jejich měření a redukce, popřípadě jejich eliminaci pomocí stabilitních diagramů nebo jiných metod. Dále také pojednává o teorii měření modální analýzy a dynamické poddajnosti. Tyto parametry jsou rozhodující pro určení dynamických vlastností obrobku, což je hlavní téma diplomové práce. V práci je uveden postup měření těchto parametrů, dostupné vybavení na trhu a jeho cenová dostupnost.

Za účelem optimalizace procesu soustružení je v experimentální části provedeno porovnání dynamických vlastností tří hřídelů z rozdílných materiálů a zpracována analýza dominantních vlastních frekvencí, vlastních tvarů kmitů a dynamických poddajností při různých podmínkách upnutí. Tyto výstupy jsou užitečné pro efektivní eliminaci vibrací při soustružení na nejnižší možnou mez, a zajistit tak ekonomičnost výroby.

1 KMITÁNÍ PŘI SOUSTRUŽENÍ

Vibrace při obrábění jsou jednou z největších překážek, které nám brání při produktivnějším, efektivnějším a hospodárnějším obrábění. Tuto myšlenku vyslovil už v roce 1906 Taylor a do současnosti se tomuto problému věnovalo mnoho vědců jako například Tobias, Tlustý a Poláček, kteří sestavili základní teorii regenerativního kmitání. Tento typ kmitání je v diplomové práci podrobněji popsán. Při analýze vibrací během soustružení se zaměřujeme na soustavu obrobek – stroj – nástroj. Tato práce se zabývá především analýzou obrobku a určení jeho dynamických vlastností [1].

1.1 Příčiny vzniku vibrací a jejich následky

Pro celistvé pochopení chvění při obráběcím procesu je nutné se nejprve zamyslet, proč chvění vzniká a jaké jsou jeho následky. Mezi příčiny zařazujeme [2]:

- nevyváženost rotačních součástí (obrobek, vřeteno),
- diskontinualita řezu,
- rázy při procesu obrábění,
- řezný proces – samobuzené kmitání.

Následky vibrací jsou vždy nežádané a ve výjimečných případech může dojít k trvalému poškození jedné nebo více částí systému obrobek – stroj – nástroj. Mezi základní důsledky patří [2]:

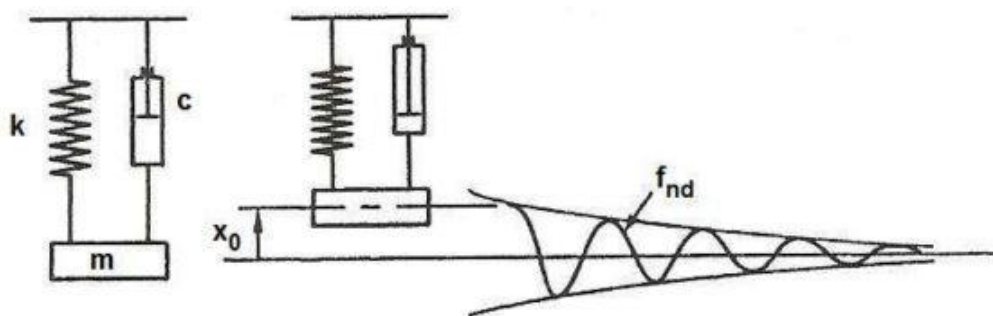
- snížená kvalita obráběného povrchu,
- snížená přesnost obráběcího procesu,
- nadměrné opotřebení nástroje,
- snížená životnost obráběcího stroje,
- zvýšení hlukové emise na pracovišti.

1.2 Typy kmitání

Pro hlubší pochopení problematiky vibrací při obráběcích procesech je třeba rozlišit typy kmitání dle jejich příčin, důsledků a jaký tvar má jejich diferenciální rovnice.

1.2.1 Volné

Tento typ kmitání reprezentuje soustava vychýlená ze své rovnovážné polohy jednorázovým silovým účinkem a postupným útlumem se do této polohy vrací. Jako výsledek soustava vykonává pohyb se snižující se amplitudou a frekvencí totožnou s přirozenou tlumící frekvencí $f_d = f_n$. Jako model soustavy si lze představit kombinaci pružiny, tlumiče a závaží na obr. 1 [2].



Obr. 1 Model volného kmitání [2].

Pohyb tohoto typu kmitání lze vyjádřit pomocí diferenciální rovnice takto:

$$m\ddot{x} + b\dot{x} + kx = 0 \quad (1.1)$$

Kde: x [m] – vzdálenost,

m [kg] – hmotnost,

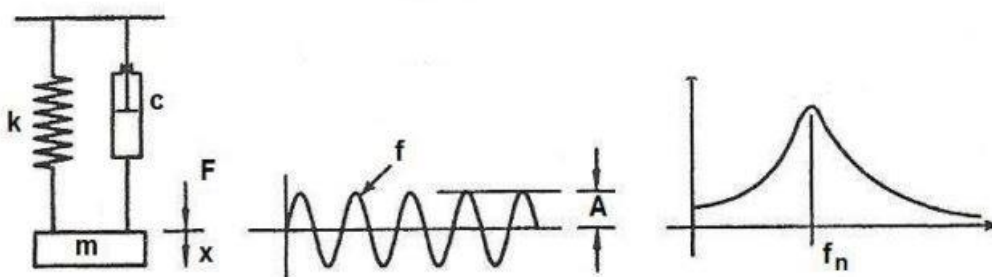
b [kg/s] – konstanta úměrnosti,

k [N/m] – tuhost pružiny.

Volné kmitání je náhodný proces a je velmi těžké mu předcházet, ale většinou je vliv zanedbatelný z důvodu rychlého útlumu. Příčinou může být nehomogenita materiálu, rychlé započetí řezu nebo jiný jednorázový silový vstup.

1.2.2 Nucené

Nucené kmitání je projevem přítomnosti periodicky proměnlivé síly v systému obrobek – stroj – nástroj viz obr. 2.



Obr. 2 Model nuceného kmitání [2].

Matematicky ho lze popsat dle vztahu 1.2.

$$\mathbf{m}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{b}\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{k}\mathbf{x} = \mathbf{F}(t) \quad (1.2)$$

Kde: $\mathbf{F}(t)$ [N] – periodická síla.

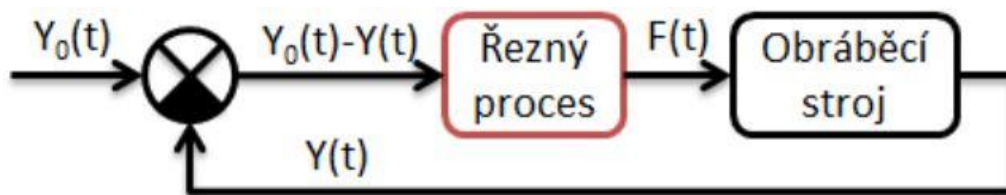
Příčiny způsobující nucené kmitání

- Silové impulzy vznikající v obráběcí soustavě [3]:
 - nevývaha rotujících hmot,
 - přímočaré vratné pohyby.
- Periodicky přerušovaný obráběcí proces [3]:
 - periodická změna průřezu třísky,
 - diskontinuální řezné operace (obrábění n-hranného polotovaru).
- Silové impulzy vnesené do systému obrobek – stroj – nástroj skrze základy obráběcího stroje [3].

Nucené kmitání se objevuje téměř u všech obráběcích strojů. Většinou se jedná o nevývahu u rotačních součástí stroje. Tyto vibrace se stávají závažnými až v okamžiku, když se budící frekvence blíží vlastní frekvenci soustavy.

1.2.3 Samobuzené

Samobuzené kmitání je velmi komplikovaný proces, který nastává v důsledku interakce soustavy obrobek – stroj – nástroj. Objevuje se jak při operaci hrubování, tak při dokončování. Kmity vznikají zpětnovazebným ovlivňováním řezného procesu a soustavy obráběcího stroje. Jsou způsobené periodickou modulací statické složky řezné síly F , která je vyvinuta proměnnou hloubkou třísky. Změna hloubky třísky je způsobena změnou polohy nástroje a obrobku v důsledku kmitání celého systému. Zpětnovazební schéma je na obr. 3 [4].

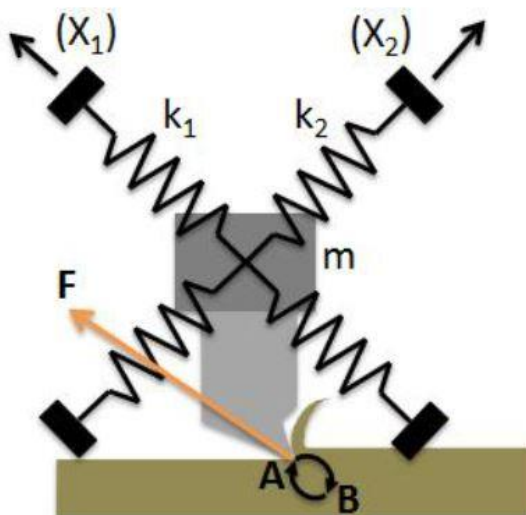


Obr. 3 Zpětnovazební obvod [5].

Frekvence samobuzeného kmitání je dána vlastnostmi kmitajícího systému a je velmi blízká vlastní frekvenci jednoho z rozhodujících členů systému. Samobuzené kmitání se projevuje hlukem a stopami po vibracích na obrobené ploše. Dalším negativním výsledkem regenerativních kmitů je nadměrné namáhání stroje a nástroje. To vede ke snížení životnosti nástroje a zvýšení výrobních nákladů [2].

1.3 Princip polohové vazby a regenerativní princip

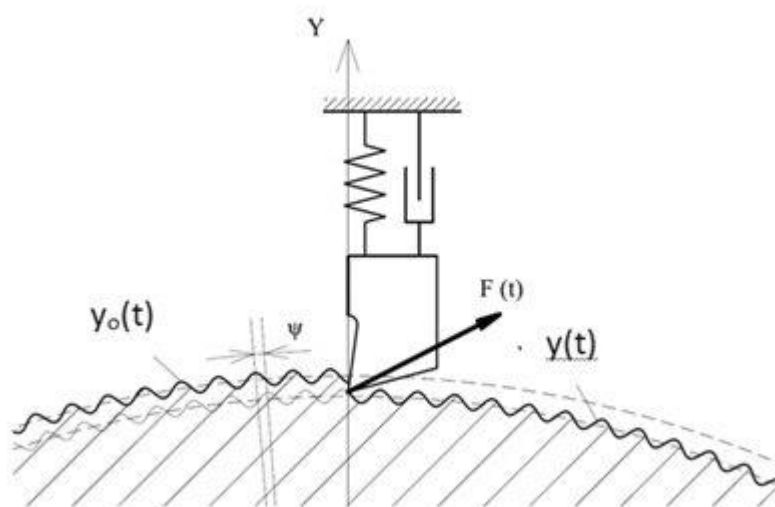
Dle principu polohové vazby je pro existenci samobuzeného kmitání nutná přítomnost dvou dominantních tvarů kmitů mezi obrobkem a nástrojem. Mají různé vlastní frekvence a jsou navzájem kolmé. Periodicky proměnná řezná síla pak systém rozkmitá současně v obou dominantních směrech na stejnou frekvenci a na konstantní vzájemnou fázi. Výsledkem je břit pohybující se po eliptické dráze. Princip polohové vazby je zobrazen na obr. 4 [2].



Obr. 4 Princip polohové vazby [5].

Při pohybu břitu nástroje z bodu A do bodu B působí řezná síla proti směru pohybu obrobku a odebírá ze systému energii. Při pohybu z bodu B do bodu A řezná síla dodává energii do systému. Je to z důvodu větší tloušťky třísky při pohybu z bodu B do A než při pohybu z A do B. Proto převažuje energie do systému dodávaná. Pokud systém není adekvátně tlumen, může docházet k samobuzeným kmitům díky principu polohové vazby na hladkém neobráběném povrchu. Rozhodující je pro tento princip vzájemná orientace řezných sil a kmitavého systému stroje [2].

Regenerativní princip je založen na odběru třísky z povrchu obrobku, který byl vytvořen stejným nástrojem v předchozím kroku, např. povrch vytvořený při předchozí otáčce během operace soustružení. Pokud dojde k vzájemné vibraci mezi nástrojem a obrobkem, pak dochází k regeneraci vlnitosti na obráběném povrchu. Nástroj v následujícím kroku narazí na zvlněný povrch a tloušťka třísky s řeznou silou periodicky mění svou hodnotu. Nově vytvořený povrch je opět zvlněný a vytváří opět periodickou změnu zmíněných hodnot. Regenerativní princip je na obr. 5 [7].



Obr. 5 Regenerativní princip [7].

2 TEORIE MODÁLNÍ ANALÝZY

Modální analýza je moderní vědní obor dynamiky, který k popisu vlastností kmitů a kmitavého chování inženýrských konstrukcí (resp. jejich součástí – soustav) užívá možnosti rozkladu složitého kmitavého procesu na dílčí modální příspěvky. Každý příspěvek je charakterizován vlastní frekvencí, tlumením a modálním tvarem kmitu [8].

2.1 Význam a použití modální analýzy

Modální analýza je oblastí dynamiky, která má velký význam v technické diagnostice. Díky této metodě a určených výsledných modálních vlastností systému můžeme získat úplný dynamický popis mechanické soustavy nebo konstrukce. Většina problémů spojených s nadměrným hlukem či mechanickým chvěním v technické praxi je způsobená vlastnostmi samotného systému, které nazýváme modálními. Tyto vlastnosti se vypočítávají a následně vyhodnocují v rámci zkoušek modální analýzy. Díky těmto parametrům dokážeme predikovat výsledné vlastnosti systému [9].

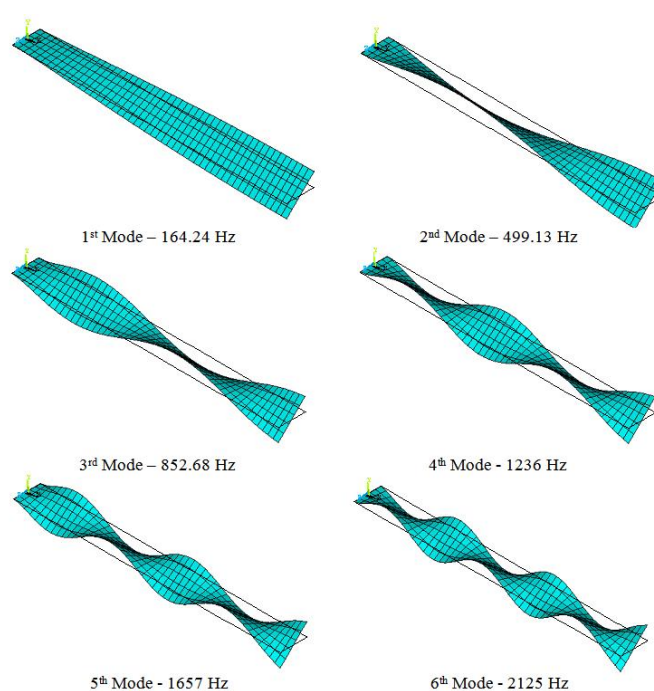
K výsledným parametrům modální analýzy patří:

- vlastní frekvence soustavy,
- vlastní tvary kmitů,
- vlastní tlumení tvarů kmitů.

Modální analýzu můžeme provádět buď v teoretické rovině jako výpočtovou, a nebo v rovině praktické provedením experimentálního měření reálné struktury. Hodnoty vypočtené jsou často porovnávány s hodnotami naměřenými, avšak v technické praxi se jen zřídka shodují [9].

Při matematickém modelování kmitavého chování jsou sestaveny pohybové rovnice a výsledné vlastnosti modální analýzy napočteny užitím tzv. modální transformace. Tato transformace spočívá v náhradě soustavy vzájemně vázaných homogenních diferenciálních rovnic soustavou nezávislých, izolovaně řešitelných homogenních diferenciálních rovnic. Složité výpočty soustavy pohybových rovnic je v mnohých případech nutné podrobit matematickému zjednodušení, které může vést k možným chybám. Teoretická modální analýza se stává nenahraditelnou v případě neexistence reálné soustavy, ale pouze softwarového modelu [9].

Při experimentální modální analýze se určují vlastní frekvence, vlastní tvary kmitu (viz obr. 6) a modální útlum dané soustavy pomocí experimentálně naměřené vhodné množiny dat frekvenční odezvové funkce $H(\omega)$. Tyto funkce bývají také často označovány jako kmitočtové charakteristiky. Jen korektně provedená experimentální modální analýza nejpřesněji určí skutečné modální vlastnosti [9].

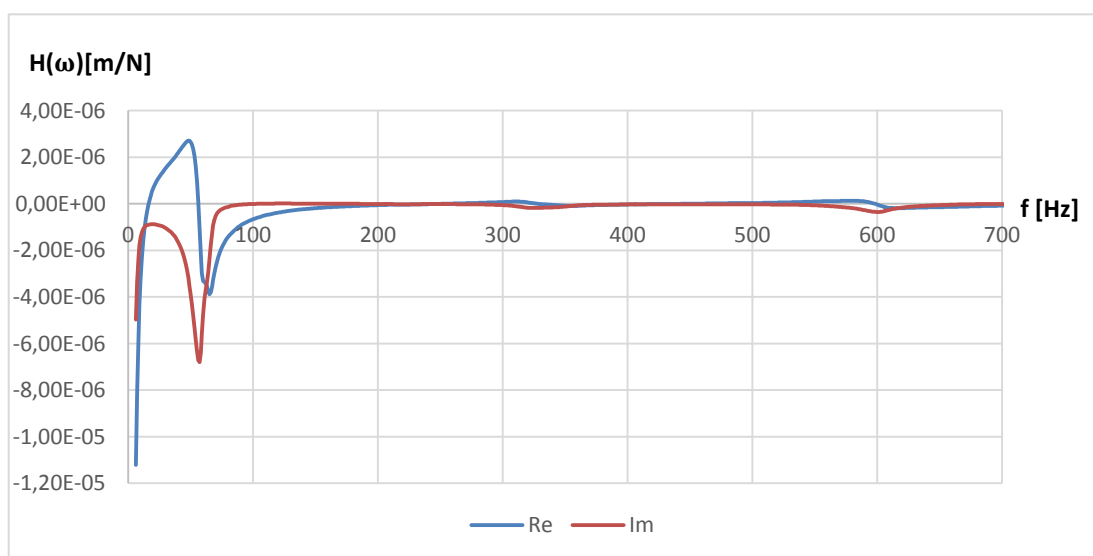


Obr. 6 Příklad zobrazení vlastních tvarů kmitů [16].

2.1.1 Frekvenční odezвовá funkce

Experimentální modální analýza je založena na určení frekvenční odezвовé funkce (frequency response function – FRF). Její podstatou je zjištění časového průběhu dynamického buzení soustavy $F(t)$ a zároveň odpovídajícího časového průběhu odezvy testované soustavy $x(t)$ ve frekvenční oblasti [9].

Frekvenční odezвовá funkce představuje poměr výstupu a vstupu do systému. Interpretuje tedy vlastnost vyjadřující dynamickou poddajnost zkoumaného modelu či soustavy [9].



Obr. 7 Příklad frekvenční odezвовé funkce.

V případě experimentálního měření lze použít pro popis dynamiky soustavy jednu ze tří veličin: vychýlení, rychlost nebo zrychlení. Odpovídající frekvenční odezvové funkce k těmto veličinám se nazývají: poddajnost, pohyblivost a akcelance. Tyto veličiny jsou spojeny algebraickými vztahy (viz tabulka 1.1) a je tedy možné, na základě změřené charakteristiky jedné z těchto veličin matematicky odvodit charakteristiky dvou zbývajících [9].

Tab. 1.1 Frekvenční odezvové funkce jednotlivých veličin chvění.

Poddajnost	$H(\omega) = \frac{x(\omega)}{F(\omega)}$
Pohyblivost	$H(\omega) = \frac{\dot{x}(\omega)}{F(\omega)}$
Akcelance	$H(\omega) = \frac{\ddot{x}(\omega)}{F(\omega)}$

2.1.2 Modální analýza v praxi

Metodou modální analýzy je možné řešit relativně rychle a pohodlně mnoho technických problémů [8].

- Určení modální frekvence soustav, které při shodě s budicí frekvencí vedou k nadměrnému rozkmitání (rezonanci), a tím snížení životnosti a spolehlivosti konstrukcí.
- Určení vlastních tvarů kmitů a konfrontace s budicími účinky s cílem posouzení možnosti výskytu rezonance.
- Vytvářet modální modely odměřených soustav, pomocí nichž lze v uvažovaném frekvenčním pásmu simulovat jejich kmitavé chování.
- Modifikace konstrukce soustav připojením přídatných prvků s cílem přeladění mimo pásmo škodlivých účinků. Pomocí MKP simulace lze nenáročně posuzovat navržené varianty.
- Identifikace provozních naměřených odezev a zjištění místa budicích účinků [8].

2.2 Předpoklady měřených soustav

Při zkoumání dynamických účinků buzené mechanické soustavy metodou experimentální modální analýzy je nezbytné předpokládat linearitu vyšetřovaného systému, to znamená, že odezva systému je přímo úměrná odpovídajícímu buzení. I když v praxi nikdy nepracujeme se systémy čistě lineárními, bude provádění modální analýzy uvažovat nejlepší možnou lineární aproximaci systémové odezvy. Linearita systému udává tři základní předpoklady [9]:

- superpozice – určuje nezávislost pořadí při skládání budících účinků,
- homogenita – určuje nezávislost na velikosti použitých amplitud buzení,
- reciprocita – předpokládá existenci symetrie, a tedy místo účinku buzení a místo zjišťování odezvy je volně zaměnitelné při získání stejné hodnoty [9].

Pro mechanické soustavy v technické praxi je také nutné přijmout předpoklady:

- kauzality – mechanické soustavy nekmitají dokud nejsou buzeny,
- stability – kmity mechanických soustav dozní po ukončení buzení,
- časové invariance – dynamické parametry mechanické soustavy jsou neměnné v čase [9].

2.3 Metodika měření experimentální modální analýzy

Experimentální modální analýzu lze rozdělit na přípravu, měření a vyhodnocení. Každá z těchto částí vyžaduje určitou přípravu a vybavení. Celým procesem experimentálního měření modální analýzy lze postupovat následujícím způsobem.

2.3.1 Příprava měřeného tělesa

Na začátku celého procesu měření je nutné připravit těleso, pro které chceme modální analýzu provést. Je důležité určit uložení tělesa a zvolit počet a místo bodů pro buzení a snímání odezvy [10].

Nejčastější druhy uložení jsou:

- Volné – jedná se o uložení na velmi měkkých pružinách. Takto uložené těleso má 6 stupňů volnosti. V praxi toho lze dosáhnout položením tělesa na velmi měkkou podložku (molitan). Používáme jej předostně pro zjištění korelace mezi experimentálním a výpočtovým modelem.
- Vetknuté – toto uložení považujeme v určitých bodech tělesa za teoreticky nehybné. Ve skutečnosti lze označit uložení za vetknuté, pokud odezva znehybněných stupňů volnosti je nižší než 10 % odezvy ostatních stupňů volnosti.
- In situ - uložení v provozních podmínkách. Toto uložení volíme, pokud hledáme modální parametry pro reálné soustavy v reálných podmínkách [10].

Počet a hustotu bodů, ve kterých chceme snímat odezvu daného tělesa, volíme podle počtu potřebných módů, které chceme vyšetřit. Platí, že čím vyššího módu dosahujeme, tím je jeho tvar složitější. To znamená, že pro realistické vykreslení vyšších módů volíme hustou síť bodů. Není ale vhodné zvolit bodů zbytečně mnoho z důvodu časové náročnosti měření. Body se znázorní na měřené struktuře a je nutné je vnést také do programu, ve kterém budeme data zpracovávat. V této fázi se také volí referenční bod měření, na který jsou kladeny tyto požadavky [8]:

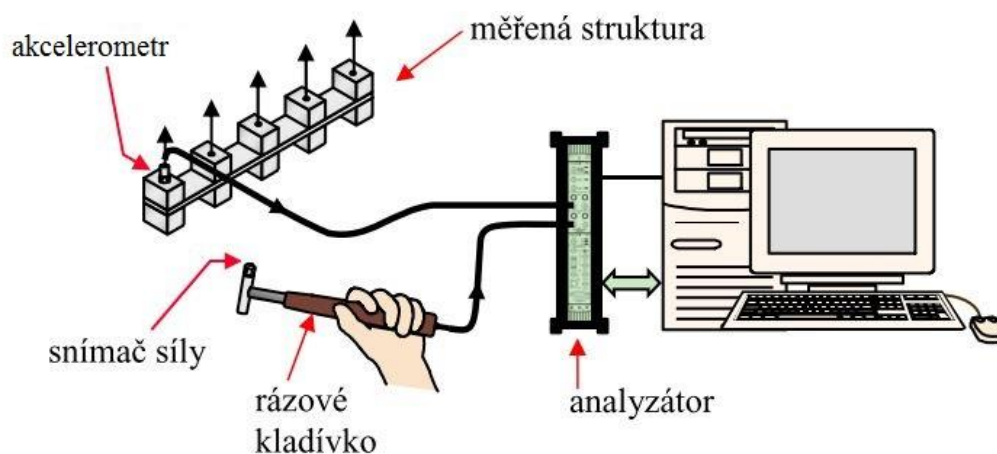
- dostatečně velká odezva pro všechny módy,
- nejmenší možné ovlivnění připevněním akcelerometru nebo budiče.

Je zřejmé, že tyto dva požadavky jsou v rozporu, a proto se volí kompromis mezi oběma podmínkami. Pokud se jedná o měření odezvy pomocí akcelerometru, má přednost podmínka první [8].

2.3.2 Měřicí aparatura

Při měření frekvenční odezvy funkce v měřícím řetězci rozlišujeme čtyři základní jednotky:

- buzení,
- snímače signálu,
- analyzátor,
- software pro zpracování signálu.



Obr. 8 Soustava pro měření s rázovým kladívkem [8].

Buzení:

Buzení měřené struktury se vyvolává rázovým kladívkem nebo dynamickým budičem vibrací. Mechanismus buzení volíme dle účelu, za kterým modální analýzů provádíme [10].

Impulzní buzení rázovým kladívkem (viz obr. 9) je nejjednodušší a nejrychlejší způsob, jak lze vybudit měřenou soustavu. Tento způsob nevyžaduje přípravu a lze jej použít v provozních podmínkách. Hmotnost a tvrdost hrotu volíme dle frekvencí, které chceme vybudit. Platí, že čím je kladívko větší a hrot má nižší tvrdost (pryž), jsou frekvence nižší – cca 100Hz. Pokud použijeme malé kladívko s hrotem o vysoké tvrdosti (kov), vybudené frekvence budou vysoké – cca 12 kHz [10].

Při použití dynamického budiče vibrací se otevírají další možnosti a varianty měření modální analýzy. Nevýhodou je ale složitější montáž v provozních podmínkách. Dynamický budič vibrací nám poskytuje velkou škálu budičích signálů. Nejčastěji se používá signál náhodného šumu, který lze pásmově omezit podle toho, který frekvenční rozsah nás zajímá. Budič se připojuje k měřené struktuře pomocí budičí tyčky, která je tuhá ve směru buzení a poddajná v ostatních směrech. Tím je zaručena nepřítomnost přídavného buzení. Budičí tyčka také nesmí být příliš dlouhá a pružná. V opačném případě by mohla vnášet do systému vlastní frekvence, které jsou z důvodu objektivity měření nepřípustné [10].



Obr. 9 Rázové kladívko s hliníkovým hrotem - Brüel & Kjaer 8206 [12].

Snímače signálu:

Při modální analýze se snímá odezva soustavy a budičí síla. Pro snímání frekvenční odezvy se v dnešní době používají akcelerometry. Pro snímání budičí síly se používají snímače síly. Akcelerometry fungují na principu piezoelektrického jevu. Pohyb pláště akcelerometru oproti seizmické hmotě vyvolává v deformačním piezoelektrickém členu mechanické napětí, které indukuje elektrický náboj. Dle náročnosti měření je možné zvolit jednoosý nebo tříosý akcelerometr viz obr. 10 [8, 11].

Pro získání objektivních dat je nutné zajistit správné spojení akcelerometru a měřené struktury. V praxi se nejčastěji používá spojení pomocí včelího vosku nebo je akcelerometr magnetický. Včelí vosk je rychlý a nenáročný způsob spojení a zároveň neovlivňuje měření. Spojení pomocí magnetu je použitelné do frekvencí 1 500 Hz [10].

Snímač síly je většinou součástí rázového kladívka a jeho připevnění není nutné řešit. Pokud se použije pro buzení dynamický budič vibrací, je nutné snímač síly k měřené struktuře připojit, což se nejčastěji provede zašroubováním snímače do struktury [10, 11].



Obr. 10 Třísosý akcelerometr - Brüel & Kjaer 4524 [12].

Analyzátor:

Pro zpracování signálu při měření modální analýzy používáme FFT analyzátory. Používají rychlou fourierovu transformaci (FFT) pro převod časového signálu do frekvenčního oboru. Tento formát již je schopen zpracovat software a vyhodnotit z něj modální parametry. Pro mechanické systémy a diagnostiku vibrací jsou vhodné analyzátory firmy Brüel & Kjaer viz obr. 11. Podle náročnosti měření volíme analyzátor s určitým počtem kanálů. Například při použití třísosého akcelerometru použijeme pro signál z každé osy vlastní kanál na analyzátoru. Do analyzátoru také zapojíme přívod z rázového kladívka nebo ze snímače síly [11].



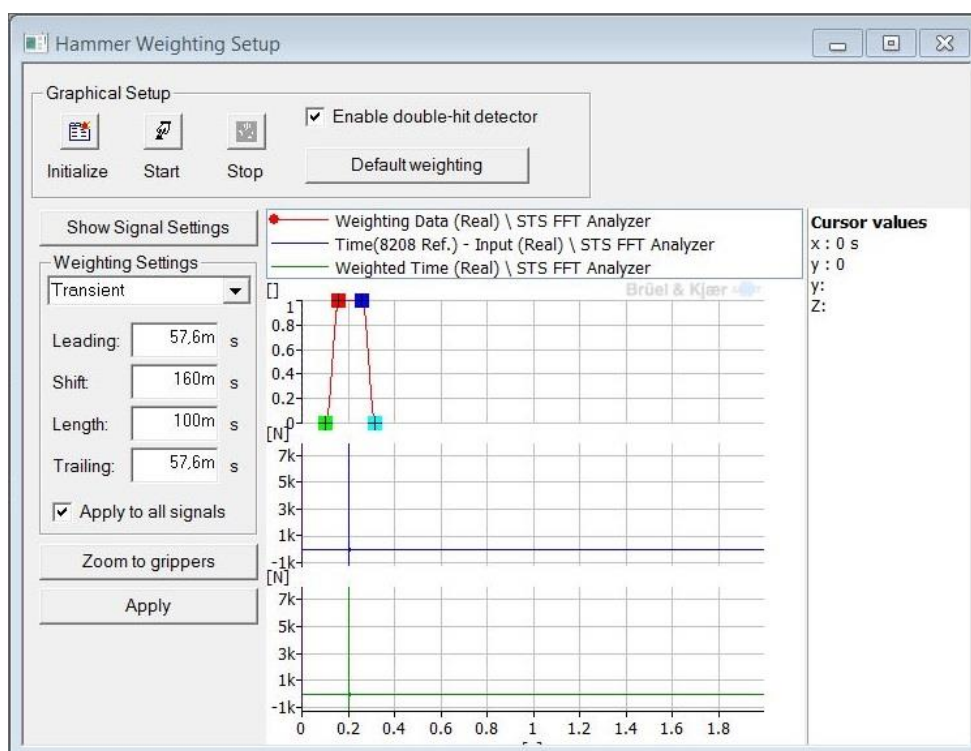
Obr. 11 FFT analyzátory Brüel & Kjaer [12].

2.3.3 Software a jeho nastavení

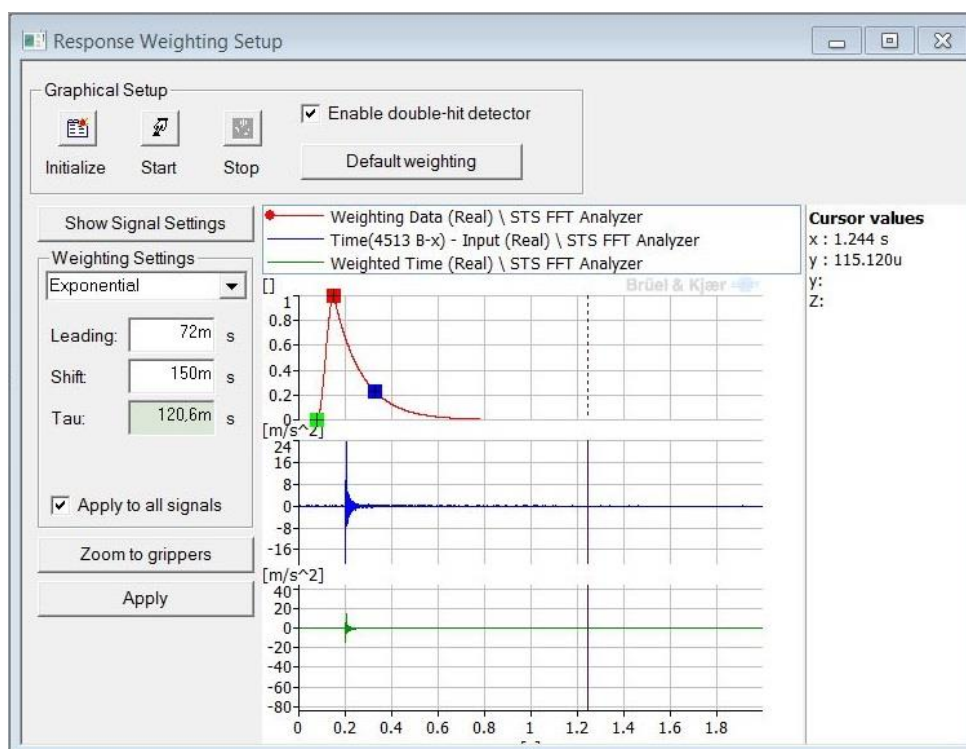
Pro zpracování a vyhodnocení signálu se používá notebook s příslušným software. Tento software se dodává ve většině případů spolu s ostatním vybavením. Jeden z nejčastějších je program PULSE LabShop, který dodává firma Brüel & Kjaer. Před započítím měření je nutné vytvořit geometrický model měřené součásti. Poté se nastaví umístění akcelerometru dále počet a umístění bodů, ve kterých se daná soustava budí. Také se zadává směr buzení dle zvoleného souřadného systému.

2.3.4 Postup měření

Propojení celé měřicí sestavy je velmi jednoduché a intuitivní. Propojí se analyzátor s notebookem, dále se do analyzátoru připojí akcelerometr a rázové kladívko, příp. modální budič viz obr. 8. Akcelerometr se připevní na stanovené místo pomocí včelího vosku nebo magnetu. V dalším kroku se určí, při jakém silovém impulzu měřicí sestava je schopna zaznamenat odezvu systému, jedná se o kalibrační úder. Při prvním kalibračním úderu se nastaví možná úchylka oproti kalibračnímu impulzu viz obr. 12. V druhém kalibračním úderu se nastaví zaznamenávaná oblast odezvy z důvodu odstranění šumu viz obr. 13.



Obr. 12 Nastavení rozptylu budícího úderu (Pulse LabShop).



Obr. 13 Nastavení zaznamenávané oblasti pro odstranění šumu (Pulse LabShop).

Poté se provedou úder pro hlavní měření. Software sám určuje, v jakém místě a směru se bude systém budit. Pro konrekní provedení úderu je vhodná manuální zručnost.

Při úderu je riziko těchto chyb:

- úder rázovým kladívkem je příliš slabý,
- úder rázovým kladívkem je příliš silný,
- dvojitý úder,
- špatný dopadový úhel rázového kladívka.

Pokud úder nesplňuje kritéria, software vyzve obsluhu k opakování úderu a zobrazí chybu, které jsme se při úderu dopustili.

2.3.5 Zpracování získaných dat

Cílem modální analýzy je získat modální vlastnosti systému, které jsou popsány v kap. 2.1. Modální model je možné interpretovat číselně, např. při porovnání reálného modelu s matematickým modelem. Pro prezentaci vlastních tvarů kmitů je samozřejmě vhodnější obrázek nebo video [10].

Modální model je tvořen dvěma maticemi [10]:

- spektrální matice (na diagonále má vlastní frekvenci a tlumení),

- modální matice (její sloupce jsou vlastní vektory příslušející k jednotlivým vlastním frekvencím).

Select Shape	Frequency (or Time)	Damping	Units	Damping (%)
1	61,29	2,3	Hz	3,75
2	324,5	16,3	Hz	5,016
3	352,9	7,5	Hz	2,125
4	420,2	6,9	Hz	1,642
5	618,3	11	Hz	1,779
6	1551	21	Hz	1,354

Obr. 14 Tabulka hodnot vlastních frekvencí a tlumení (Pulse LabShop).

Pro číselné vyjádření modálních vlastností systému se používá tabulková forma viz obr. 14. V tabulce nám software poskytne vlastní frekvence a vlastní tlumení. Kde tlumení je udáváno ve formě [10]:

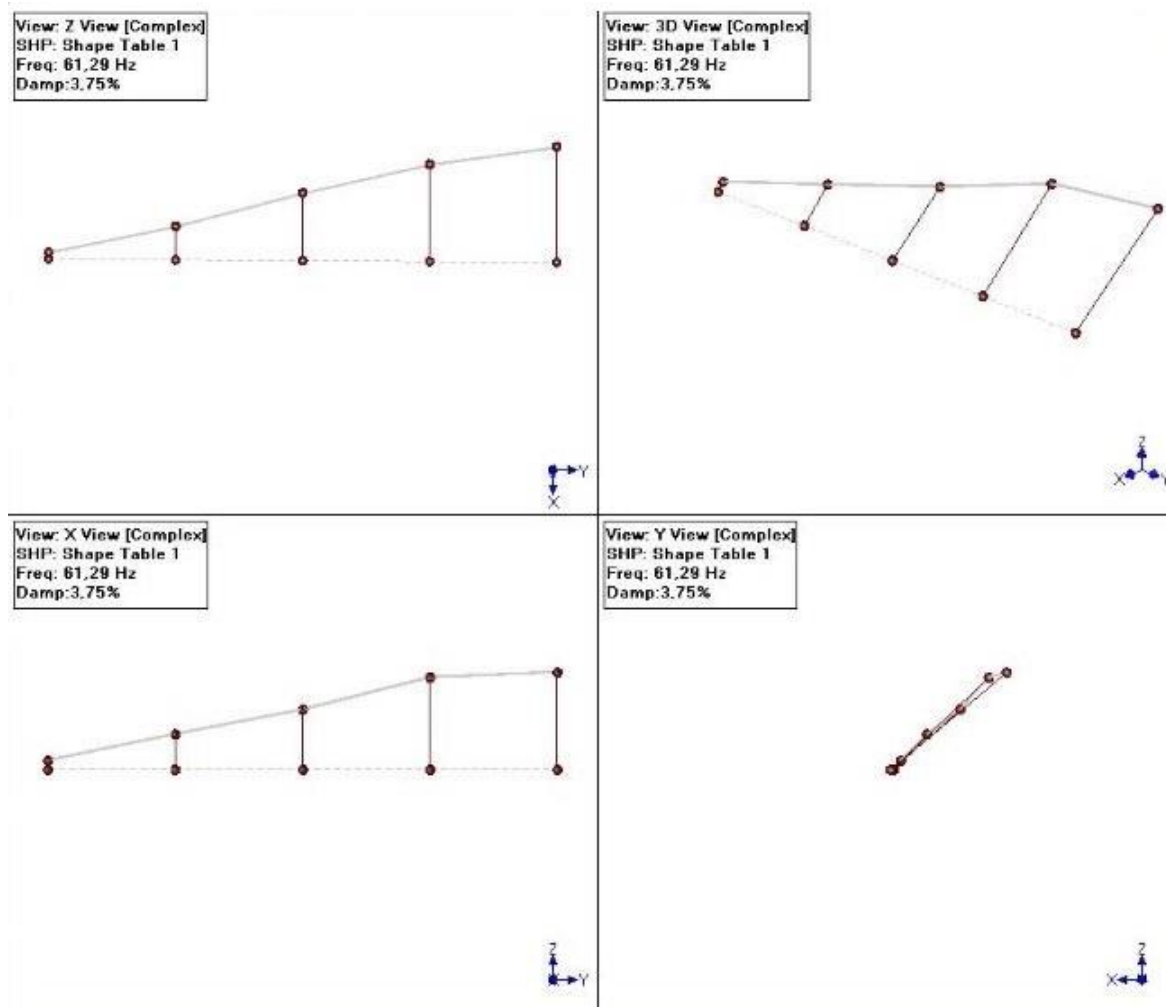
- tlumení v jednotce Hz,
- poměrný útlum v procentech.

Lze také číselně získat jednotlivé vlastní tvary ve formě poměrných výchylek a fází v jednotlivých stupních volnosti. Na obr. 15 lze vidět hodnoty pro první dva vlastní tvary a jejich jednotlivé hodnoty v bodech měření. Data pocházejí z tříosého akcelerometru, z toho vyplývá, že každý bod má 3 stupně volnosti ve směrech souřadného systému [10].

Select DOF	DOFs	Shape 1		Shape 2	
		Magnitude	Phase	Magnitude	Phase
M#1	2X:2Y	2,177	334,7	5,575	283,9
M#2	2X:2X	132,2	160,4	69,4	9,213
M#3	2X:-2Z	36,7	168,6	34,17	181,7
M#4	7X:2Y	1,746	341,4	1,523	337,1
M#5	7X:2X	106,7	166,8	16,13	57,08
M#6	7X:-2Z	31,18	175,2	10,8	187,3
M#7	6X:2Y	1,202	347,6	3,57	99,72
M#8	6X:2X	73,84	172,3	43,12	194
M#9	6X:-2Z	21,04	185,8	23,63	3,03
M#10	5X:2Y	0,699	7,458	4,723	113,2
M#11	5X:2X	38,06	185	56,92	195,9
M#12	5X:-2Z	10,58	211,2	31,89	359
M#13	1X:2Y	0,1825	354,7	3,069	75,46
M#14	1X:2X	8,954	177	49,42	189,1
M#15	1X:-2Z	3,129	256,5	15,34	275,3
M#16	-2Z:2Y	0,6079	23,75	18,63	347,4

Obr. 15 Tabulka hodnot vlastních tvarů pro první dva módy (Pulse LabShop).

Tabulkový výstup vlastních tvarů není příliš přehledný a pro posouzení vlastních tvarů se nepoužívá, je však nutný, pokud se číselně srovnávají vlastní tvary získané experimentálně a matematicky. Pro běžné posouzení a zobrazení vlastních tvarů se používá vykreslení tvaru a jeho animace viz obr. 16. Animaci umožňují všechny programy pro modální analýzu, ale jen některé umožňují exportovat animaci ve formátu AVI. Pokud se vlastní tvar prezentuje v tištěné podobě, použije se pouze statický obraz. Při statickém zobrazení tvarů kmitů je zobrazena největší výchylka [10].



Obr. 16 Vykreslení vlastních tvarů kmitů (Pulse LabShop).

3 TEORIE DYNAMICKÉ PODDAJNOSTI

3.1 Význam a použití dynamické poddajnosti

Dynamická poddajnost je jednou z reprezentací FRF. Jedná se o vyjádření závislosti dynamického buzení a odezvy měřené soustavy. Respektive závislost posunutí na síle buzení. Díky tomu lze zkoumat tendence pohybu soustavy při vybuzení v různých místech. Dynamická poddajnost je základním prvkem pro tvorbu diagramu stability, který je popsán v kap. 3.3. Pro zjištění dynamické poddajnosti $H(\omega)$ lze použít vztah 1.3.

$$H(\omega) = \frac{x(\omega)}{F(\omega)} \quad (1.3)$$

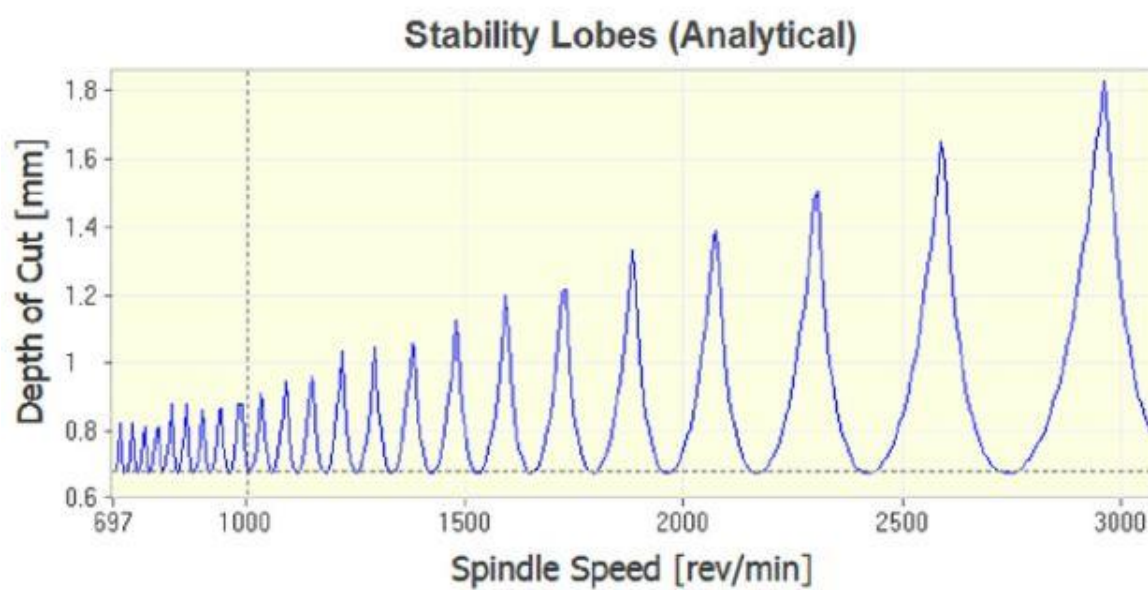
3.2 Metodika měření

Pro měření dynamické poddajnosti použijeme totožnou měřicí sestavu jako pro modální analýzu, což je podrobně rozebráno v kap. 2.3. Rozdíl oproti modální analýze spočívá v provedení měření. Při měření dynamické poddajnosti je cílem získat v různých bodech měřené soustavy hodnotu dynamické poddajnosti. Proto v každém zvoleném bodě se provede buzení rázovým kladívkem s tím, že akcelerometr je v bodě měření ale proti úderu rázového kladívka aby mohl zaznamenat odezvu v daném směru. Tím se získá odezva ve všech zvolených bodech a v rámci zpracování dat také hodnota dynamické poddajnosti ve všech těchto bodech. Pro tuto aplikaci je vhodné použít tříosého akcelerometru, který sníží časovou náročnost celého měření. Není tedy nutné v daném bodě akcelerometr přesouvat, ale snímá v daném bodě odezvu ve třech osách.

3.3 Stabilitní diagram

Stabilitní diagram (lobe diagram) viz obr. 17 slouží k určení řezných podmínek pro obrábění bez regenerativního kmitání. Ukazuje závislost mezní šířky třísky na otáčkách vřetene. Lze ho také zjednodušeně definovat jako nástroj pro nejefektivnější a nejchopitelnější obrábění pro daný výrobek. Celý diagram je rozdělen na dvě části křivkou stability. Nad křivkou stability se nachází oblast výskytu regenerativního kmitání. Pod křivkou stability se nachází oblast stabilního obrábění. Díky diagramu stability se určí maximální otáčky pro danou šířku záběru ostří a opačně. Každý takový diagram je sestaven pro jednu hodnotu posuvu, protože se změnou posuvu se také mění řezný odpor materiálu, a ten ovlivňuje tvar stabilitního diagramu [14].

Křivku stability získáme měřením FRF na daném stroji s upnutým nástrojem a obrobkem. Hodnotíme tedy stroj jako celek z hlediska vzniku regenerativního kmitání. Tyto data se zpracují ve výpočetním software např. Microsoft Excel a pomocí výpočtů lze sestavit diagram stability. Takový stabilitní diagram ale platí jen pro daný stroj a obrobek. Pro jinou aplikaci je možné sestavit výpočtové tabulky v programu Excel a pouze měnit vstupní hodnoty. Používání stabilitních diagramů ale v praxi není rozšířeno hlavně z důvodu vysoké finanční investice do měřicího vybavení [14].



Obr. 17 Diagram stability[15].

4 MĚŘICÍ SYSTÉMY DOSTUPNÉ NA TRHU

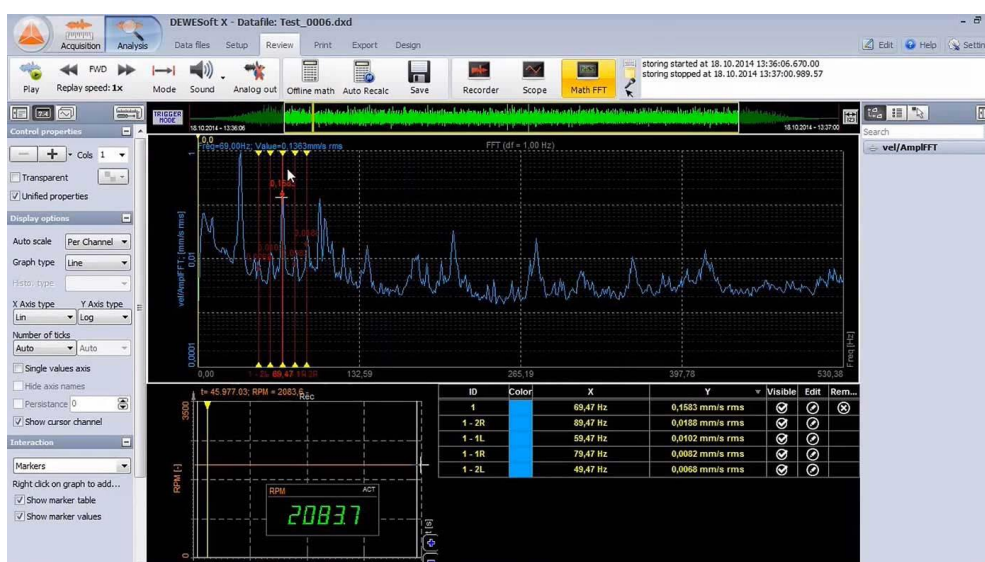
V současné době se v důsledku rychlého rozvoje technologií objevuje čím dál více řešení pro problematiku měření vibrací a jejich vyhodnocení. Zákazník je nucen dobře zvážit, jaké vybavení na trhu hledá a pro jaké aplikace ho bude používat.

4.2 Výrobci a jejich nabízené systémy

Na trhu je řada výrobců a dodavatelů pro tuto problematiku. Jedná se o firmy, které dodávají pouze hardwarové vybavení, softwarové vybavení nebo celé měřicí sestavy. Vždy se doporučuje konzultovat svoje potřeby s dodavatelem a pokud je to možné používat vybavení od jedné společnosti z důvodů lepší kompatibility jednotlivých článků měřicí sestavy.

Významní výrobci hardware a software pro měření vibrací

- PCB Group Inc. – výroba akcelerometrů, měřičů sil, rázových kladívek a dalších měřicích zařízení založena 1967 v USA.
- National Instruments Corp. – výroba zařízení pro zpracování signálů, kompletních sestav a programové podpory. Založena 1976 v USA.
- Brüel & Kjær Sound and Vibration Measurement A/S – výroba vybavení pro měření a vyhodnocení akustických a vibračních signálů i kompletních sestav. Založena 1943 v Dánsku.
- Dewesoft d.o.o. – výrobce programu s širší působností Dewesoft X, kde jeden z modulů poskytuje zpracování FRF viz obr. 18.
- Structural Vibration Solutions A/S – výrobce programu Artemis – jednoduchý program pro vyhodnocení modální analýzy.



Obr. 18 Pracovní prostředí programu Dewesoft X [10].

4.3 Cenové srovnání dostupných systémů

Při zjišťování cen a dostupnosti výrobků od různých výrobců se některé firmy vyslovily, že nechtějí být uváděny v této práci. Z toho důvodu je srovnání pouze orientační pro přehled o výši investice do vybavení pro měření modální analýzy.

Jednotlivé produkty se pohybují v uvedených cenových relacích:

- akcelerometr tříosý: 30 000 – 50 000 Kč,
- rázové kladívko: 25 000 – 40 000 Kč,
- FFT analyzátor: 100 000 – 200 000 Kč,
- software: 50 000 – 700 000 Kč,
- kompletní měřicí sestava: 200 000 – 2 000 000 Kč.

Velké cenové rozpětí u jednotlivých článků měřicí sestavy je způsobeno tím, že každá položka je k dispozici v mnoha modifikacích. Cenu akcelerometru ovlivňuje počet snímaných os a citlivost. U rázového kladívka je rozhodující frekvenční rozsah, jenž je schopno vybudit. Cenu FFT analyzátorů zásadně ovlivňuje počet kanálů. Software je k dostání v základním provedení a k této platformě si uživatel vybírá nadstavbové moduly, které umožňují vytvořit další výsledky měření. Jedná se o moduly, které umožňují například vykreslení tvarů kmitů nebo korelaci výpočtu se skutečností. Při výběru celé měřicí sestavy pak záleží na aplikaci, pro kterou bude sestava používána, a dle toho se vybírají jednotlivé komponenty měřicí sestavy.

5 EXPERIMENTÁLNÍ MĚŘENÍ

5.1 Popis experimentu

Cílem experimentu bylo vyhodnotit vliv materiálu a vliv upnutí tří hřídelů stejných rozměrů na jejich vlastní frekvence, tvary a dynamickou poddajnost. Bylo tedy provedeno měření modální analýzy a dynamické poddajnosti pro tři hřídele z rozdílných materiálů při upnutí v soustruhu OPTIMUM – OPTItur 2807V a svěráku, který byl upevněn v upínací desce.

5.2 Příprava měřených hřídelů

Pro experimentální měření byly vybrány tři hřídele z těchto materiálů:

- 1) **42CrMo4+QT** dle ČSN EN (15 142 dle ČSN),
- 2) **C45** dle ČSN EN (12 050 dle ČSN),
- 3) **16MnCr5** dle ČSN EN (14 220 dle ČSN).

Vzorky bylo nutné rozměrově sjednotit na hřídele o průměru 30 mm a délky 500 mm. Příprava hřídelů byla uskutečněna ve firmě DUKOR s.r.o. na konvenčním soustruhu značky Stankoimport – 1M63 viz obr. 19. Již při této přípravě bylo možné pozorovat regenerativní kmitání při zvolení různých parametrů otáček a šířky záběru ostří. Pro tuto operaci byl zvolen držák nástroje – Seco tools PWLNR2020K06 a vyměnitelná břitová destička Mitsubishi – WNMG080408-MP. Řezné podmínky byly zvoleny na tyto hodnoty:

- **hloubka záběru ostří:** $a_p = 3 \text{ mm}$,
- **otáčky vřetene:** $n = 400 \text{ ot/min}$,
- **strojní posuv:** $f = 0,4 \text{ mm/ot}$.



Obr. 19 Příprava hřídelů na stroji Stankoimport – 1M63.

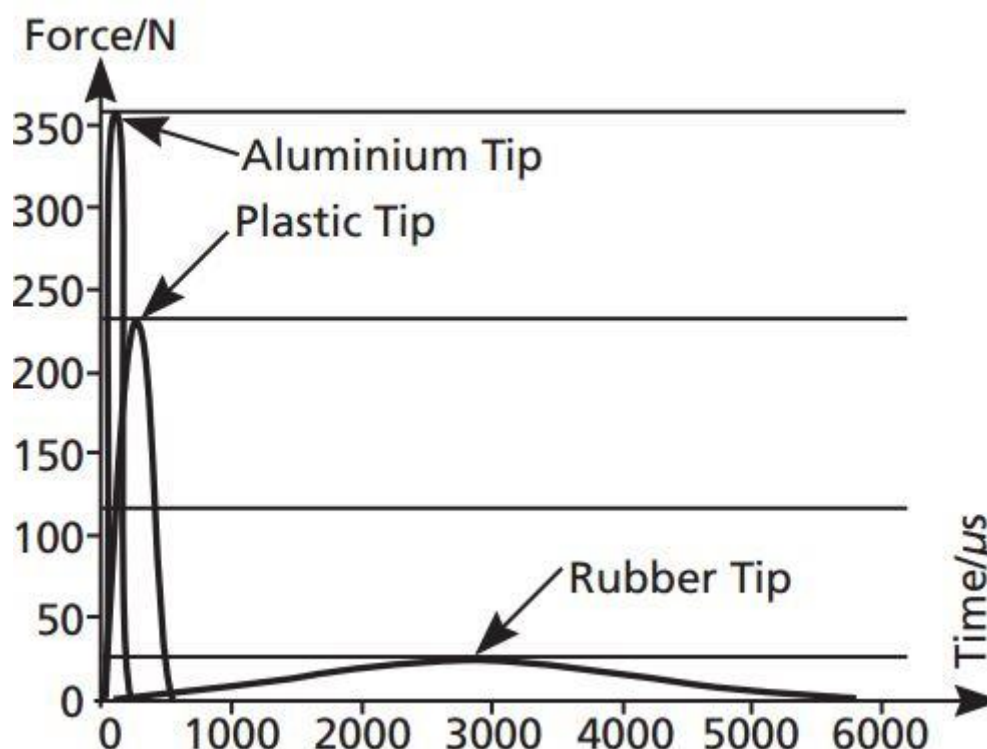
5.3 Schéma a postup měření

Experimentální měření bylo provedeno ve firmě INTEMAC Solutions s.r.o., která zároveň zapůjčila kompletní vybavení pro měření dynamických vlastností obrobku. Tato firma je moderní centrum výzkumu a výzkumná instituce, která se zaměřuje na aplikovaný výzkum a experimentální vývoj, nabízí expertní služby a komplexní řešení pro výrobce a uživatele obráběcích strojů. Poskytuje výzkumně vývojové a vzdělávací zázemí pro toto odvětví a přispívá k vyšší intenzitě spolupráce průmyslových firem s výzkumnými kapacitami.

5.3.1 Použité vybavení

Pro měření dynamických vlastností byla použita měřicí sestava Brüel & Kjaer:

- akcelerometr Triaxial DeltaTron - 4525-B-001 s rozsahem 1 - 5 500 Hz,
- rázové kladívko Impact Hammer - 8206-003 s hliníkovým hrotem s rozsahem viz obr. 20,
- 6-kanálový analyzátor LAN-XI – 3050 viz obr. 22,
- notebook ASUS,
- program Pulse LabShop.



Obr. 21 Rozsah silového impulsu rázového kladívka v závislosti na použitém hrotu [12].



Obr. 22 FFT analyzátor Brüel & Kjaer LAN-XI – 3050.

5.3.2 Měření dynamických vlastností při upnutí v soustruhu

Pro toto měření byl vybrán soustruh OPTIMUM – OPTIturn 2807V viz obr. 23 a technické parametry stroje jsou uvedeny v tab. 1.2.



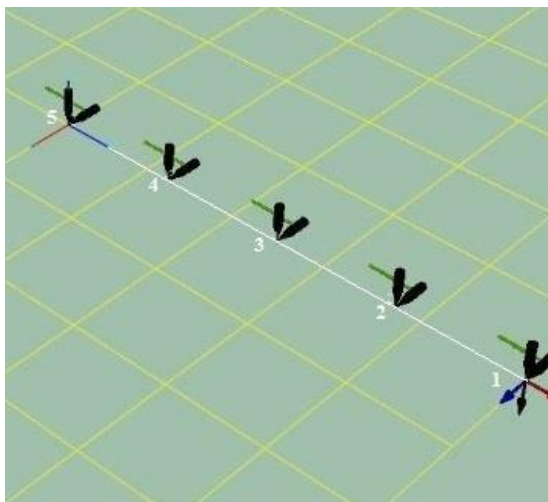
Obr. 23 Soustruh OPTIMUM – OPTIturn 2807V.

Tab. 1.2 Technické parametry soustruhu OPTIMUM – OPTIturn 2807V.

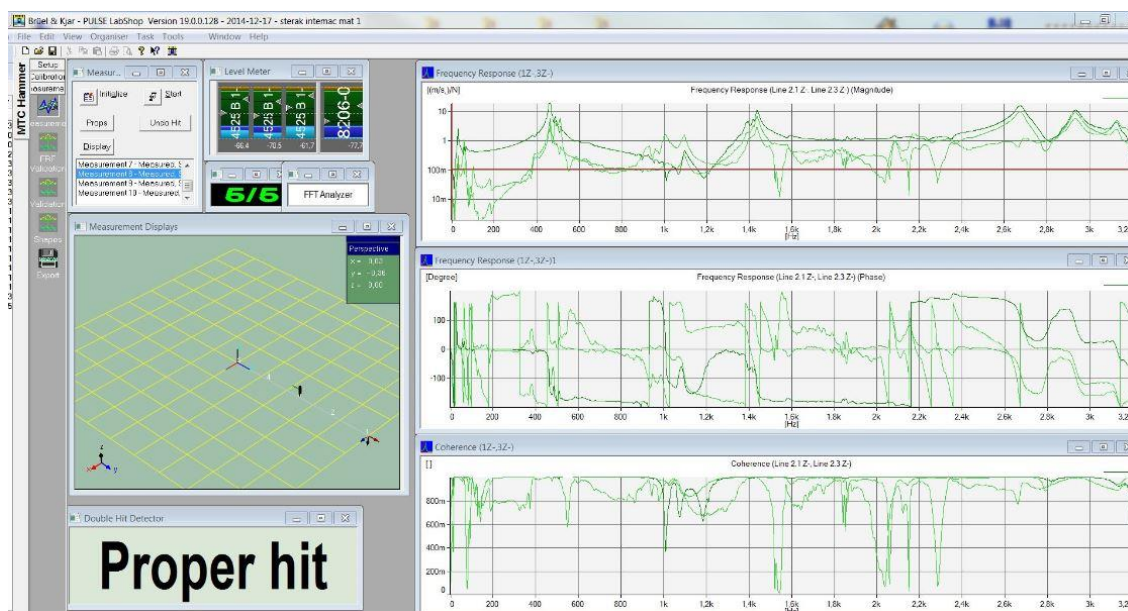
Výška hrotu	140 mm
Max. točný průměr nad ložem	266 mm
Šířka lože	180 mm
Vzdálenost mezi hroty	700 mm
Kužel vřetene	MK4
Otáčky	30 – 4000 ot/min
Plynulá změna otáček	ano
Počet rychlostních stupňů	4
Průchod vřetene	26 mm
Posuv pinoly	85 mm
Kužel pinoly koníku	MK2
Posuv podélný	0,07– 0,4 mm/ot.
Max. posuv nožového suportu	60 mm
Max. posuv příčného suportu	160 mm
Závit metrický	0,2 –3,5 mm/ot.(18)
Závit palcový	8 –56 záv./1“(20)
Příkon	1500 W
Elektrické připojení	230 V
Rozměry	1370 × 660 × 440 mm
Hmotnost	180 kg

Pracovní postup pro měření modální analýzy spočíval v přípravě a provedení samotného měření. Příprava zahrnovala zapojení měřicí aparatury a rozvrhnutí bodů, ve kterých byla soustava buzena. Pozice bodů, ve kterých bylo provedeno měření, byla zadána do programu viz obr. 24. V programu bylo také nutné nastavit druh a parametry použitých snímačů a budičů. Zkoušená hřídel byla vždy upnuta v univerzálním sklíčidle v pozici největšího vyložení, aby závislosti, které z měření vycházejí, byly zřetelnější. Akcelerometr byl připevněn pomocí včelího vosku a magnetu. Dle obr. 24 byl akcelerometr na pozici č. 1. Poté byly provedeny kalibrační úder, které jsou popsány v kap. 2.3.4. Při samotném měření program sám vedl obsluhu a bylo důležité sledovat, v jaké ose má být úder proveden a zda byl programem akceptován z hlediska intenzity a rozsahu vybuzení. K tomu bylo zpočátku třeba získat jistou dávku zručnosti. Průběh měření v programu Pulse LabShop viz obr. 25.

Postup pro měření dynamické poddajnosti se změnil pouze v té skutečnosti, že akcelerometr bylo nutné vždy přesunout do bodu, kde byla soustava buzena. Tím se získala dynamická poddajnost ve všech navržených bodech.



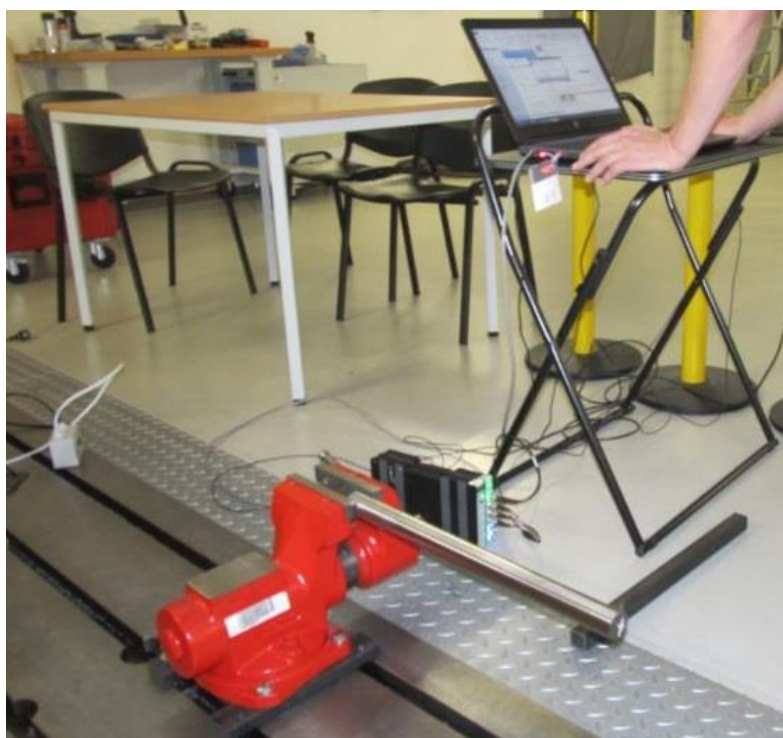
Obr. 24 Pozice buzených bodů v programu Pulse LabShop.



Obr. 25 Prostředí programu Pulse LabShop v průběhu měření.

5.3.3 Měření dynamických vlastností při upnutí ve svěráku

Pro posouzení vlivu tuhosti stroje na dynamickou poddajnost byl pro druhou část měření použit strojní svěrák, který byl upnut v upínací desce viz obr. 25. Upínací desku v tomto případě lze považovat za teoreticky tuhou, protože hmota desky je násobně větší než hmota testovaných hřídelů. Neměla by tedy ovlivňovat výsledky měření. Při tomto měření se měnilo vyložení hřídele, aby bylo možné sledovat změnu dynamické poddajnosti v závislosti na vyložení. Měření při upnutí ve svěráku bylo z časových důvodů provedeno pouze pro materiál č.1 – 42CrMo4+QT.

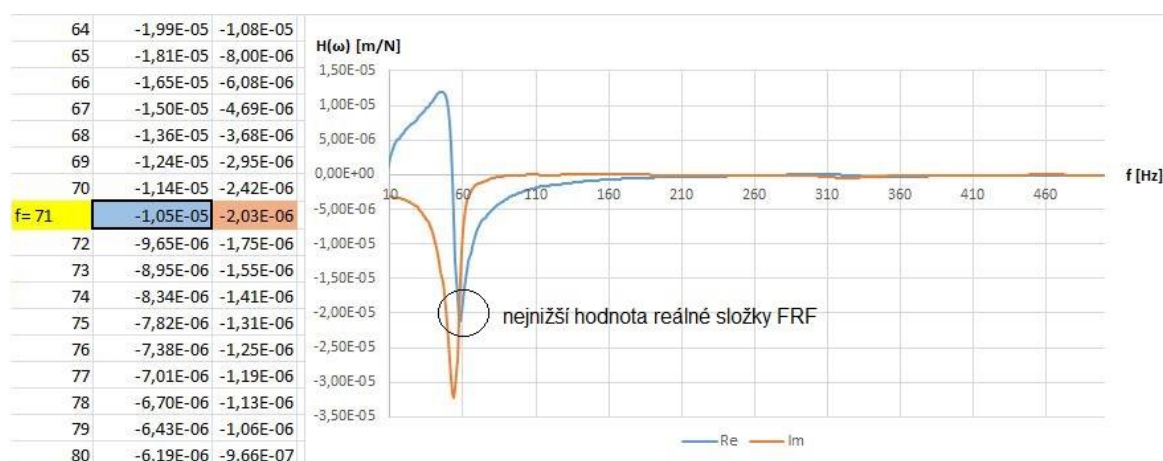


Obr. 25 Pracoviště měření pro upnutí ve svěráku.

5.4 Zpracování dat

Poté co je provedeno měření modální analýzy ve všech nastavených bodech, program umožňuje exportovat výsledky v číselné formě, statickém obraze i ve video formátu AVI. Tato data pak lze dále zpracovávat a používat např. pro porovnání s výpočtním modelem. V tomto případě proběhlo porovnání vlastních tvarů u frekvencí s nejnižší dynamickou poddajností. Také se porovnávala závislost dominantní vlastní frekvence na pozici úderu a materiálu. Dále byl ověřován předpoklad větší tuhosti při upnutí hřídele pomocí univerzálního sklíčidla než při upnutí ve svěráku.

Po dokončení měření dynamické poddajnosti pro všechny materiály byla data exportována do programu Microsoft Excel ve formě, kde ke každé frekvenci v rozsahu 1 - 2300 Hz je přiřazena reálná a imaginární složka dynamické poddajnosti $H(\omega)$. Z těchto dvou veličin byl sestaven graf a v místě největšího záporného výkmitu reálné složky se nacházela vlastní frekvence pro daný materiál a místo buzení viz obr. 25. Díky funkci programu Excel hledání nejmenší hodnoty v daném sektoru byla číselně vlastní frekvence v datech identifikována. Tento proces se opakoval pro všechny materiály ve všech měřených bodech a pro vertikální a horizontální směr úderu.



Obr. 25 Lokální minimum imaginární složky dynamické poddajnosti.

5.5 Výsledky a grafy závislostí

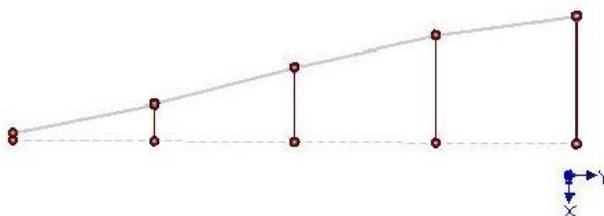
5.5.1 Vyhodnocení výsledků modální analýzy

Z naměřených modálních parametrů lze vyvodit mnoho výsledků a závislostí. Pro měření na soustruhu byly zjištěny tyto závislosti:

- Pokud se zaměříme na vlastní frekvence a tvary kmitů u jednotlivých hřídelů zjistíme, že jsou podobné. Z toho vyplývá, že pokud se jedná o stejný tvar obrobku, typ ocele nemá zásadní vliv na vlastní frekvence a tvary. Porovnání tvarů kmitů pro první a druhý mód je na obr. 26 a obr. 27. Pro první mód je tvar kmitů jednoduchý ohyb s jediným pevným bodem v místě upnutí hřídele. V druhém módu se vyskytuje již uzlový bod, který se během kmitání nepohybuje a zůstává na ose hřídele.

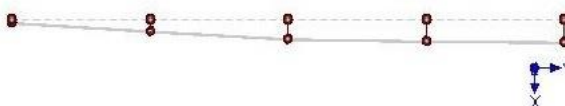
1) 42CrMo4+QT

View: Z View [Complex]
SHP: Shape Table 1
Freq: 61,29 Hz
Damp: 3,75%



2) C45

View: Z View [Complex]
SHP: Shape Table 1
Freq: 61,39 Hz
Damp: 5,854%



3) 16MnCr5

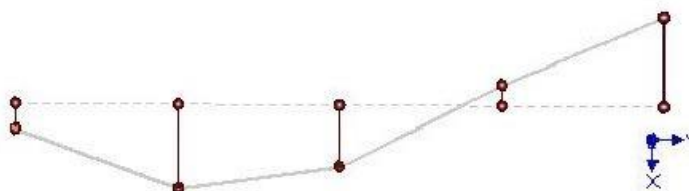
View: Z View [Complex]
SHP: Shape Table 1
Freq: 65,79 Hz
Damp: 3,038%



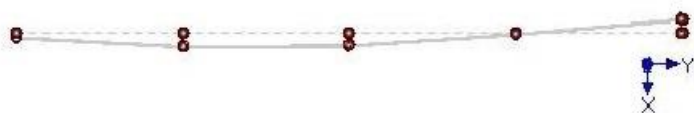
Obr. 26 Porovnání vlastních tvarů hřídelů v prvním módu.

1) 42CrMo4+QT

View: Z View [Complex]
SHP: Shape Table 1
Freq: 352,9 Hz
Damp: 2,125%

**2) C45**

View: Z View [Complex]
SHP: Shape Table 1
Freq: 339,1 Hz
Damp: 5,198%

**3) 16MnCr5**

View: Z View [Complex]
SHP: Shape Table 1
Freq: 349,2 Hz
Damp: 3,206%



Obr. 27 Porovnání vlastních tvarů hřídelů v druhém módu.

- Tabulka 1.3 a 1.4 obsahuje hodnoty procentuálního tlumení pro jednotlivé materiály a první dva tvary kmitu v porovnání s jejich dynamickou poddajností ve stejném bodě buzení. Předpoklad, že k nejvyšším hodnotám tlumení náleží nejnižší hodnoty dynamické poddajnosti byl potvrzen u prvního tvaru. U druhého tvaru se tato závislost neobjevuje z důvodu složitějšího tvaru kmitání a výskytů uzlových bodů.

Tab. 1.3 Porovnání procentuálního tlumení a dynamické poddajnosti – první tvar.

Materiál	Procentuální tlumení [%]	Dynam. poddajnost [m/N]
1) 42CrMo4+QT	3,75	-1,13E-05
2) C45	5,85	-8,70E-06
3) 16MnCr5	3,03	-1,69E-05

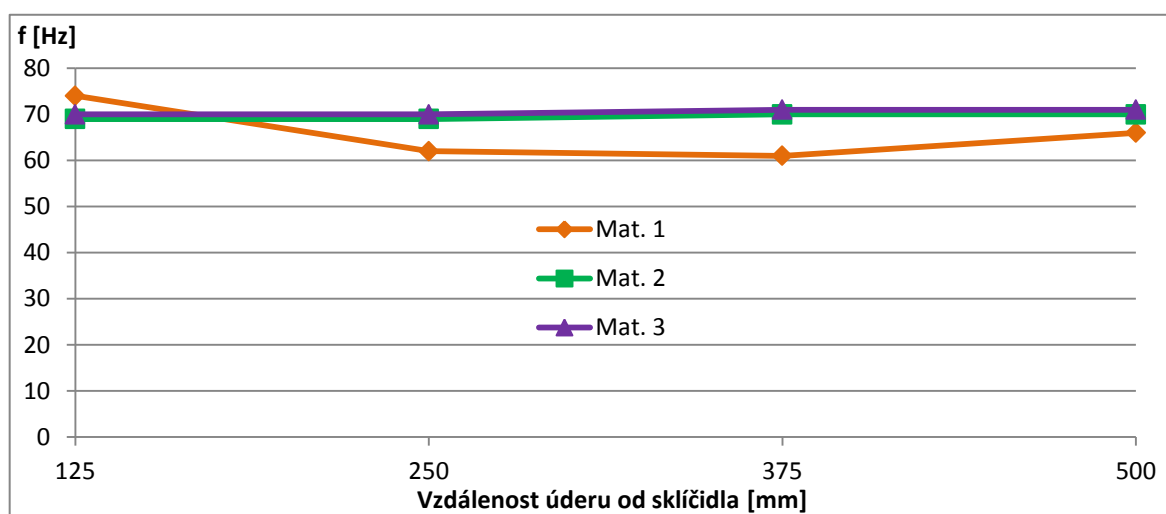
Tab. 1.4 Porovnání procentuálního tlumení a dynamické poddajnosti – druhý tvar.

Materiál	Procentuální tlumení [%]	Dynam. poddajnost [m/N]
1) 42CrMo4+QT	2,13	-9,47E-08
2) C45	5,20	-1,00E-07
3) 16MnCr5	3,21	-9,15E-08

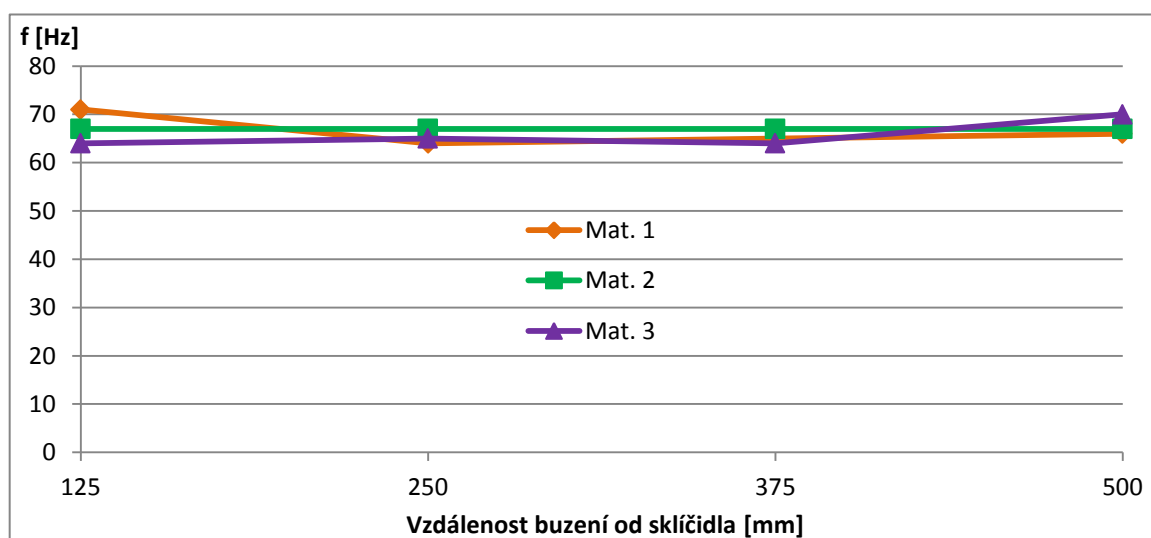
- Dalším možným výstupem modální analýzy je animace pohybu hřídele během kmitání. Pomocí tohoto nástroje lze například efektivně pozorovat místa největšího a nejmenšího výkmitu. Tyto informace lze například zhodnotit při obrábění s pomocí podpěrné lunety. S touto znalostí lze umístit lunetu efektivně v místě největšího výkmitu obrobku. Animace s kmity na šesti vlastních frekvencích pro materiál 42CrMo4+QT jsou přiloženy v příloze č. 1.

5.5.2 Vyhodnocení výsledků dynamické poddajnosti

- Z měření dynamické poddajnosti lze vyvodit závislost dominantní vlastní frekvence na pozici úderu a materiálu jak v horizontálním tak ve vertikálním směru viz obr. 28 a obr. 29. Z grafů je patrné, že materiál č. 1 má největší rozptyl vlastní frekvence a to až 10Hz. Tento rozptyl by mohlo způsobovat tepelné zpracování – zušlechťení. Ostatní materiály zušlechťeny nejsou. Nejstálejší v tomto ohledu je materiál č. 2.

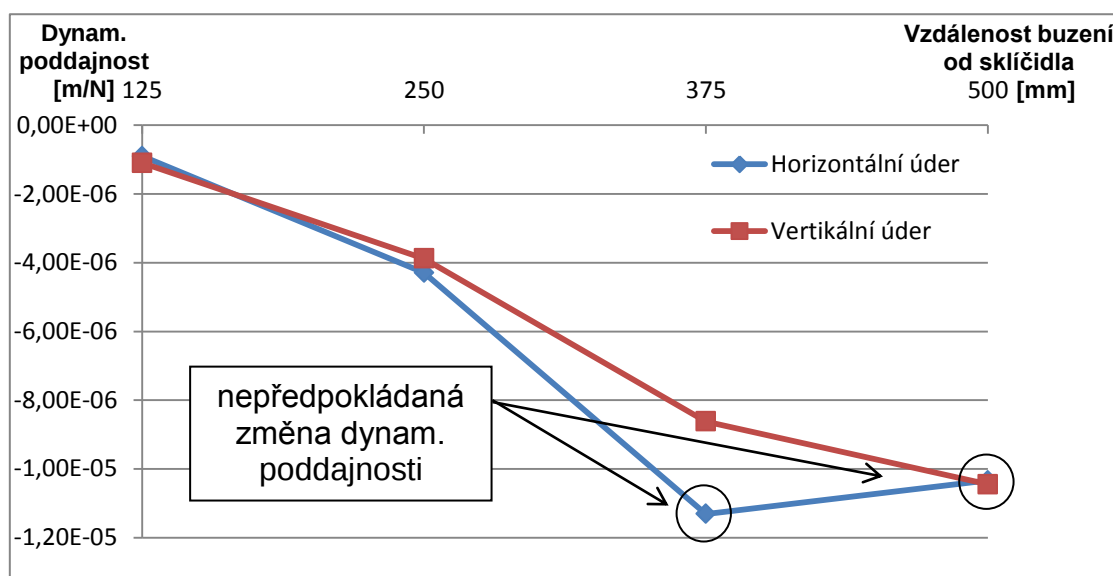


Obr. 28 Závislost dominantní vlastní frekvence na vzdálenosti pozice buzení a materiálu – horizontální složka (upnuto v soustruhu).

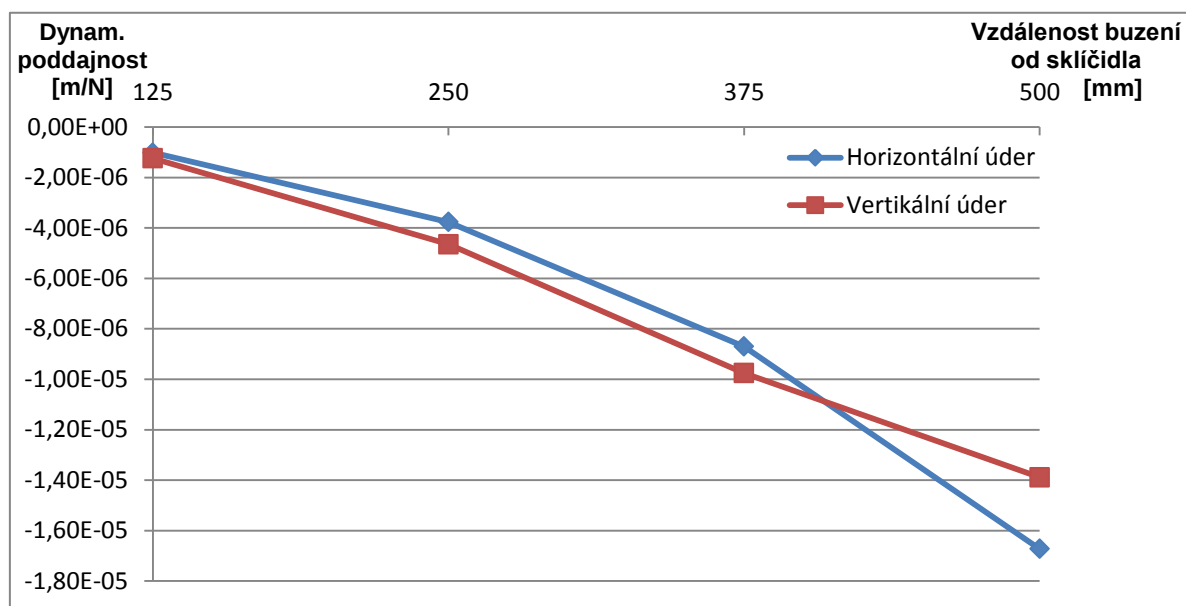


Obr. 29 Závislost dominantní vlastní frekvence na vzdálenosti pozice buzení a materiálu – vertikální složka (upnuto v soustruhu).

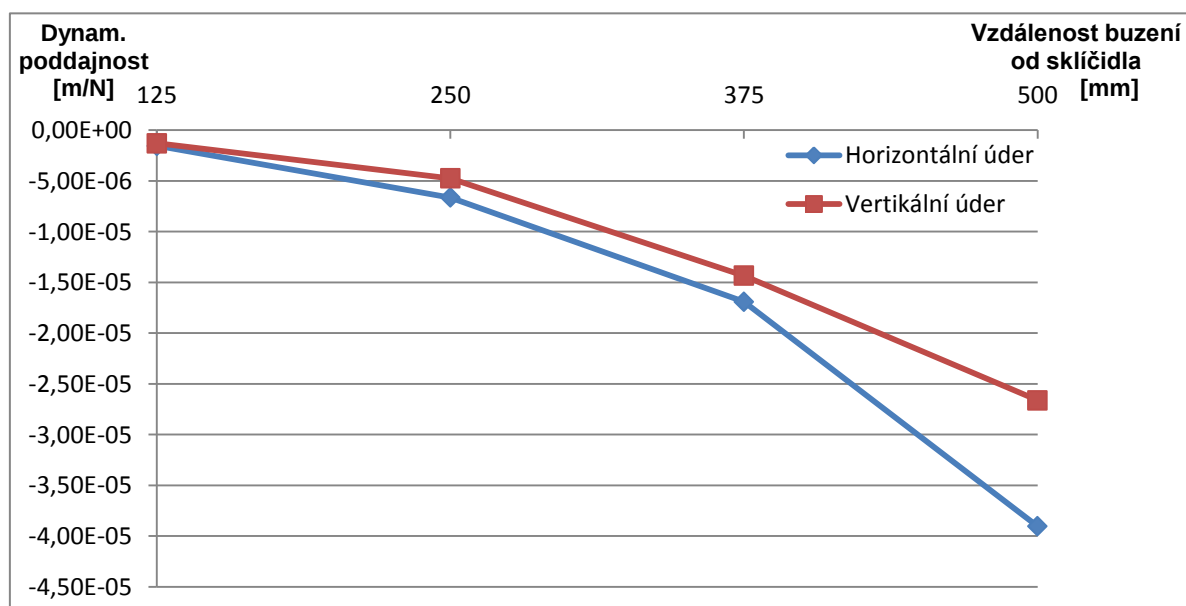
- Při vyhodnocení dynamické poddajnosti pro měření na soustruhu se nabízí sledovat dynamickou poddajnost jednotlivých materiálů v závislosti na místě měření. Závislost dynamické poddajnosti na vzdálenosti od sklíčidla lze vidět na obr. 30, obr. 31 a obr. 32. Porovnání všech materiálů v jednom grafu nalezneme na obr. 33 a obr. 34. K zajímavému jevu došlo u prvního materiálu v horizontálním směru buzení viz obr. 30. Lze pozorovat, že dynamická poddajnost se přirozeně zvyšuje s rostoucí vzdáleností buzení od sklíčidla, ale v nejvzdálenějším bodě se dynamická poddajnost sníží. Tento jev se nepodařilo na základě současného měření vysvětlit. Byl předpoklad, že by k tomuto jevu mohlo docházet díky přeladění frekvencí, ale přeladění frekvencí by bylo zřejmé z obr. 28 a obr. 29. Při kontrole FRF bylo také zjištěno, že v bodech 375 mm a 500 mm od sklíčidla figurují stejné frekvence. Proto byl tento předpoklad vyvrácen. Pro zjištění příčiny této změny dynamické poddajnosti by bylo nutné provést další a rozšířené měření. Je nutné podotknout, že k tomuto jevu dochází pouze u materiálu č. 1, který při celém měření vykazoval nestadardní chování. V praxi to jev znamená, že pokud bychom prováděli operaci zapichování ve vzdálenosti 375 mm od sklíčidla bude mít systém větší náchylnost k vibracím, než kdybychom obráběli čelo obrobku ve vzdálenosti 500 mm od sklíčidla. Dále lze konstatovat, že odchylka poddajnosti ve směru vertikálním a horizontálním je poměrně nízká, protože sklíčidlo poskytuje kruhově symetrické třibodové upnutí obrobku a stroj, na kterém bylo měření provedeno, byl na počátku technického života. Z celkového srovnání dynamické poddajnosti všech materiálů vyplývá, že nejpoddajnější je materiál č. 3.



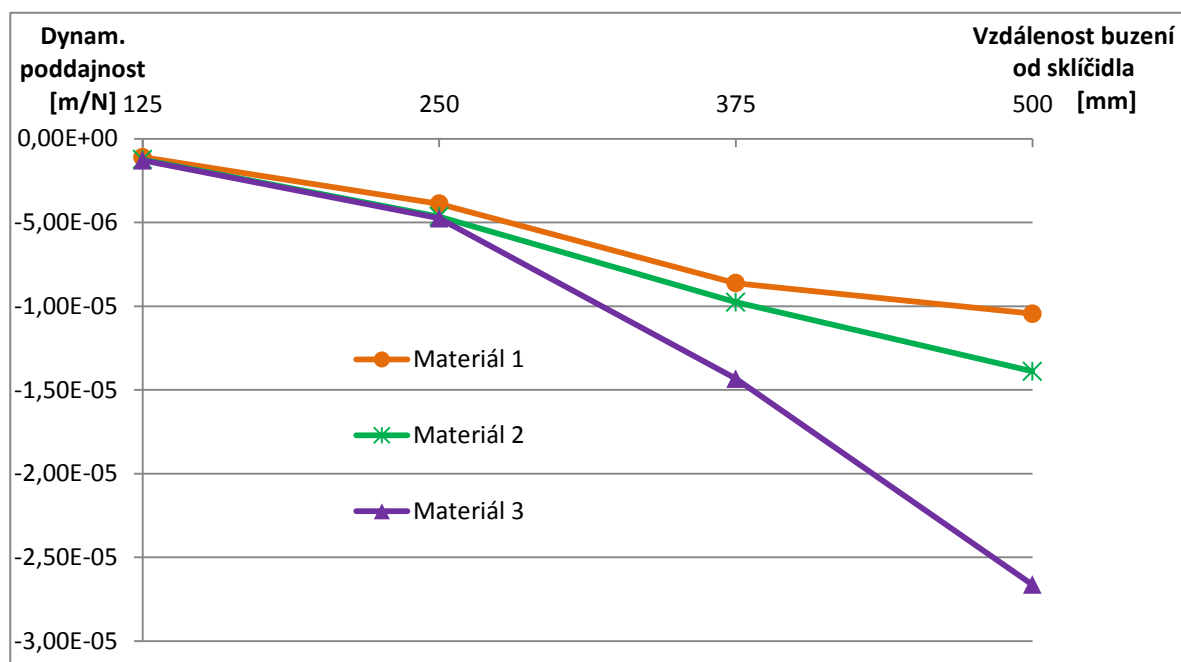
Obr. 30 Závislost dynamické poddajnosti na vzdálenosti pozice buzení od sklíčidla pro materiál č.1 (upnuto v soustruhu).



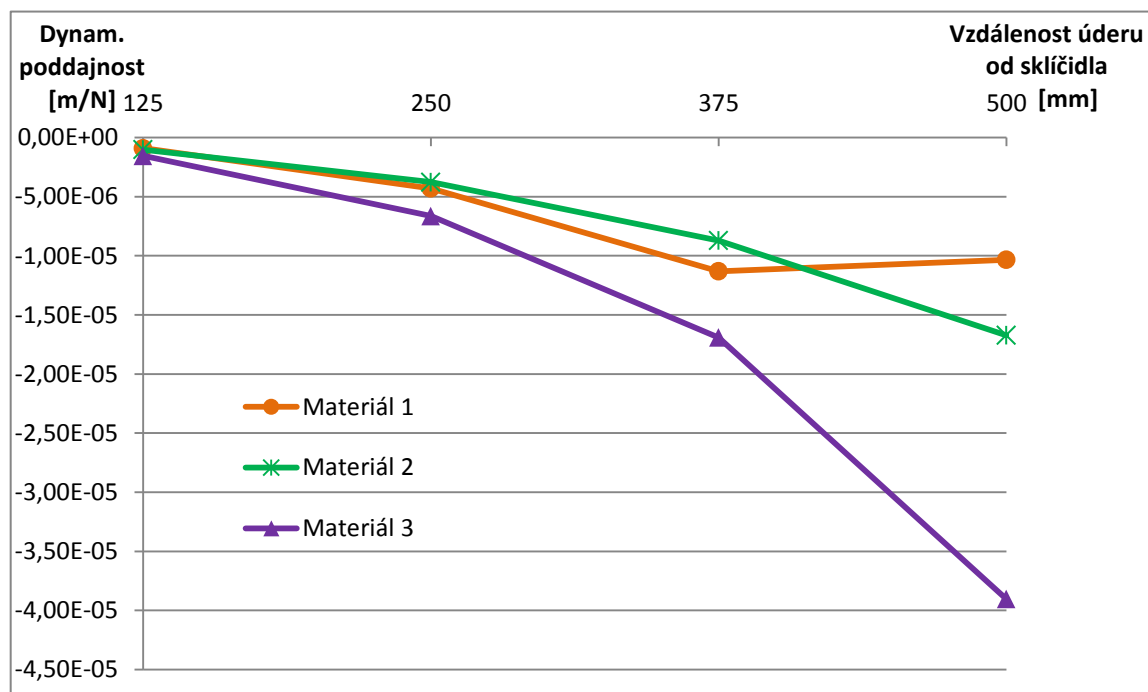
Obr. 31 Závislost dynamické poddajnosti na vzdálenosti pozice buzení od sklíčidla pro materiál č.2 (upnuto v soustruhu).



Obr. 32 Závislost dynamické poddajnosti na vzdálenosti pozice buzení od sklíčidla pro materiál č.3 (upnuto v soustruhu).

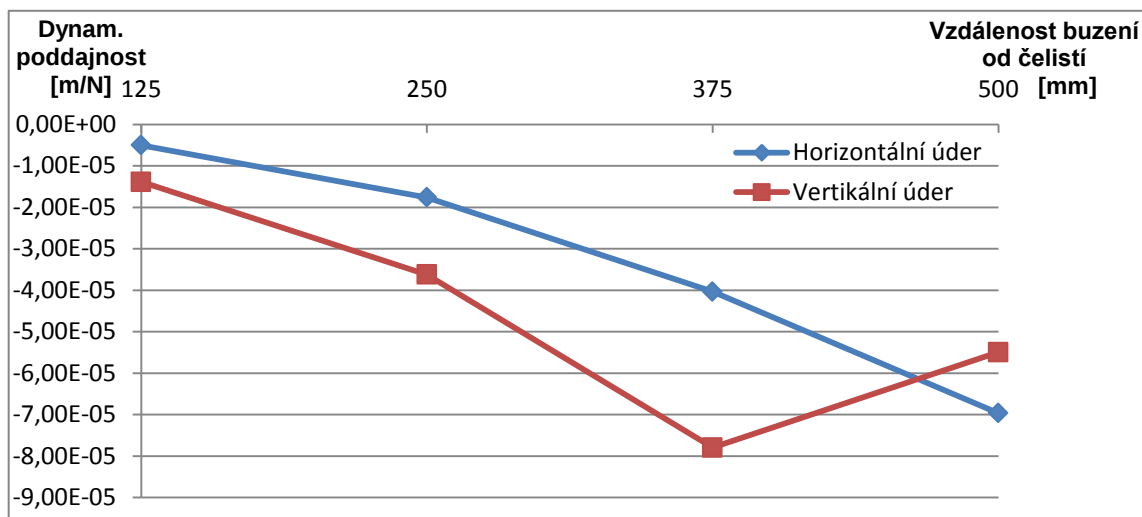


Obr. 33 Závislost dynamické poddajnosti na vzdálenosti pozice buzení od sklíčidla pro všechny materiály – vertikální směr buzení (upnuto v soustruhu).

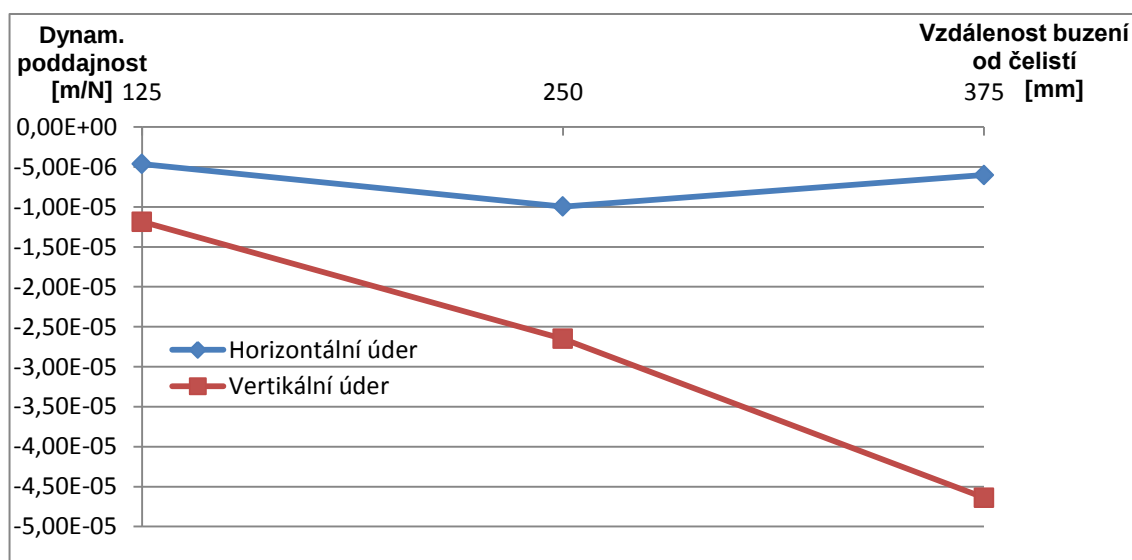


Obr. 34 Závislost dynamické poddajnosti na vzdálenosti pozice buzení od sklíčidla pro všechny materiály – horizontální směr buzení (upnuto v soustruhu).

- Při měření na strojním svěráku se dynamická poddajnost měřila pro více vyložení hřídele. Na obr. 35 a obr. 36 lze vidět poměrně velký rozdíl mezi dynamickou poddajností ve vertikálním a horizontálním směru buzení. Je to díky způsobu upnutí hřídele. Čelisti strojního svěráku svírají hřídel pouze v horizontálním směru a ve dvou bodech. Proto je ve vertikálním směru hřídel poddajnější.

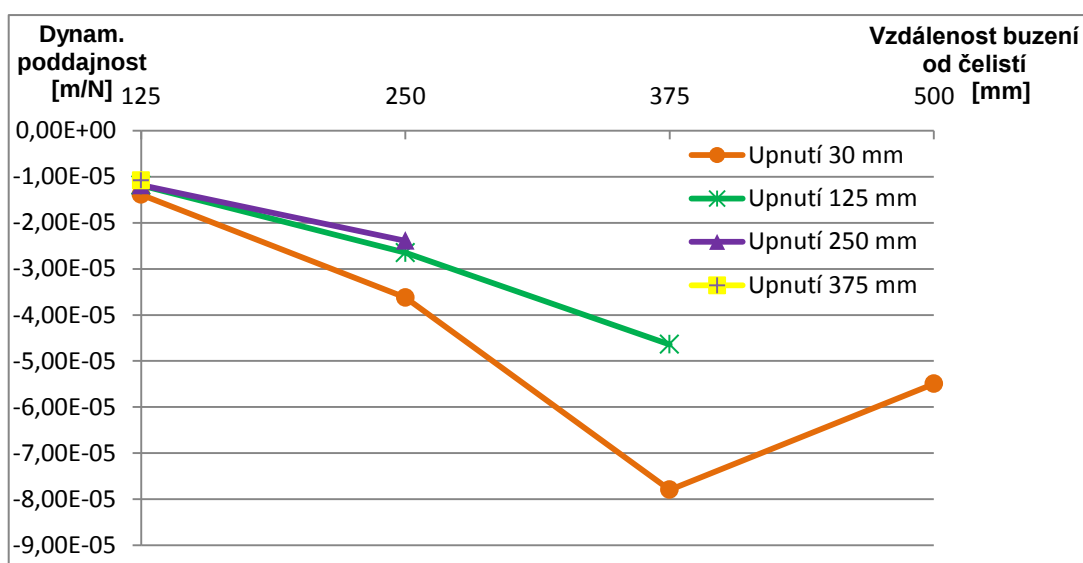


Obr. 35 Závislost dynamické poddajnosti na vzdálenosti pozice buzení od svěráku pro materiál č.1 – upnutí 30 mm (upnuto ve svěráku).

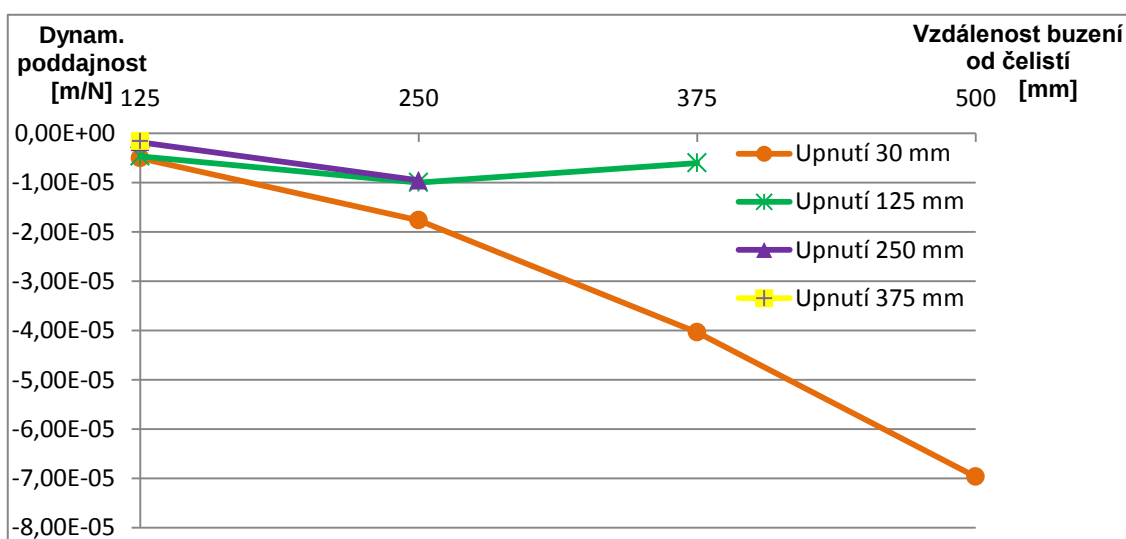


Obr. 36 Závislost dynamické poddajnosti na vzdálenosti pozice buzení od svěráku pro materiál č.1 – upnutí 125 mm (upnuto ve svěráku).

- Na obr. 37 a 38 lze pozorovat závislost dynamické poddajnosti na všech měřených vyloženích. U materiálu č. 1 opět došlo ke změně poddajnosti na konci hřídele při upnutí 30 mm ve vertikálním směru a při upnutí 125 mm v horizontálním směru. Tuto změnu způsobuje určitá rozdílnost z hlediska materiálu u vzorku č. 1. Je možné, že to způsobuje zušlechťený stav materiálu č. 1. Pro toto zpracování se při značení dle ČSN EN užívá písmen **QT**. Tyto závislosti také potvrdili předpoklad, že s vzrůstajícím vyložení se dynamická poddajnost zvyšuje. Při soustružení je proto vhodné upnout obrobek vždy s nejnižším možným vyložení. Umožní to produktivnější a hospodárnější obrábění.

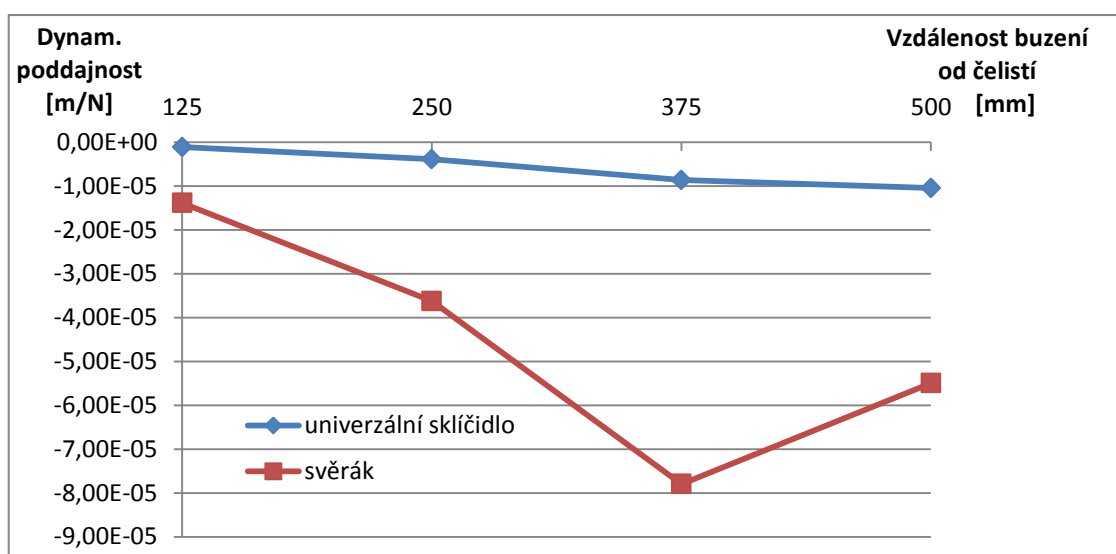


Obr. 37 Závislost dynamické poddajnosti na vzdálenosti pozice buzení od svěráku pro materiál č.1 a všechny varianty vyložení – vertikální směr buzení (upnuto ve svěráku).

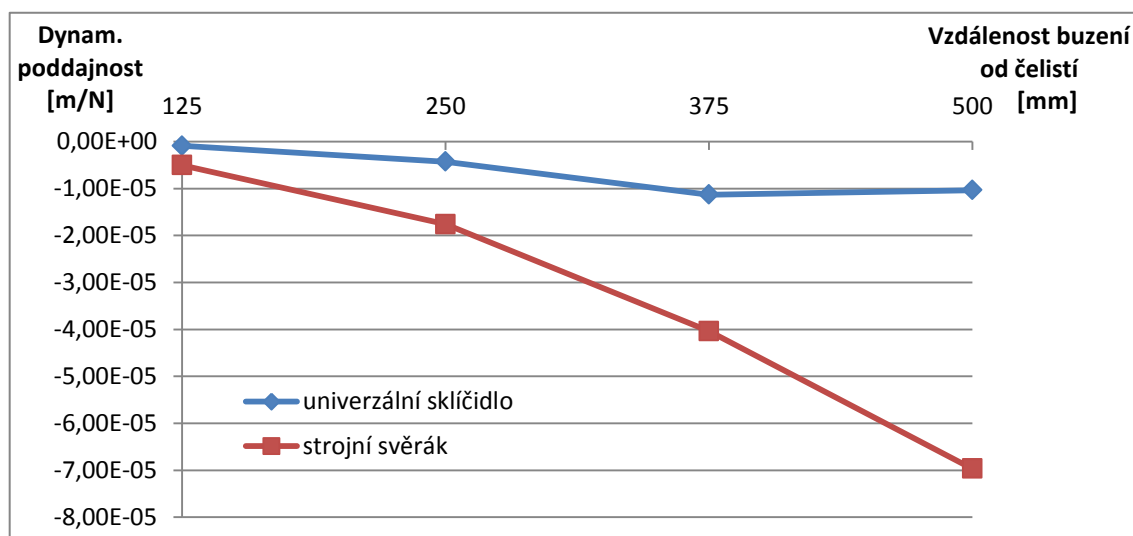


Obr. 38 Závislost dynamické poddajnosti na vzdálenosti pozice buzení od svěráku pro materiál č.1 a všechny varianty vyložení – horizontální směr buzení (upnuto ve svěráku).

- Pro porovnání dynamické poddajnosti pro upnutí v soustruhu a svěráku byl použit předpoklad, že soustruh by měl poskytovat větší tuhost upnutí než svěrák. Tento předpoklad se pomocí experimentálního měření potvrdil, což můžeme vidět na obr. 39 a obr. 40. Je to způsobeno tím že, v univerzálním sklíčidle při upnutí na soustruhu je hřídel upnuta pomocí čelistí ve třech bodech, které jsou rozděleny kruhovitě s roztečí 120° . Další výhoda upnutí v univerzálním sklíčidle se skrývá v plošném kontaktu mezi čelistí a obrobkem. Při upnutí ve svěráku se vytváří mezi čelistmi a obrobkem kontakt ve formě přímky, což vysvětluje vyšší dynamickou poddajnost při upnutí ve svěráku.



Obr. 39 Porovnání dynamické poddajnosti pro upnutí v univerzálním sklíčidle a svěráku – vertikální směr buzení.



Obr. 40 Porovnání dynamické poddajnosti pro upnutí v univerzálním sklíčidle a svěráku – horizontální směr buzení.

ZÁVĚR

Diplomová práce se zabývá popisem vibrací při soustružení, byly popsány jednotlivé typy a principy kmitání při této technologické operaci. Podrobně byla rozebrána teorie a postup měření modální analýzy i dynamické poddajnosti. Dále práce poskytuje průzkum současného trhu a cenovou dostupnost v oblasti systémů pro měření dynamických vlastností obrobku.

V experimentální části bylo provedeno měření modálních parametrů a dynamické poddajnosti tří hřídelů. Jednalo se o hřídele z materiálů 1) 42CrMo4+QT, 2) C45, 3) 16MnCr5 při upnutí v soustruhu a ve svěráku.

Během měření byly dodrženy veškeré podmínky a předpoklady jako například předpoklad kauzality a stability. Dodrženy byly také doporučení ze strany výrobce měřicího systému, který byl pro experiment použit.

Z experimentálního měření byly vyvozeny tyto závěry.

- Při měření byl potvrzen předpoklad, že vlastní tvary na prvních několika frekvencích se shodují. To potvrzuje teorii, která říká, že první vlastní ohybový tvar je jednoduchý a pro tělesa stejné geometrie se shoduje.
- Opačný pohled na dynamickou poddajnost skrze procentuální útlum viz tab. 1.3 taktéž potvrdil předpoklad. S vzrůstajícím procentuálním tlumením se dynamická poddajnost snižuje.
- Pomocí měření dynamické poddajnosti bylo zjištěno, že vlastní dominantní frekvence jsou pro různé materiály stejné s tím, že největší rozptyl frekvence byl zaznamenán pro materiál č. 1, a to 10 Hz. K nejmenší změně vlastní dominantní frekvence docházelo u materiálu č. 2.
- V dalším kroku zpracování dat byla vytvořena animace pro prvních šest vlastních frekvencí hřídele z materiálu 42CrMo4+QT za pomoci programu Pulse LabShop. Pomocí těchto animací lze efektivně používat podpěrné prvky, jako je například luneta, protože u vyšších módů se objevují uzlové body, ve kterých by použití lunety nemělo význam.
- Byla také sestavena závislost dynamické poddajnosti na vyložení hřídele, která zřetelně potvrzuje předpoklad, že dynamická poddajnost roste s vyložením. V několika případech u materiálu č. 1 se ale ukázalo, že nejvzdálenější bod od sklíčidla vykazoval menší dynamickou poddajnost než bod vedlejší blíže ke sklíčidlu. Pro tento jev se nepodařila nalézt příčina v rámci tohoto měření. Bylo by tedy nutné provést další a rozšířenější měření.
- Předpoklad, že strojní svěrák by měl poskytovat nižší dynamickou tuhost upnutí obrobku než univerzální tříčelistové sklíčidlo, byl v rámci měření dynamické poddajnosti potvrzen. Tato skutečnost byla způsobena tím, že strojní svěrák v porovnání s univerzálním sklíčidlem upíná součást pouze ve dvou bodech a plocha styku je při upnutí ve sklíčidle větší. Díky tomu je výsledná dynamická tuhost upnutí v soustruhu vyšší. Může to být také způsobeno tím, že použitý soustruh je na začátku svého technického života, proto je vřeteno stále pevně uložené a bez vůlí. Pro správné posouzení vlivu přesnosti uložení vřetene soustruhu, by bylo nutné místo

strojního svěráku pro měření na upínací desce použít demontované univerzální sklíčidlo, aby bylo zajištěno, že měření nebude ovlivňovat faktor způsobu upnutí hřídele.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

[1] TLUSTÝ, Jiří; Miloš POLÁČEK. Stability of the Machine Tool Against Self Excited Vibration in Machining. Pord. Eng. Res. Conf. ASME, Pittsburgh, 1963.

[2] TLUSTÝ, Jiří. *Manufacturing processes and equipment*. Upper Saddle River, NJ: Prentice-Hall, 2000. ISBN 02-014-9865-0.

[3] BREPTA, Rudolf, Ladislav PŮST a František TUREK. *Mechanické kmitání*. Praha: Sobotáles, 1994. Česká matice technická (Sobotáles). ISBN 80-901-6848-5.

[4] BŘEZINA, Tomáš, Jan VETIŠKA, Petr BLECHA a Pavel HOUŠKA. Control Method for Elimination of Self-Excited Oscillations during Turning. *Solid State Phenomena* [online]. 2010, 164, 171-176 [vid. 2016-05-22]. DOI: 10.4028/www.scientific.net/SSP.164.171. ISSN 1662-9779. Dostupné z: <http://www.scientific.net/SSP.164.171>.

[5] VETIŠKA, Jan. ANALÝZA STABILITY ŘEZNÉHO PROCESU OBRÁBĚCÍHO STROJE VZHLEDEM K SAMOBUZENÉMU KMITÁNÍ. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 76 s. Vedoucí dizertační práce doc. RNDr. Ing. Tomáš Březina, CSc.

[6] FOJTU, Petr. Problematika samobuzeného kmitání při obrábění. ČVUT [online]. 2009 [vid. 2016-04-12], s. 1-15. Dostupné z: <http://stc.fs.cvut.cz/pdf/FojtuPetr-304483.pdf>.

[7] SISIMILICH, Vladimír. Vibrace při obrábění kovů – příčiny a jejich eliminace. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 58 s., 0 příloh., prof. Ing. Miroslav Píška, CSc.

[8] MILÁČEK, Stanislav. *Modální analýza mechanických kmitů*. Dot. 1. vyd. Praha: České vysoké učení technické, 1996. ISBN 80-010-0872-X.

[9] DVOŘÁK, Vítězslav. Experimentální modální analýza. SVOČ [online].

2009 [vid. 2016-04-12], s. 1-8. Dostupný z WWW:

[http://old.fst.zcu.cz/_files_web_FST/_SP_FST\(SVOC\)/_2009/_sbornik/PapersPdf/Ing/Dvorak_Vitezslav.pdf](http://old.fst.zcu.cz/_files_web_FST/_SP_FST(SVOC)/_2009/_sbornik/PapersPdf/Ing/Dvorak_Vitezslav.pdf).

[10] BILOŠOVÁ, Alena. *Týmová cvičení předmětu Experimentální modální analýza: návody do cvičení předmětu "Experimentální modální analýza"* [online]. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, 2011 [vid. 2016-05-22]. ISBN 978-80-248-2756-8.

[11] TŮMA, Jiří. *Zpracování signálů získaných z mechanických systémů užitím FFT*. Praha: Sdělovací technika, 1997. ISBN 80-901-9361-7.

[12] *Brüel & Kjær Sound & Vibration Measurement A/S* [online]. 2016 [vid. 2016-05-22]. Dostupné z: <http://www.bksv.com/Products/pulse-analyzer/pulse-platform/pulse-labshop>

[13] *Dewesoft d.o.o.* [online]. 2016 [vid. 2016-05-22]. Dostupné z: <http://www.dewesoft.com/products/dewesoft-x>

[14] MAREK, Jiří. Systémové pojetí obráběcího stroje – kmitání. In: *CNC Konstrukce* [online]. 2011, s. 4 [vid. 2016-05-22]. Dostupné z: <http://www.mmspektrum.com/content/file/v-4-prispevek.pdf>

[15] KAO, Yung-Chou, Nhu-Tung NGUYEN, Mau-Sheng CHEN a Shyh-Chour HUANG. A combination method of the theory and experiment in determination of cutting force coefficients in ball-end mill processes. *Journal of Computational Design and Engineering* [online]. 2015, 2(4), 233-247 [vid. 2016-05-22]. DOI: 10.1016/j.jcde.2015.06.005. ISSN 22884300. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S2288430015000548>

[16] *Science and Education Publishing* [online]. Journal of Mechanical Design and Vibration, 2013 [vid. 2016-05-22]. Dostupné z: <http://pubs.sciepub.com/jmdv/1/1/4/index.html#Figure5>

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Zkratka	Jednotka	Popis
FRF	[-]	frekvenční odezвовá funkce
FFT	[-]	rychlá fourierova transformace
AVI	[-]	audio video interleave

Symbol	Jednotka	Popis
F	[N]	síla
$F_{(t)}$	[N]	periodická síla
$H(\omega)$	[m/N]	frekvenční odezвовá funkce
$Y(t)$	[mm]	změna tloušťky třísky v probíhajícím řezu
$Y_0(t)$	[mm]	změna tloušťky třísky v předchozím řezu
ap	[mm]	hloubka záběru ostří
b	[kg/s]	konstanta úměrnosti
f	[mm]	posuv na otáčku
f	[Hz]	frekvence
f_d	[Hz]	přirozená tlumicí frekvence
f_n	[Hz]	přirozená frekvence
k	[N/m]	tuhost
m	[kg]	hmotnost
n	[s ⁻¹]	otáčky vřetene
t	[s]	čas
x	[m]	vzdálenost
ψ	[rad]	fázový posun

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 CD – Animace vlastních tvarů pro materiál 42CrMo4+QT.