

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMATIZACE A INFORMATIKY

Ing. Jan Vetiška

**ANALÝZA STABILITY ŘEZNÉHO PROCESU
OBRÁBĚCÍHO STROJE VZHLEDEM
K SAMOBUZENÉMU KMITÁNÍ**

STABILITY ANALYSIS OF CUTTING PROCESS OF MACHINE
TOOL WITH RESPECT TO CHATTER

Zkrácená verze PhD Thesis

Obor: Inženýrská mechanika
Školitel: doc. RNDr. Ing. Tomáš Březina, CSc.

KLÍČOVÁ SLOVA

Samobuzené kmitání, vázané mechanické systémy, poddajné těleso, obráběcí stroj

KEYWORDS

self excited vibration, multibody system, flexible body, machine tool

Disertační práce je uložena na Oddělení vědy a výzkumu Fakulty strojního inženýrství VUT v Brně, Technická 2, 616 69 Brno

OBSAH

1	Úvod	5
2	CÍLE PRÁCE	5
2.1	Zadání a zaměření práce	6
2.2	Stanovené cíle	6
3	OBRÁBĚCÍ STROJ JAKO MECHATRONICKÁ SOUSTAVA	6
3.1	Modelování technické soustavy	7
3.2	Nástroje pro simulační modelování	7
3.3	Co-simulační techniky	8
3.4	Simulační modelování poddajných těles	9
4	PROBLEMATIKA ŘEZNÉHO PROCESU A JEHO KMITÁNÍ	9
4.1	Řezný proces	9
4.2	Samobuzené kmitání	10
4.3	Kompenzace vibrací obráběcích strojů	11
5	MODEL OBRÁBĚCÍHO STROJE	12
5.1	Popis stroje	12
5.2	Tvorba modelů jednotlivých částí stroje	13
5.3	Sestavení MBS modelu stroje	14
5.4	Generování LTI	17
6	HLAVNÍ VÝSLEDKY PRÁCE	19
6.1	Teoretický přínos	19
6.2	Praktický přínos	20
6.3	Pedagogický přínos	20
	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	21
	AUTOROVO CV	23
	ABSTRACT	24

1 Úvod

Dnešní doba klade stále větší nároky na jakost výroby a produktivitu práce hlavně v průmyslové oblasti obráběcích strojů. V oblasti třískového obrábění to vede výrobce obráběcích strojů ke stále novým inovacím svých výrobků. Snahou těchto inovací je zvednout produktivitu práce a přitom ještě zvýšit jakost obrobků a také snížit energetickou náročnost. Tyto snahy narážejí na spoustu omezení a překážek, např. pro zvyšování dynamiky pohonů pohybových os je snaha jednotlivé části stroje co nejvíce odlehčit. Tato snaha naráží na problematiku tuhosti stroje, která ovlivňuje vlastní frekvence celé soustavy obráběcího stroje. Jedna z příčin, která výrazně ovlivňuje produktivitu obráběcího stroje, je odolnost vůči vibračním nástrojům. Vibrace negativně ovlivňují obráběný povrch, zkracují životnost nástroje a jsou zdrojem hluku. Proto je nutné při odlehčování jednotlivých částí obráběcího stroje minimálně zachovat jeho vlastní frekvence, tj. tuhost, mimo spektrum budících vibrací vznikajících při obrábění. Tento požadavek vede výrobce k používání nových konstrukčních materiálů a výrobních postupů. Dříve výhradně používané litinové části obráběcích strojů jsou nahrazovány svařenci s ocelových plechů, které jsou dále vyplňovány polymerbetonem nebo hliníkovou voštinou. Také se používají části strojů odlité z vysoko pevnostního betonu.

Další možný přístup jak zvýšit produktivitu obráběcích strojů je nasazení prvků semi-aktivního a aktivního tlumení pro potlačení vibrací nástroje. Tyto prvky mohou potlačovat buzené kmitání, sem patří např. aktivní vyvažování vřeten obráběcích strojů, anebo mohou potlačovat samobuzené kmitání pomocí aktivně tlumených nástrojů a dalších částí obráběcích strojů. Touto problematikou se zabývá mnoho výzkumných a vývojových týmů po celém světě. V poslední době se při vývoji těchto prvků stále více uplatňuje mechatronický přístup založený na komplexním modelování celého stroje a řezného procesu. Tento moderní přístup využívá vzájemné synergické propojení různých inženýrských disciplín, které zahrnují mechaniku, elektrotechniku, elektroniku, řízení a informatiku. Jedná se tedy o komplexní pohled na konstrukční řešení obráběcího stroje.

2 CÍLE PRÁCE

Během obrábění působí na soustavu stroj-nástroj-obrobek nejrůznější silové působení, které vyvolávají vibrace. Vliv vibrací na proces obrábění je dán její frekvencí a amplitudou. Vliv vibrací se projevuje jednak na obrobku, a to snížením rozměrové přesnosti, geometrické přesnosti a snížením kvality povrchu, a dále se projevuje na stroji a nástroji snížením jejich životnosti.

Příčin výskytu nežádoucích vibrací je několik. V odborné literatuře se vyskytují tři hlavní příčiny. Zaprvé neperiodické buzení způsobené např. najetím nástroje do obrobku, trhavými pohyby os. Zadruhé periodické buzení způsobené např. nevyvážeností rotujících částí, záběrem ozubených kol, pravidelným přerušováním řezu. Zatřetí samobuzení, které je způsobeno interakcí mezi strojem, nástrojem a obrobkem.

První dvě buzení jsou poměrně snadno analyzovatelná a jejich výskyt je možné konstrukčními a technologickými opatřeními při výrobě stroje a jeho údržbě potlačit. Analýza samobuzeného kmitání je mnohem složitější. Výskyt samobuzeného kmitání je ovlivněn mnoha faktory a to zejména materiálem obrobku, řeznou rychlostí, tloušťkou třísky, tvarem řezných ploch nástroje, tuhostí celé soustavy stroj-nástroj-obrobek a další. Celá problematika samobuzeného kmitání je popsána dále v práci.

2.1 ZADÁNÍ A ZAMĚŘENÍ PRÁCE

Úkolem práce je provést analýzu stability řezného procesu obráběcího stroje vzhledem k samobuzenému kmitání. Prioritou je najít vhodnou modelovací techniku obráběcích strojů pro simulační ověřování odolnosti stroje vůči vibracím, zvláště samobuzeným s využitím mechatronického přístupu.

2.2 STANOVENÉ CÍLE

V rámci doktorské státní zkoušky byly stanoveny tyto cíle disertační práce:

- Analýza stability modelu řezného procesu vzhledem k samobuzenému kmitání.
- Model řezného procesu v MBS obráběcího stroje.
- Analýza soustavy tuhých těles obráběcího stroje a nahrazení těles, které mají podstatný vliv na dynamické chování soustavy, jejich redukovanými modely s poddajnými vlastnostmi.
- Vytvoření mechatronického modelu obráběcího stroje v prostředí ADAMS.

3 OBRÁBĚCÍ STROJ JAKO MECHATRONICKÁ SOUSTAVA

Mechatronika je interdisciplinární obor spojující mechaniku, elektroniku a řízení v procesu návrhu průmyslových výrobků. Cílem tohoto spojení je dosažení synergického efektu jednotlivých částí [1], [2], [3]. Mechatronický přístup při návrzích technických objektů představuje komplexní integraci požadavků na veškeré podstatné vlastnosti prvků a vazeb u všech strukturně funkčních podsoustav technického objektu tak, aby byla zajištěna jeho funkčnost, spolehlivost, vyrobiteľnosť, provozuschopnosť, bezpečnosť a ekologická likvidace. Výsledkem je paralelní, koordinovaný a synchronizovaný návrh s využitím interoborových inženýrských znalostí je v chování technického objektu dosaženo synergického efektu. Je nutné zvolit odpovídající přístupy k projektování a konstruování i k řešení spolehlivosti a technické diagnostiky. Zvolený konstrukční přístup modelu obráběcího stroje sleduje metodiku V modelu zpracovanou v normě VDI 2206 Design methodology for mechatronic systems [4], sále je problematika rozvedena v [5] a [6]

Obráběcí stroj je možné považovat za mechatonickou soustavu, za předpokladu, že dochází k synergickému efektu jednotlivých komponent z mechaniky, elektřiny, elektroniky, řízení a dalších komponent.

Stručná dekompozice stroje

- Mechanika – lože, stojany, příčnick, smykadlo, vřeteno, pohybové šrouby, krytování
- Aktuace – Pohon vřetene, pohon jednotlivých pohybových os, pohony pomocných soustav, pohony automatické výměny nástrojů
- Senzory – přímého a nepřímého odměřování polohy jednotlivých os, snímání rychlosti otáčení vřetene, měření tlaků a teplot hydraulických soustav, měření teploty částí pohonných soustav, měření teplot rámu stroje pro potřeby teplotních kompenzací
- Řízení – řízení polohy konce nástroje (předepisování poloh jednotlivých os), řízení mazání, chlazení
- Kompenzace – teplotní roztažnosti částí rámu stroje, statického průhybu nástroje, vibrací

3.1 MODELOVÁNÍ TECHNICKÉ SOUSTAVY

Adekvátní modelování je základem řešení inženýrských úloh. Modelování je soubor činností subjektu, spjatých s tvorbou a realizací modelu, s cílem vyřešit konkrétní problém na konkrétním objektu pro zvolenou rozlišovací úroveň procesu řešení [7]. Proces tvorby modelu je velmi náročný, protože vyžaduje syntézu poznatků a zkušeností z mnoha oborů. Pro vytváření modelů mechaniky jsou potřebné znalosti z oborů mechanika, matematika, části strojů, inženýrských oborových disciplín, jednotlivých typů strojů a další. Pro modelování neumíme popsat ucelený soubor poznatků a pouček a postup jejich systematického použití [8], [9], [10], [3], [11].

Základem procesu modelování (strojů) je transformace reálných objektů do podoby fiktivních abstraktních objektů (mechanického modelu) s idealizovanými vlastnostmi. Vlastnosti reálných objektů se těmito ideálními vlastnostem jen více či méně blíží. Tyto tzv. ideální objekty (např. hmotný bod, dokonale tuhé těleso, lineární pružina) nikde v realitě neexistují, ale fyzika, mechanika a ostatní inženýrské vědy formulují své poznatky jen o těchto fiktivních abstraktních objektech. Mechanika není schopna cokoli tvrdit o reálném stroji, její závěry se výlučně vztahují k modelu mechaniky složenému z ideálních objektů. Míra shody mezi vlastnostmi reálného objektu a jeho idealizovaného objektu je zásadní pro platnost závěrů inženýrských výpočtů a pro možnost použití inženýrských věd pro racionální práci inženýra. Proto má modelování v dnešní době zásadní význam v inženýrské práci a tento význam ještě roste s rostoucími možnostmi použití počítačů pro studium vlastností idealizovaných modelů reálných objektů [8].

3.2 NÁSTROJE PRO SIMULAČNÍ MODELOVÁNÍ

Pro zefektivnění vývoje mechatronických prostředků je důležité využití modelování během celého procesu vývoje mechatronické soustavy. Toto je možné provádět celou řadou simulačních nástrojů. V dnešní době existují simulační nástroje pro téměř všechny technické obory.

Tato práce se zaměřuje na tvorbu mechatronického modelu mechanické struktury obráběcích strojů pomocí simulačních nástrojů založených na prostředích „Multibody dynamic systems – zkráceně MBS“. Toto prostředí umožňuje efektivně zapojit i modely aktuátorů obráběcích strojů a také prvky jako jsou aktivní a semi-aktivní tlumiče a dále umožňuje využití co-simulačních technik.

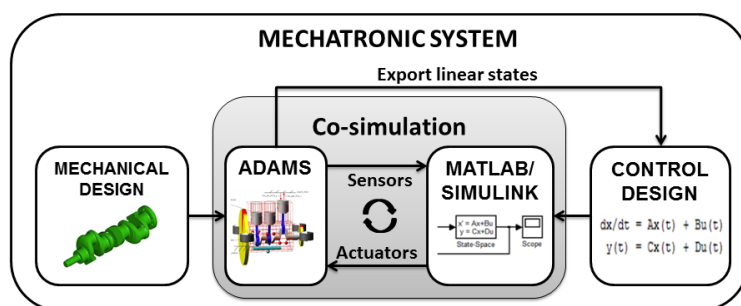
MBS umožňují vyšetřování kinematických veličin a dynamického chování prostorových vázaných mechanických soustav tvořených soustavou tuhých těles. MBS s definovaným počtem tuhých těles navzájem spojených kinematickými dvojicemi (vazbami) a pružně tlumícími členy vytvářejí modely soustav tuhých těles. Tato tělesa se v rámci mechanických vazeb, pružně tlumících členů, vstupních silových účinků a dalších okrajových podmínek mohou pohybovat v prostoru. Jednotlivé prvky MBS definují geometrii těles (rozměry a souřadnice těžiště) a tělesa jsou definována svými setrvačnými vlastnostmi (hmotnost, tenzor setrvačnosti).

Modelovaný obráběcí stroj je soustava tuhých a poddajných těles. Práce s takto vytvořeným modelem v prostředí MBS přináší řadu možností modelování dynamiky obráběcího stroje jako celku, ne jenom izolované jednotlivé části (řezný proces, pohony jednotlivých os, atd.). Výhodou tohoto přístupu je zakomponování do modelu stroje i deformace některých poddajných částí stroje.

3.3 CO-SIMULAČNÍ TECHNIKY

Co-simulační techniky založené na spolupráci řešiče ADAMS a MATLAB/SIMULINK jsou užitečným nástrojem pro zlepšení vývojového cyklu [12], [13]. Tato technika je vhodná pro vývoj mechatronických soustav jako, roboti [14], manipulátory, automobily [15], a dalších mechatronických soustav s komplexní mechanickou strukturou, dynamickým chováním a s řídicím systémem. Co-simulační techniky se používají během vývojových fází, kdy je vytvořen fyzikální nebo matematický model a navrhnuo řízení. Tyto techniky jsou vhodné pro počítačové experimenty virtuálních mechanických soustav, optimalizace parametrů, analýzu chování celého systému a testování navrženého řízení.

Obecně se mechatronický systém skládá z mechanické soustavy, aktuátorů, senzorů, řídicího systému a uživatelského rozhraní. Mechanická soustava je navržena a sestavena pomocí 3D CAD programu. Tato sestava je následně importovaná do prostředí ADAMS a jsou jí přiřazeny funkční vazby a silové zatížení.



Obr. 1 Co-simulace mechatronického systému [12]

Dynamický model v prostředí ADAMS lze použít pro návrh řízení, nebo se řízení vyvíjí přímo v prostředí MATLAB/SIMULINK. Je nutno použít stavového popisu modelu, kdy stavové proměnné modelu v ADAMS jsou propojeny s modelem řízení v MATLAB/SIMULINK a takto propojené modely se chovají jako virtuální prototyp vyvíjené mechatronické soustavy. Schéma simulačního modelu virtuálního prototypu, který je založená na co-simulační technice ukazuje Obr. 1. [12], [11], [10].

3.4 SIMULAČNÍ MODELOVÁNÍ PODDAJNÝCH TĚLES

S pohledu reálného světa jsou všechna tělesa poddajná. Je jen otázkou míry pozorování chování těles v procesu modelování, jaká míra uvážení poddajnosti se v modelu uplatní, zvláště s ohledem na výslednou výpočtovou složitost, která u větších mechanických soustav je velmi významným rozhodovacím faktorem. Chování poddajných těles je popisováno metodou konečných prvků a modelováno v prostředích ANSYS, NASTRAN, atd. Modelovat celý obráběcí stroj metodou konečných prvků je vysoce časově náročné, co se týká jak tvorby modelu, tak výpočetního času. Vzhledem k tomu, že u obráběcích strojů je potřeba modelování dynamiky pohybu celých strojních celků a přitom i modelování deformací jednotlivých poddajných těles, byl v práci zvolen přístup, který kombinuje výhody jak metody konečných prvků, tak výhody MBS. Pro tento přístup je potřeba nahradit (redukovat) chování reálného poddajného tělesa modelem, který na rozlišovací schopnosti modelu bude adekvátně popisovat jeho chování.

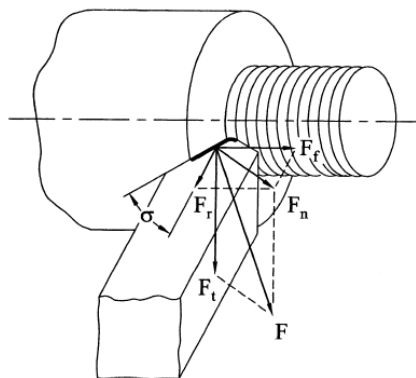
Náhrada MKP pro MBS se provádí pomocí modální redukce. Modální redukce se provádí pomocí metody Craig-Bampton, která je založena na předpokladu, že reálnou deformaci poddajného tělesa lze vyjádřit jako lineární kombinací modálních tvarů. Tato redukce se provádí v prostředí ANSYS.

4 PROBLEMATIKA ŘEZNÉHO PROCESU A JEHO KMITÁNÍ

4.1 ŘEZNÝ PROCES

Během řezného procesu dochází k oddělování třísek z obráběného polotovaru pomocí řezného nástroje. Celý proces lze popsat například takto: *Proces řezání je procesem intenzivní plastické deformace podél roviny maximálních smykových napětí* [16].

V interakci mezi obrobkem řezným nástroj působí síly, jejichž směr je zobrazen na Obr. 2



Obr. 2 Síly řezného procesu

Celková řezná síla F se skládá z dílčích komponent v poměru $4F_t : 2F_f : 1F_r$, kde
 F_t – řezná síla působící ve směru vektoru řezné rychlosti
 F_f – síla posuvu působící ve směru posuvu
 F_r – pasivní síla působící při vázaném řezání kolmo na plochu.

Pasivní síla působí ve směru nejmenší tuhosti obráběcí soustavy. Tato skutečnost výrazně ovlivňuje:

• přesnost obrobenej plochy, především se zřetelem na elastickou deformaci obrobku resp. nástroje

• chvění při obrábění (náchylnost na vznik chvění se zvyšuje se snižující se tuhostí soustavy).

Vektor výsledné řezné síly závisí na jednotlivých složkách a je ovlivněn parametry řezného procesu a velikost je rána vztahem [17]

$$F = \sqrt{F_t^2 + F_f^2 + F_r^2} \quad (1)$$

Kmitání obráběcích strojů, především nástroje, představuje vážný problém, který je nutné řešit od samého počátku návrhu obráběcího stroje. Vibrace mají velký vliv na geometrickou přesnost obráběného dílu a kvalitu povrchu. Také se působení vibrací projevuje na životnosti řezného nástroje i celého stroje a ruší okolí hlukem. Vznik vibrací může být zapříčiněn několika faktory [18], [19]

- nevyváženost rotačních částí,
- přerušování řezu,
- rázy při chodu stroje,
- interakce pohonů posuvových os a celého stroje,
- řezný proces – samobuzené kmitání.

4.2 SAMOBUZENÉ KMITÁNÍ

Samobuzené kmitání se objevuje jak při silovém obrábění (hrubování) tak i při obrábění na čisto (dokončování). Vibrace vznikají vzájemným zpětnovazebným ovlivňováním řezného procesu a obráběcího stroje. Samobuzené kmitání je způsobeno periodickou modulací statické složky řezné síly F , která je vyvolána

proměnnou hloubkou třísky. Změna hloubky třísky je dána změnou relativní polohy nástroje a obrobku v důsledku kmitání celého systému stroj-nástroj-obrobek [20].

- Princip polohové vazby

Princip polohové vazby – Podle principu polohové vazby je pro vznik samobuzeného kmitání nutná existence dvou dominantních tvarů kmitů mezi nástrojem a obrobkem. Tyto kmity jsou vzájemně kolmé a mají různé vlastní frekvence. Periodicky proměnná řezná síla pak systém rozkmitá současně v obou dominantních směrech stejnou frekvencí a konstantní vzájemnou fází tak, že břit se pohybuje po eliptické dráze.

Při pohybu břitu nástroje z bodu A do bodu B řezná síla působí proti směru pohybu obrobku a odebírá energii ze systému. Při opačném pohybu z bodu B do bodu A řezná síla do systému energii dodává. Protože při pohybu $B \rightarrow A$ má tříska větší tloušťku (větší řezná síla) než při pohybu $A \rightarrow B$, tak převažuje energie do systému dodávaná [18], [19], [21], [22].

- Regenerativní princip - Podle popisu regenerativního principu vzniká samobuzené kmitání tak, že kmitající ostří nástroje odřezává zvlněný povrch obrobku, který vznikl při předchozím řezu. Zvlnění povrchu obrobku mění periodicky hloubku řezu (tloušťku třísky) a tím dochází ke kinematickému vybuzení kmitů řezného nástroje, které poté budí celý systém obráběcího stroje. Pro vznik samobuzeného kmitání podle regenerativního principu je rozhodující fázový posuv mezi zvlněním obráběného povrchu a kmity řezného nástroje. Pokud bude tento fázový posun nulový, tak se samobuzené kmitání neobjeví [18], [19], [20],[21], [22], [23], [24].

4.3 KOMPENZACE VIBRACÍ OBRÁBĚCÍCH STROJŮ

Než se přistoupí k použití jakékoli kompenzační techniky obráběcích strojů, je snaha konstruktérů vyvinout takový obráběcí stroj tak, aby byl dostatečně tuhý a odolával nežádoucímu kmitání bez potřeby jakýchkoliv dodatečných kompenzací. Tohoto se dosahuje úpravou jednotlivých částí nosné konstrukce stroje, jakou jsou např. lože, stojany, příčnick a další. Upravují se např. topologie jednotlivých částí stroje, tj. tvar těchto částí, žebrování, tloušťky stěn, dále úprava spojů (množství, poloha a provedení pevných a pohyblivých spojení) a dále vhodná volba materiálu jednotlivých částí stroje [18], [19], [22].

Jestliže je po provedení předchozích kroků použití kompenzací obráběcího stroje opodstatněné tak je na výběr ze tří možností kompenzace:

- Pasivní kompenzace, provádí se přidáním pasivních tlumičů či hltičů vibrací. Těmito prostředky se pasivně eliminují vibrace buzených částí obráběcích strojů.
- Semi-aktivní kompenzace chyb přesnosti částí obráběcích strojů je založena na výpočetní metodě, která se snaží zahrnout chyby přesnosti jednotlivých částí stroje do výpočtu dráhy nástroje. Nejprve je sestaven výpočtový model proměnných řezných sil působících na nástroj [25]. Na základě tohoto modelu a geometrického modelu řezného nástroje se následně vypočítává chyba

přesnosti části stroje a upravuje se dráha nástroje. Tato koncepce nevyžaduje žádný zásah do konstrukce stroje. Nevýhodou je nutnost pro každý nástroj vytvářet nové výpočtové modely což velmi omezuje nasazení v reálném provozu.

Této metody se využívá při moderním obrábění tvarově složitých ploch v hromadné výrobě např. při výrobě dopravních systémů, kde se vyžaduje vysoká tvarová jakost obráběných ploch při zachování vysoké produktivity [26], [27].

- Aktivní kompenzace částí obráběcích strojů se zabývá jak kompenzací statické řezné síly, která se projevuje průhybem nástroje, tak dynamickými chybami, které se projevují vibracemi stroje a nástroje.

5 MODEL OBRÁBĚCÍHO STROJE

Cílem této disertační práce je simulační modelování obráběcího stroje jako mechatronické soustavy. Byl vytvořen model vertikálního obráběcího centra, viz Obr. 3. Na tomto modelu je prezentována tvorba simulačního modelu obráběcího stroje s poddajnými a tuhými tělesy a srovnat chování simulačního modelu s chováním reálného stroje

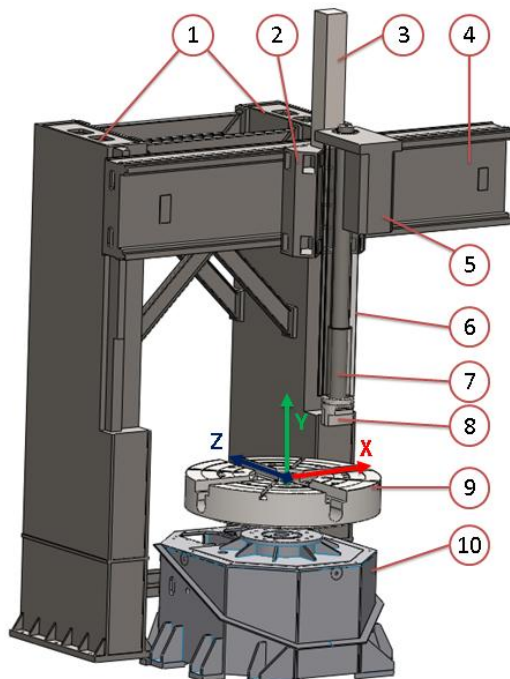


Obr. 3 Příklad podobného obráběcího stroje

5.1 POPIS STROJE

Stroj je dvoustojanové konstrukce, která je doplněna dvěma příčkami v horní části a tvoří tak uzavřenou rámovou konstrukci. Stojany jsou pomocí šroubů připevněny přímo na betonový základ. Na stojanech je připevněn přestavitelný uzamykatelný příčník, po kterém se pohybuje jeden příčníkový suport. Příčníkový suport je osazen smykadlem se snímatelnou nožovou hlavou (držákem). Uvnitř smykadla je vřetenem, které je poháněno elektrickým motorem spojeným s vřetenem pomocí řemenového převodu a je připevněným k hornímu konci smykadla. Všechna vedení stroje jsou osazena předepnutými valivými bloky a posuvy jsou realizovány pomocí kuličkových šroubů. Další částí stroje je lože, které nese upínací desku a je připevněno šrouby k betonovému základu. Deska je spojena s ložem přes křížové válečkové předepnuté ložisko. Konstrukci stroje ilustruje Obr. 4., kde části stroje 1, 2, 3, 4, 5, 6 jsou modelovány jako poddajné tělesa a části 7, 8, 9 jako tuhá tělesa.

Rámy většiny částí modelovaného stroje jsou vyrobeny svařováním z ocelových plechů. Dále je celý pracovní prostor stroje krytován. Kryty nejsou součástí modelu, protože nemají podstatný vliv na dynamické chování stroje.

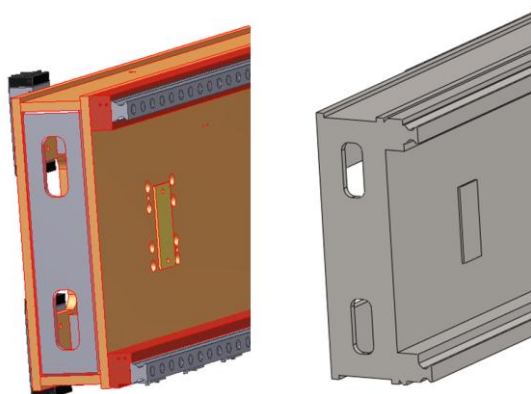


Obr. 4. Konstrukce modelovaného obráběcího stroje: 1. stojany, 2. suport, 3. pohon smykadla, 4. příčník, 5. pohon vřetene, 6. smykadlo, 7. vřeteno, 8. držák nástrojů, 9 upínací deska, 10. lože

5.2 TVORBA MODELŮ JEDNOTLIVÝCH ČÁSTÍ STROJE

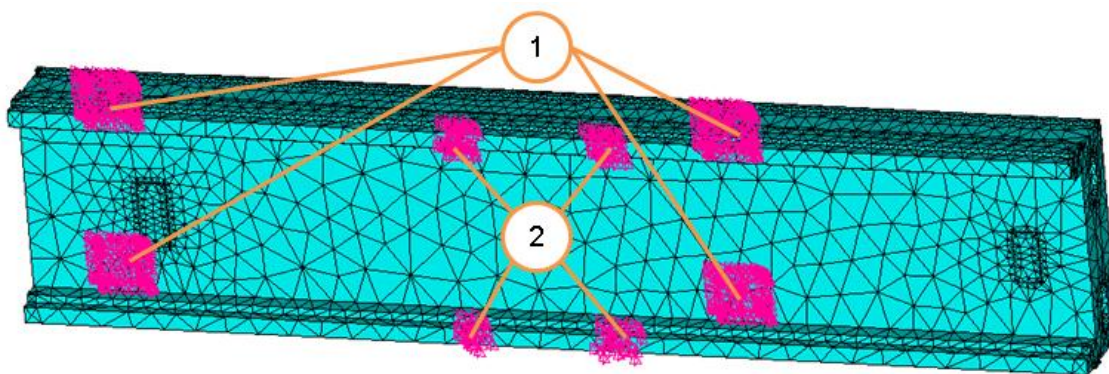
Tvorba modelů jednotlivých částí stroje se skládá z několika kroků.

- **Úprava CAD modelu** – je provedena úprava výrobních CAD modelů. Úprava spočívá v odstranění všech nepodstatných prvků pro modální redukci, které mají na výsledné dynamické chování zanedbatelný vliv. Mezi tyto prvky patří například krytování stroje, kabeláž, chladič systém, zásobník nástrojů, ale také díry pro šrouby, zkosení hran atd. Po odstranění nepodstatných prvků se sloučí jednotlivé díly podsestav rámu do jednotlivých tuhých těles sestavy, viz Obr. 5.



Obr. 5 Vlevo neupravený CAD model příčníku a vpravo upravený CAD model příčníku

- **Modální redukce** - u modálně redukovaných částí stroje jsou pro spojování jednotlivých částí vytvořeny vazebné body, přes které se jednotlivé části rámu stroje spojují. U takto velkého modelu je bráno v úvahu prvních 20 módů. Toto číslo je zvoleno na základě výsledků měření reálného stroje, kdy největší amplitudy dosahují frekvence do 120 Hz. Všechna tělesa jsou meshována prvkem SOLID185 (prostorový prvek s osmi uzly). Spojení mezi vazebnými body a vybranými uzly prvků SOLID185 jsou tvořeny prvkem MPC184.



Obr. 6 Ukázka rozložení interface nodů na redukovaném příčniku

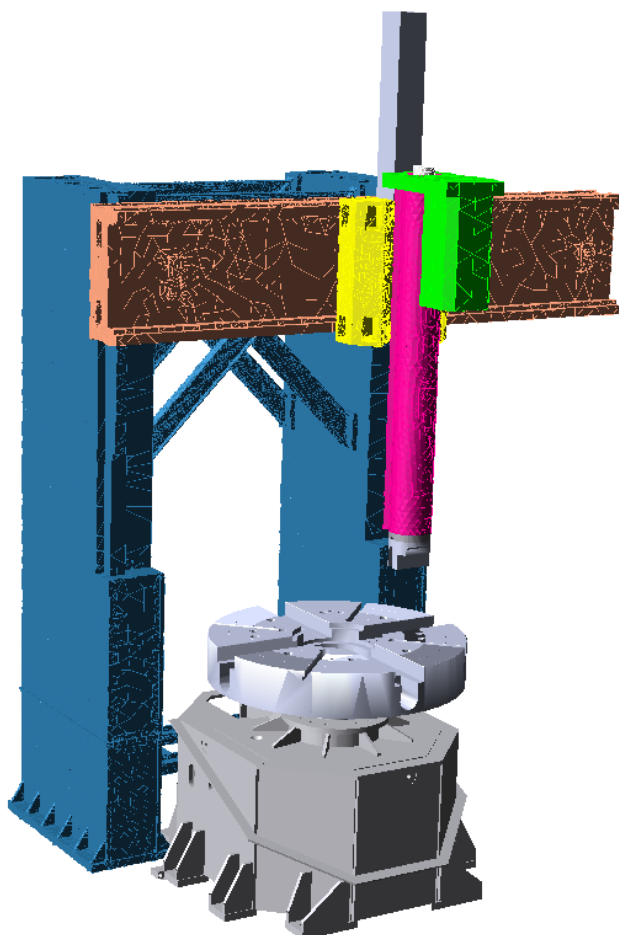
Po provedení redukce a na importování tělesa do ADAMS se provede srovnání modálních analýz redukovaného a neredukovaného tělesa. Výsledek ukazuje Tabulka 1.

Tabulka 1. Srovnání vlastních frekvencí příčniku ANSYS/ADAMS

MODE	ANSYS [Hz]	ADAMS [Hz]	delta [%]
1	149.7	149.3	0.3
2	292.2	291.8	0.1
3	344.4	341.8	0.7
4	369.9	367.4	0.6
5	467	464.9	0.4
6	499.5	497.3	0.4

5.3 SESTAVENÍ MBS MODELU STROJE

Do prostředí ADAMS jsou postupně pomocí modulu ADAMS/Flex importovány jednotlivé modely poddajných těles. Nejprve je naimportován stojan, který je pevnou vazbou připojen k základnímu tělesu. Následně jsou přidávány další prvky stroje, které jsou v prvním kroku mezi sebou ve vazebných bodech spojeny pevnou vazbou. Takto sestavený model ukazuje Obr. 7.



Obr. 7. Model obráběcího stroje v ADAMS

Po sestavení modelu byla provedena jeho verifikace, které se skládala ze dvou částí:

- Nejprve byla provedena simulace, ověření statické tuhosti modelovaného stroje. Simulace byla prováděna obdobně jako zkouška na reálném stroji.
- Srovnání vlastních frekvencí modelu stroje zjištěných modální analýzou a frekvencí naměřených na reálném stroji.

Na reálném stroji tato zkouška probíhá tak, že se mezi maximálně vysunutě smykadlo a upínací desku stroje rozeprě klešťový dynamometr, kterým se vyvozuje statická síla a digitálním úchylkoměrem se měří deformace mezi smykadlem a upínací deskou. Z naměřených hodnot se následně dopočítá tuhost stroje podle vztahu 21.

$$k = \frac{F}{l} \quad (2)$$

Při simulování zkoušky statické tuhosti na modelu, byla do modelu přidána síla ve směru osy X a Y o velikosti $F = 1000N$, která působila stejně, jako při zkoušení reálného stroje, tzn. mezi smykadlem a upínací deskou. Posunutí ve směru osy X bylo $l_x = 5,94e-5 m$ a ve směru osy Y $l_y = 4,86e-5 m$.

$$k_x = \frac{F}{l_x} = \frac{1000}{5,94e-5} = 16,8 \quad N/\mu m$$

$$k_y = \frac{F}{l_y} = \frac{1000}{4,86e-5} = 20,6 \quad N/\mu m$$

Obě hodnoty statické tuhosti jsou větší než statická tuhost reálného měřeného stroje. Tento rozdíl je dán tím, že do modelu ještě nejsou zahrnuty tuhosti valivých vedení a tuhost ložiska nesoucího upínací desku.

V dalším kroku je provedeno srovnání modálních vlastností modelu a reálného stroje. Výsledek ukazuje tabulka 4.

Tabulka 4. Srovnání vlastních frekvencí modelu a reálného stroje

MODE	Frek. Mod.	Poměrné tlumení	Frek. Stroj.	Delta [%]
1	19.5	0.6	16,9	13.3
2	32.7	1.08	34.1	4.2
3	67.7	1.9	74.6	10.1
4	82.6	3.15	82.2	0.5
5	100.2	3.3	100.1	0.09
6	108.7	3.8	104.4	3.9
7	124.2	4.7	115.3	7.1

Pro zpřesnění modelu stroje je přidána i tuhost valivých vedení mezi jednotlivými modely těles reprezentující části stroje. Tuhost valivých vedení je do modelu zahrnuta pomocí ideálních tuhostně tlumících prvku (bushing). Tento prvek dovoluje nastavit jak translační tuhosti podél jednotlivých os, tak rotační tuhost kolem těchto os a také tlumení ve všech směrech. Velikost tuhostí v jednotlivých směrech je určena z katalogového listu výrobce valivých vedení.

$$k_x = \frac{F}{l_x} = \frac{1000}{7,09e-5} = 14,1 \quad N/\mu m$$

$$k_y = \frac{F}{l_y} = \frac{1000}{4,94e-5} = 20,2 \quad N/\mu m$$

Po nahrazení tuhých spojení mezi jednotlivými tělesy vazbou bushing klesla statická tuhost. I přes tento pokles je statická tuhost stále větší než u reálného stroje, protože do modelu není zahrnuto poddajné chování lože a není modelována tuhost křížového ložiska.

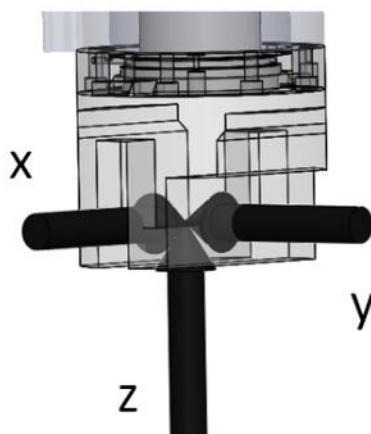
V dalším kroku je provedeno srovnání modálních vlastností modelu a reálného stroje. Výsledek ukazuje tabulka 5

Tabulka 5. Srovnání vlastních frekvencí modelu a reálného stroje

MODE	Frek. Mod.	Poměrné tlumení	Frek. Stroj.	Delta [%]
1	19.5	2.4	16,9	15.3
2	32.4	3.8	34.1	4.9
3	62.8	1.9	74.6	15.8
4	81.4	9.8	82.2	0.9
5	103.9	3.3	104.4	0.4
6	121.9	3.8	115.3	5.7
7	128.5	3.9	136.4	5.8

5.4 GENEROVÁNÍ LTI

Pro generování z linearizovaného modelu jsou nejprve vytvořeny vstupní a výstupní stavové proměnné. Vstupem jsou síly ve směrech os x, y a z a výstupem je posunutí působíště vstupních sil. Působíště je umístěno do držáku nástrojů na konci smykadla. Celou konfiguraci ukazuje zbavit všech nepodstatných prvků pro modální redukci, které mají na výsledné dynamické chování zanedbatelný vliv. Mezi tyto prvky patří například krytování stoje, kabeláž, chladicí systém, zásobník nástrojů, ale také díry pro šrouby, zkosení hran atd. Po odstranění nepodstatných prvků se sloučí jednotlivé díly podsestav rámu do jednotlivých tuhých těles sestavy, viz Obr. 5.



Obr. 8. Síly působící na konci smykadla

Pro generování z linearizovaného modelu v ADAMS je použit toolbox CONTROL a funkce Plant Export. Výsledkem jsou stavové matice A (428/428), B (428/3), C (3/428) a D (3/3). K další práci s tímto vygenerovaným modelem je nutná jeho úprava.

Pro získání adekvátního LTI modelu s co nejnižším řádem je provedena jeho redukce. Existuje celá řada metod redukce řádu LTI modelu. Použití většiny z nich se však ukazuje jako nepřiměřené, protože model redukují formálně, pouze na základě jeho numerických vlastností, a neberou v úvahu vnitřní strukturu MBS modelu promítnutou do LTI modelu, který má být redukován.

Strukturu MBS modelu však reflektuje kanonickou modální formou LTI stavového modelu. Tato forma do určité míry sleduje pojetí módů a modálních tvarů, které je

typické pro mechaniku kontinua. Kromě toho umožňuje původní model \mathbf{Y} dekomponovat do množiny dílčích LTI stavových modelů \mathbf{Y}_k s podstatně nižšími řády, než měl model původní. Konkrétně do dílčích LTI modelů řádu $2n_k$, při násobnosti dvojice komplexně sdružených vlastních čísel s násobností n_k , resp. řádu n_k , pro reálné vlastní číslo takové násobnosti. Dílčí LTI stavový model pak lze chápat jako model vybraných projevů (vzhledem ke vstupům a výstupům modelu) k -tého modálního tvaru a lze psát

$$\begin{aligned} \mathbf{q} &= \sum_k \mathbf{q}_k \\ &= \left(\sum_k \mathbf{Y}_k \right) \mathbf{Q} \end{aligned} \quad (3)$$

Redukci řádu modelu, která respektuje strukturu MBS modelu, lze realizovat pouhým vyřazením dílčích modelů těch modálních tvarů, jejichž příspěvek do původního modelu je minimální. K posouzení významnosti jednotlivých modálních tvarů ve frekvenční oblasti byla s výhodou použita norma H_∞ , široce používanou v teorii automatického řízení, definovanou pro \mathbf{Y}_k jako

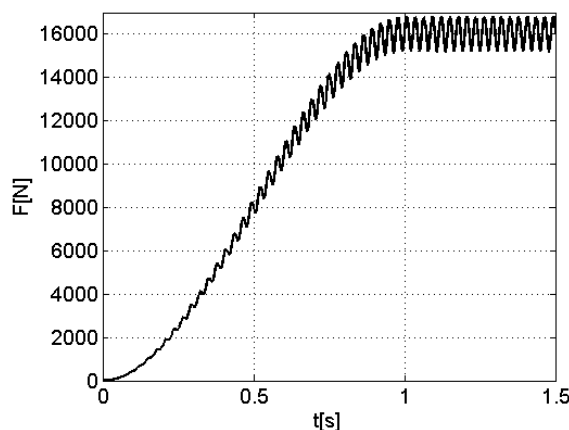
$$\|\mathbf{Y}_k(s)\|_\infty = \max_{\omega} \sigma_{\max}(\mathbf{Y}_k(j\omega)) \quad (4)$$

kde σ_{\max} znamená nejvyšší singulární hodnotu LTI stavového modelu pro $s = j\omega$, tj. $\mathbf{Y}_k(j\omega)$. Do redukovaného modelu \mathbf{Y}_R pak byl zařazen pouze zvolený počet modálních tvarů s nejvyššími hodnotami normy H_∞ . Možnou mírou toho, jak odpovídá dekomponovaný (eventuálně redukovaný) model původnímu modelu, je opět norma H_∞

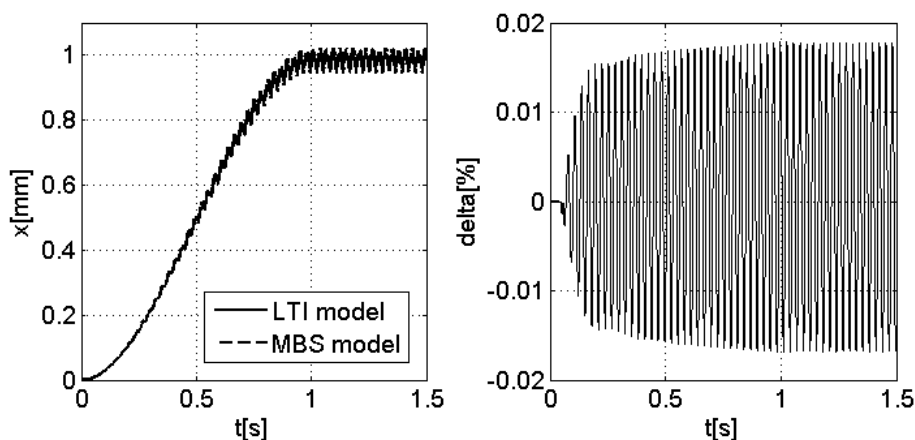
$$\|\mathbf{Y}(s) - \mathbf{Y}_R(s)\|_\infty \quad (5)$$

která je chápána jako absolutní neurčitost redukovaného modelu.

Pro ověření modelu bylo provedeno testování v časové oblasti referenčním buzením, které je zobrazeno na Obr. 9. Toto buzení bylo nejprve puštěno na model v ADAMS (působíště sil ukazuje Obr. 8) a následně na redukovaný LTI model a byly srovnávány posunutí konce smykadla. Výsledky odezvy síly působící v ose x na posunutí v ose ukazuje Obr. 10.



Obr. 9 Zatěžovací síla



Obr. 10 Srovnání odezev LTI a MBS ve směru osy x

Výsledná relativní chyba posunutí ve směru osy x mezi oběma modely je malá, takže je možno LTI model použít v další práci např. pro návrh aktivního kompenzátoru vibrační stroje.

6 HLAVNÍ VÝSLEDKY PRÁCE

Hlavním cílem této práce bylo vytvořit metodiku pro tvorbu modelu obráběcího stroje, který by v dostatečné míře popisoval chování reálného stroje a mohl tak být použitelný pro simulační modelování odolnosti stroje vůči kmitání, zvláště samobuzenému. Z výsledků rešeršní studie vyplynula modelovací technika použitelná pro modelování dynamiky obráběcích strojů. Tato technika je založená na dynamice soustav tuhých a poddajných těles. Tento přístup byl ověřen nejprve na jednoduchém řezném nástroji a poté byl použit pro modelování vertikálního soustruhu.

6.1 TEORETICKÝ PŘÍNOS

Hlavním teoretický přínos práce spočívá v popsání problematiky tvorby lineárního modelu, který je vhodný jak pro analýzu samobuzeného kmitání, tak pro návrh kompenzací chyb obráběcích strojů. Zvolený postup vychází z použití

simulačních modelů MBS. Tento postup je doplněn možností zahrnout do modelu i poddajné chování vybraných částí modelu. Celý postup je demonstrován nejprve na jednoduchém tělese a poté na soustavě těles tvořících nosnou konstrukci vertikálního soustruhu. Během modelování obráběcího stroje je nejprve provedena dekompozice struktury stroje a jednotlivé díly stroje jsou rozděleny na tuhé a poddajné. Toto dělení se provádí na základě uvažovaných budících frekvencí. Jestliže má těleso vlastní frekvence v pásmu budících frekvencí, tak je modelováno jako poddajné. Jestliže vlastní frekvence tělesa leží mimo oblast budících frekvencí tak je modelováno jako tuhé. Poddajné vlastnosti těles jsou reprezentovány modálně redukovanými konečnými prvky, čímž se zvyšuje výpočtová efektivita. Při modální redukci se využívá metody Craig-Bampton, která je implementována v prostředí ANSYS a umožňuje import takto redukovaných těles do prostředí ADAMS. Takto vytvořené modely poměrně věrně popisují chování reálných soustav s poddajnými tělesy. Tento přístup se již řadu let používá při modelování letadel, automobilů, spalovacích motorů a dalších mechanismů, ale doposud nebyla využita při návrhu obráběcích strojů.

6.2 PRAKTICKÝ PŘÍNOS

Za praktický přínos této práce lze považovat zpracovanou metodiku pro tvorbu poddajných modelů dynamiky obráběcích strojů. Dalším přínosem jsou jednotlivé modely částí obráběcího stroje vytvořené v prostředí ADAMS. Mezi dílčí přínosy lze zařadit:

- Vytvoření modelu MBS řezného nástroje a jeho lineárního ekvivalentu ve formě stavových matic.
- Analýza stabilních oblastí samobuzeného kmitání, tzv. loby diagram řezného nástroje pro stanovování stabilních řezných podmínek
- Vytvoření a verifikace simulačního modelu MBS reálného vertikálního soustruhu.

Dílčí výsledky této práce byly již publikovány v rámci řešení projektu MSM0021630518 Simulační modelování mechatronických soustav

6.3 PEDAGOGICKÝ PŘÍNOS

V rámci této práce byla zpracována problematika modelování obráběcích strojů. Výše popsaná metodika je použitelná pro modelování kinematiky a dynamiky obráběcích strojů a dalších mechatronických soustav. S současné době je v rámci studenských prací zpracováván dynamický model vřetene a vřeteníku frézovacího stroje. Tato studenská práce využívá obecných poznatků této práce a bude sloužit pro návrh kompenzátorů chyb vřeten obráběcích strojů.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] R. Bishop, *The Mechatronics Handbook*. CRC Press, 2007, p. 1416.
- [2] G. Onwubolu, *Mechatronics: Principles and Applications*. Butterworth-Heinemann, 2005, p. 672.
- [3] T. Brezina, O. Andrs, L. Brezina, Z. Hadas, P. Houska, J. Kovar, and J. Vetiska, "VIRTUAL DESIGN OF INDUSTRIAL MANIPULATOR USING MECHATRONIC APPROACH," pp. 105–110, 2011.
- [4] "VDI 2206 Design methodology for mechatronic system." p. 118, 2004.
- [5] V. S. Vasić, "Standard Industrial Guideline for Mechatronic Product Design," *Mechatronics*, pp. 103–108, 2008.
- [6] R. Isermann, "Mechatronic systems--innovative products with embedded control," *Control Engineering Practice*, p. 17, 2008.
- [7] P. Janíček, *Systémové pojetí hledání souvislostí*, První. Brno: VITIUM, 2007, p. 1234.
- [8] M. Valášek, *Dynamika robotických systémů*. Brno: Ústav automatizace a měřicí techniky, 2011, p. 29.
- [9] R. Paper, Z. Hadas, V. Vetiska, V. Singule, O. Andrs, J. Kovar, and J. Vetiska, "Energy Harvesting from Mechanical Shocks Using A Sensitive Vibration Energy Harvester Regular Paper," *International Journal of Advanced Robotic Systems*, pp. 1–7, 2012.
- [10] J. Vetiska and Z. Hadas, "Using of simulation modelling for developing of active damping system," *International Symposium on Power Electronics Power Electronics, Electrical Drives, Automation and Motion*, pp. 1199–1204, Jun. 2012.
- [11] T. Brezina, J. Vetiska, Z. Hadas, and L. Brezina, "Simulation Modelling and Control of Mechatronic Systems with Flexible Parts," *Mechatronics*.
- [12] T. Brezina and Z. Hadas, "Using of Co-simulation ADAMS-SIMULINK for development of mechatronic systems," *MECHATRONIKA, 2011 14th*, pp. 59–64, Jun. 2011.
- [13] D. Zhu, J. Qin, Y. Zhang, H. Zhang, and M. Xia, "Research on Co-simulation Using ADAMS and MATLAB for Active Vibration Isolation System," *2010 International Conference on Intelligent Computation Technology and Automation*, pp. 1126–1129, May 2010.
- [14] Z. Zhu and M. Naing, "Integrated ADAMS+MATLAB environment for design of an autonomous single wheel robot," *Industrial Electronics, 2009.*, pp. 2253–2258, 2009.
- [15] C. Anyu, D. Xiliang, and H. Shugen, "Co-simulation Study on EPS System Based on ADAMS and MATLAB," *2011 Third International Conference on Measuring Technology and Mechatronics Automation*, pp. 791–794, Jan. 2011.
- [16] B. Bumbálek, *Fyzikální podstata řezání 2005*. Brno: , 2005, p. 125.

- [17] Mádl Jiří, “Technologie obrabeni 1.” České vysoké učení technické v Praze, Praha.
- [18] J. Marek, *Konstrukce CNC obráběcích strojů*. MM publishing, s.r.o., 2010, p. 420.
- [19] J. Tlustý, *Manufacturing processes and equipment*. Prentice-Hall, Inc., 1999, p. 928.
- [20] T. Březina, J. Vetiška, P. Blecha, and P. Houška, “Control Method for Elimination of Self–Excited Oscillations during Turning,” *Solid State Phenomena*, vol. 164, pp. 171–176, Jun. 2010.
- [21] P. Fojtů, *Problematika samobuzeného kmitání při obrábění*. .
- [22] M. Weck and C. Brecher, *Werkzeugmaschinen 5: Messtechnische Untersuchung und Beurteilung, dynamische Stabilität*, Softcover. Berlin: Springer-Verlag Berlin and Heidelberg GmbH & Co. K, 2006, p. 502.
- [23] T. Březina, J. Vetiška, P. Blecha, P. Houška, B. Tomáš, M. Engineering, and T. Brno, “Elimination of self – excited oscillations via changes in the thickness of chips,” pp. 1–6, 2009.
- [24] T. Březina, J. Vetiška, P. Blecha, and P. Houška, “Design of the controller for elimination of self- excited oscillations,” *Recent advances in mechatronics*, pp. 395–400, 2009.
- [25] J. Tlustý and M. Polacek, “The Stability of Machine Tools Against Self Excited Vibrations in Machining,” *ASME*, pp. 465–474, 1963.
- [26] P. Dépincé and J.-Y. Hascoët, “Active integration of tool deflection effects in end milling. Part 1. Prediction of milled surfaces,” *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, vol. 46, no. 9, pp. 937–944, Jul. 2006.
- [27] W. A. Kline, R. E. DeVor, and I. A. Shareef, “The Prediction of Surface Accuracy in End Milling,” *Journal Of Engineering For Industry*, vol. 104, no. 3, p. 272, 1982.

AUTOROVO CV

Osobní údaje

Ing. Jan Vetiška, narozen 31. 10. 1981 v Uherské Hradišti

Pracoviště

Ústav a informatiky
Fakulta strojního inženýrství
Vysoké učení technické v Brně
Technická 2896/2
616 69 Brno

Funkce na pracovišti

asistent

Vzdělání a akademická kvalifikace

2008: FSI VUT v Brně, Inženýrská informatika a automatizace
2005: FSI VUT v Brně, Aplikovaná informatika a řízení
2001: Střední a speciální školy MESIT o.p.s.

Přehled zaměstnání

2012 – dosud: asistent, ÚVSSR VUT FSI v Brně
2009- 2012: technický pracovník, UAI FSI VUT v Brně
léto 2006: pomocná konstrukční činnost, SOMA engineering
2005-2007: konstrukční činnost, Partec a.s , Uherský ostroh

Pedagogická činnost

Výuka cvičení předmětů: Automatizace, Informatika

Vědecko výzkumná činnost, zapojení do projektů

FSI-S-11-23 Modelování a řízení soustav s redundantní akucí
FSI-J-11-39 Synchronizace řízení běhu více DC motorů
G1 3058/2011 Inovace předmětu Automatizace s využitím moderních simulačních nástrojů
G1 2997/2010 Inovace předmětu Informatika s využitím moderních simulačních nástrojů
FSI-S-10-29 Vývoj řízení a sensoriky nekonvenčních mechatronických zařízení
MSM 0021630518 Simulační modelování mechatronických soustav
FSI-S-11-16 Návrh experimentálního standu pro analýzu energetické náročnosti posuvových os výrobních strojů
NETME Centre, Divize mechatroniky

ABSTRACT

The thesis deals with building and utilization of mechatronic models which are based on modeling of system of rigid and flexible bodies. Such models are then used for analysis of behavior of complex systems, for instance machine tools. The work is concentrated on analysis of self-excitation of a machine tool. The appearance of the self-excitation during the machining may be influenced by several methods described in the work. The evaluation of the appearance of the self-excitation is analyzed via so called lobe diagram. It is necessary to know transfer function describing the impact of acting forces on the deformation of the system (machine tool in this case) for compilation of the lobe diagram. The whole structure of the model shows compliant behavior which dramatically influences the transfer function thus the approach to the modeling of mechanical parts as flexible bodies is proposed. There are created models of modally reduced flexible bodies based on modified CAD models which have same modal properties as non-reduced FEM models up to the maximal excitation frequency. The reduced models have significantly lower number of degrees of freedom and it is possible to work with them in multi-body simulation tools and at the same time they contain the information about the deformations. The work utilizes Craig-Bampton method which is implemented to the ANSYS. The whole model is consequently built and analyzed in ADAMS. It is possible to export the linearized model of the system in form of state matrices which are used for writing of the transfer function. The conditions of stability of the machining process are then evaluated via the lobe diagram. The proposed thesis presents the modeling of mechatronic systems with stiff and rigid bodies. The approach may be used for analysis of machining tools as well as for development of advanced mechatronic systems with active damping, etc.