

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV MECHANIKY TĚLES, MECHATRONIKY A BIOMACHANIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF SOLID MECHANICS, MECHATRONICS AND BIOMECHANICS

SIMULAČNÍ POSOUZENÍ MOŽNOSTÍ TLUMENÍ OSY X TĚŽKÉHO
OBRÁBĚCÍHO STROJE

BAKALÁŘSKÉ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. JAKUB ŠTETINA

BRNO 2014



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV MECHANIKY TĚLES, MECHATRONIKY A
BIOMACHANIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF SOLID MECHANICS, MECHATRONICS AND
BIOMECHANICS

SIMULAČNÍ POSOUZENÍ MOŽNOSTÍ TLUMENÍ OSY X TĚŽKÉHO OBRÁBĚCÍHO STROJE

SIMULATION ASSESSMENT OF X AXIS DAMPING POSSIBILITIES OF HEAVY MACHINE TOOL

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. JAKUB ŠTETINA

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

prof. RNDr. Ing. TOMÁŠ BŘEZINA, CSc.

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky

Akademický rok: 2013/2014

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Jakub Štetina

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Mechatronika (3906T001)**

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:

Simulační posouzení možností tlumení osy X těžkého obráběcího stroje

V anglickém jazyce:

Simulation Assessment of X Axis Damping Possibilities of Heavy Machine Tool

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

1. S použitím CAD modelu osy X těžkého obráběcího stroje poskytnutého výrobcem TOSHULIN a.s. vytvořte
 - a) zjednodušený model osy X jako vázané mechanické soustavy (MBS) a
 - b) zjednodušený LTI model osy X.
2. Navrhněte způsob tlumení osy X.
3. Navrhněte a do modelů zaveďte tlumící prvky.
4. Vyhodnoťte dosažený kompenzační efekt ve frekvenční i časové oblasti.

Cíle diplomové práce:

Získat podklady pro strategické rozhodnutí výrobce o využití navrženého způsobu tlumení osy X.

Seznam odborné literatury:

NEUGEBAUER, R., DENKENA, B., WEGENER, K., "Mechatronic Systems for Machine Tools," CIRP Annals, 56(2), 657–686 (2007).

URIARTE, L. et al. Machine tools for large parts, CIRP Annals- Manufacturing Technology, (2013).

Vedoucí diplomové práce: prof. RNDr. Ing. Tomáš Březina, CSc.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/2014.

V Brně, dne 26.11.2013

L.S.

prof. Ing. Jindřich Petruška, CSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan fakulty

Abstrakt

Tato diplomová práce se zabývá simulační možností tlumení osy X těžkého obráběcího stroje. CAD model osy X poskytla společnost TOSHULIN, a.s. V práci je popsáno vytvoření sestavy osy X jako vázané mechanické tělesy s tuhými a následně i poddajnými tělesy. Cílem práce je vytvořit zjednodušený model a na základě simulování dynamického chování získat podklady pro strategické rozhodnutí výrobce o využití navrženého způsobu tlumení osy X.

Při řešení tohoto problému byly použity programy: SolidWorks 2013 - pro zjednodušení CAD modelů, Ansys 14.5 pro modelování poddajných těles, MSC.Adams 2013 pro modelování vázaných mechanických soustav a Matlab 2012 pro zpracování dat a optimalizaci.

Klíčová slova

těžký obráběcí stroj, tlumení, poddajná tělesa, vázaná mechanická soustava, MSC.Adams

Abstract

This master's thesis deals with the simulation assessment of axis X damping possibilities of Heavy Machine Tools. CAD model has been provided by company TOSHULIN a.s. In the thesis, there is described modelling of axis X as multi body system consisting of rigid and flexible bodies. The main goal is to create simplified model and get the information for strategic decision of manufacturer about damping possibilities of axis X.

For the solution has been used several software products: SolidWorks 2013 - for simplifying the CAD models, Ansys 14.5. for modelling of flexible bodies, MSC.Adams for modelling multi body systems and Matlab 2012 for data processing and optimization.

Keywords

heavy machine tool, damping, flexible bodies, multi body system, MBS, MSC.Adams

Bibliografická citace

ŠTETINA, J. *Simulační posouzení možností tlumení osy X těžkého obráběcího stroje*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 66s. Vedoucí diplomové práce prof. RNDr. Ing. Tomáš Březina, CSc..

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci na téma „Simulační posouzení možností tlumení osy X těžkého obráběcího stroje“ vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v seznamu, který je součástí této práce.

V Brně, 30. května 2014

.....
Bc. Jakub Štetina

Poděkování

Touto cestou bych chtěl poděkovat všem, kteří mi odborně a morálně pomohli při psaní této diplomové práce. Především bych rád poděkoval za spolupráci, cenné rady a připomínky vedoucímu práce prof. RNDr. Ing. Tomášovi Březinovi, CSc. a kolegům za jejich pomoc a ochotu – především Ing. Zdeňku Hadašovi, Ph.D. a Ing. Janu Vetiškovi, Ph.D.

Obsah

1	ÚVOD.....	10
2	FORMULACE PROBLÉMU A CÍLE PRÁCE.....	12
3	KMITÁNÍ V OBRÁBĚCÍCH STROJÍCH.....	13
3.1	Redukce kmitání regulací pohonu.....	14
3.2	Možnosti tlumení.....	15
3.3	Motivace.....	16
4	KONCEPCE MODELOVANÉHO OBRÁBĚCÍHO STROJE.....	17
4.1	Zjednodušení poskytnutého modelu pro výpočty.....	18
4.2	Modální analýza vybraných součástí.....	21
4.3	Zhodnocení redukce 3D modelů a určení poddajných těles.....	22
5	MODELOVÁNÍ PODDAJNÝCH TĚLES.....	23
5.1	Model neutral file (MNF).....	23
5.2	Vytvoření základní výpočtové sítě.....	23
5.3	Poddajná tělesa v Ansys.....	24
5.3.1	Poddajné těleso vytvořené pomocí prvku MASS21 a funkce CERIG.....	25
5.3.2	Poddajné těleso vytvořené pomocí prvku MPC184.....	26
5.4	Poddajná tělesa v Adams.....	27
5.4.1	MNF v Adams.....	28
5.4.2	Diskrétní poddajný nosník.....	28
5.5	Zhodnocení různých přístupů modelování poddajných těles.....	29
6	KINEMATICKÝ MODEL SOUSTAVY ČÁSTI OBRÁBĚCÍHO STROJE.....	32
6.1	Náhradní kinematické schéma soustavy tuhých těles.....	32
6.2	Kinematický rozbor soustavy tuhých těles.....	33
6.3	Modelování dynamického chování soustav s tuhými a poddajnými tělesy.....	34
6.4	Umístnění kinematických vazeb na poddajném tělesu.....	37
6.5	Sestavený model vázané mechanické soustavy (MBS).....	39
7	DYNAMIKA MODELOVÉ SOUSTAVY ČÁSTI OBRÁBĚCÍHO STROJE.....	40
7.1	Modální analýza soustavy.....	40

7.2	Dynamická analýza	42
7.3	Budicí pohyb	44
7.4	Odezva systému v časové oblasti	45
7.5	Odezva systému ve frekvenční oblasti	46
8	STAVOVÝ POPIS SYSTÉMU	48
8.1	Sestavení a export LTI modelu	49
8.2	Analýza vytvořených LTI modelů	50
8.2.1	Problematika vlastních čísel	50
8.2.2	Stabilita zkoumaného systému	51
8.3	Redukce LTI modelů	51
8.3.1	Metoda minimální reprezentace	51
8.3.2	Metoda vyvážené reprezentace	52
9	ZAVEDENÍ TLUMÍCÍCH PRVKŮ DO MODELU	54
10	OPTIMALIZACE HODNOT TLUMENÍ	56
10.1	Vyhodnocení optimalizace parametrů tlumení	57
11	ZÁVĚR	61
	POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE	62

Seznam obrázků

Obr. 3.1 – Těžký obráběcí stroj POWERTURN TOSHULIN	13
Obr. 4.1 – Koncepce CNC multifunkčního stroje TOSHULIN	17
Obr. 4.2 – Model okolí kuličkového šroubu poskytnutý společností TOSHULIN.....	18
Obr. 4.3 – Redukovaná geometrie součástí pro vytvoření výpočetního modelu zkoumané oblasti	19
Obr. 5.1 – Výpočtový prvek SOLID185	24
Obr. 5.2 – Výpočtový prvek SOLID187	25
Obr. 5.3 – Výpočtový prvek MASS21	25
Obr. 5.4 – Poddajné těleso vytvořené v programu Ansys pomocí prvku MASS21 a příkazu CERIG.....	26
Obr. 5.5 – Výpočtový prvek MPC184.....	27
Obr. 5.6 – Poddajné těleso vytvořené v programu Ansys pomocí prvku MPC184	27
Obr. 5.7 – Poddajné těleso vytvořené generováním MNF v programu Ansys.....	28
Obr. 5.8 – Diskrétní poddajný nosník v programu Adams.....	28
Obr. 5.9 – Kinematické schéma modální analýzy poddajných modelů	29
Obr. 6.1 – Prvotní kinematické schéma systému.....	32
Obr. 6.2 – Náhradní kinematické schéma zkoumané soustavy	33
Obr. 6.3 – Náhradní kinematické schéma soustavy s poddajným kuličkovým šroubem	34
Obr. 6.4 – Náhradní kinematické schéma soustavy s poddajným kuličkovým šroubem a příčnickem	35
Obr. 6.5 – Náhradní kinematické schéma soustavy s poddajnými tělesy a vazbou „bushing“	36
Obr. 6.6 – Náhradní kinematické schéma soustavy zahrnující poddajné uchopení příčnicku na rám stroje	37
Obr. 6.7 – Tuhé těleso s volným posuvem vázaným na po poddajném tělese	38
Obr. 6.8 – Rozdělení hřídele pro přepínání vazeb	38
Obr. 6.9 – Model zkoumané soustavy v programu Adams – izometrický pohled	39
Obr. 6.10 – Model zkoumané soustavy v programu Adams – kolmé promítání.....	39
Obr. 7.1 – Závislost prvních 6 vlastních frekvencí zkoumané sestavy na poloze matice	40
Obr. 7.2 – Realizace přepínání vazeb	43

Obr. 7.3 – Vlastnosti budícího pohybu v jednotlivých úsecích.....	44
Obr. 7.4 – Rychlost kmitání matice v celém zkoumaném rozsahu v časové oblasti.....	45
Obr. 7.5 – Rychlost kmitání matice ve vybraném úseku v časové oblasti	46
Obr. 7.6 – Oscilace rychlosti ve vybraných úsecích ve frekvenční oblasti	47
Obr. 8.1 – Blokové schéma stavového popisu systému	48
Obr. 8.2 – Schéma sestaveného základního LTI modelu	49
Obr. 8.3 – Rozdělení systémů na základě hodnoty vlastních čísel matice A	50
Obr. 8.4 – Frekvenční charakteristika původního a 2 redukovaných LTI modelů v místě 0300	52
Obr. 8.5 – Přechodová charakteristika původního a 2 redukovaných LTI modelů v místě 0300.....	53
Obr. 9.1 – Schematické zavedení tlumících prvků do modelu.....	54
Obr. 9.2 – Schéma LTI modelu se zavedenými tlumícími prvky; uspořádání pro hledání tlumících parametrů.....	55
Obr. 10.1 – Optimální hodnoty tlumení v místě matice kuličkového šroubu	57
Obr. 10.2 – Optimální hodnoty tlumení v místě levého ložiska.....	57
Obr. 10.3 – Optimální hodnoty tlumení v místě pravého ložiska.....	58
Obr. 10.4 – Odezva systému v časové oblasti ($d_x = 3300$ mm), odezva na jednotkový skok.....	59
Obr. 10.5 – Odezva systému ve frekvenční oblasti ($d_x = 3300$ mm).....	59

Seznam tabulek

Tab. 4.1 – Srovnání geometrických vlastností původních a redukovaných vybraných 3D modelů	20
Tab. 4.2 – Modální analýza vybraných původních i redukovaných 3D modelů.....	21
Tab. 5.1 – Srovnání některých vlastností MNF souboru popisujícího poddajné těleso	23
Tab. 5.2 – Srovnání vlastních tvarů u dvou vybraných způsobů modelování poddajného tělesa	30
Tab. 5.3 – Srovnání přístupů modelování poddajných těles na základě vlastních frekvencí	31
Tab. 7.1 – Vybrané vlastní frekvence a tvary sestavy v závislosti na poloze matice.....	41

1 Úvod

V současnosti je nejen u obrábění kladen důraz na rychlost a přesnost při dodržení environmentálních kritérií, protože zvyšování rychlosti výroby zvyšuje i její efektivitu.

K moderním přístupům řešení problémů patří co nejdůležitější posouzení vlastností stroje v předvýrobních etapách prostřednictvím modelování a simulace. Při modelování je potřeba vhodně zjednodušovat a redukovat výpočtové modely, aby se snížila výpočetní náročnost, ale řešila se stejná podstata problému. Po úspěšném sestavení modelu je možno provést různé simulace. Simulačního softwaru je v dnešní době na trhu dostačující množství, některé mezi sebou vzájemně komunikují a je možno simulovat mnoho vyskytujících se jevů. Při simulačních výpočtech je důležitý kritický rozbor získaných výsledků a jejich správná interpretace.

Modelováním a simulací se dá předejít nebo zpětně odstranit množství vyskytujících se problémů, ale je potřeba vzít v úvahu, že na rozdíl od skutečnosti jsou okolní podmínky v simulaci vždy ideální a uvažují se pouze ty, které se předem definují.

Problémem dlouhých posuvových os při zvyšování rychlostí jsou nežádoucí vibrace snižující přesnost obrábění, zkracující životnost ložisek i celého stroje.

Společnost TOSHULIN, a. s. poskytla pro tuto práci CAD model posuvové osy s kuličkovým šroubem.

2 Formulace problému a cíle práce

„Z technicko-ekonomického hlediska se požadavky na obráběcí stroje soustřeďují především na jejich výkonnost a pracovní přesnost. Mezi dalšími požadavky, které vystupují do popředí podle způsobu zařazení obráběcího stroje do výrobního procesu lze uvést malou půdorysnou plochu, ovladatelnost, přístupnost pracovního prostoru, provozní spolehlivost, trvanlivost, bezpečnost práce, možnost začlenění do automatických výrobních linek a soustav, vhodné odstraňování třísek, vzhled obráběcího stroje, jeho vybavenost příslušenstvím aj. Uvedené požadavky spolu víceméně souvisí.“ [1]

Výkonnost je rychlost produkce (produktivita) a posuzuje se podle množství hodnot vyprodukovaných v časové jednotce, a to podle množství ($\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$), objemu ($\text{mm}^3\cdot\text{s}^{-1}$) odebrané třísky, příp. dle velikosti obrobenej plochy ($\text{mm}^2\cdot\text{s}^{-1}$). Záleží na účelovosti stroje. [1].

U velkých těžkých obráběcích strojů dosahuje pracovní prostor rozsah několika metrů, a tak zvyšování rychlosti zejména rychloposuvu je velmi vítané. Kromě dimenzování pohonů a převodovek a jejich konstrukční realizaci, je potřeba dbát i na modální vlastnosti stavěného stroje.

Zadaným problémem je kmitání části soustavy těžkého obráběcího stroje vyráběného společností TOSHULIN a. s. v okolí jeho kuličkového šroubu, kterého model byl společností poskytnut.

Při snaze zvýšit rychloposuv ve směru osy X z $8\text{ m}\cdot\text{min}^{-1}$ na $10\text{ m}\cdot\text{min}^{-1}$ začala část v okolí kuličkového stroje nepříjemně vibrovat, vyvolávat trhané pohyby a pod, následkem čeho se snižuje životnost stroje a jeho součástí a v krajním případě by mohlo vést i k destrukci stroje samotného.

Obsahem této práce je s použitím poskytnutého CAD modelu osy X těžkého obráběcího stroje sestavit odpovídající zjednodušený model vázané mechanické soustavy, vytvořit zjednodušený LTI model osy X, následně zavést tlumící prvky do modelu a posoudit, zda je možné osu X nějakým způsobem tlumit. Cílem není zavedení konkrétních tlumících prvků ani samotná realizace, ale pouze simulační posouzení, zda má smysl se zabývat přímo tlumením osy X.

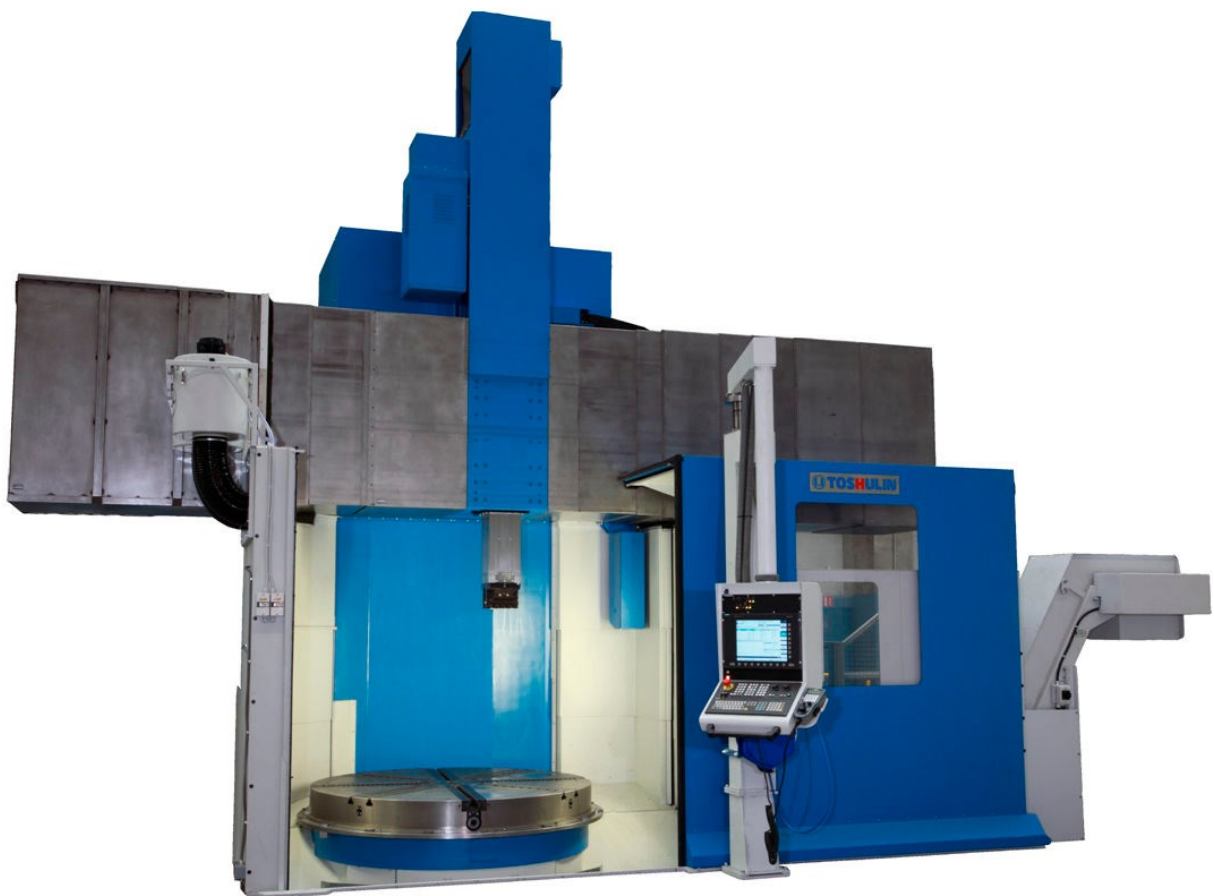
Cílem této práce je získat podklady pro strategické rozhodnutí výrobce o využití navrženého způsobu tlumení osy X.

3 Kmitání v obráběcích strojích

V průběhu procesu obrábění působí na obrobek, stroj i nástroj různé síly, které vyvolávají vibrace, projevující se jak na kvalitě výsledného obrobku, tak na životnosti nástroje, ale i celého stroje. Vibrace vznikají v důsledku harmonického buzení, trhavými pohyby, nebo dochází k samobuzenému kmitání. [8]

Mezi požadavky na konstrukci strojů jsou kromě jiného i požadavky co největších pracovních prostorů vzhledem k celkovým rozměrům stroje, a tak při konstrukci obráběcích strojů jsou použity dlouhé štíhlé součásti, které mohou vyvolávat vibrace na základě nízkých vlastních frekvencí jednotlivých součástí i stroje jako celku. Kmitání je definováno amplitudou a frekvencí. V případě, že frekvence kmitání je v blízkém okolí vlastní frekvence stroje nebo některé jeho součásti, nastává jev známý jako rezonance.

Rezonance je nežádoucí jev ve všech možných mechanických soustavách (pokud ovšem nekonstruujeme oscilátor) a v obráběcích strojích, kde jsou vysoké nároky na přesnost, je rezonance obráběcího stroje nebo jeho části zásadním problémem.



Obr. 3.1 – Těžký obráběcí stroj POWERTURN TOSHULIN

Klasické a nejčastější konfigurace velkých strojů jsou založeny na sériové kinematice. Jasná snaha je umístit všechny 3 nebo všech 5 pohybů na hlavu stroje a mít díl ve fixované poloze. Požadovaná délka stroje, by v tom případě byla dvojnásobkem velikosti obrobku, což je často nerealizovatelné. Kromě toho by obrobek a jeho přičleněná kluzná vedení byla příliš těžká, aby se pohybovaly přesně a ekonomicky. [38]

Brecher a spol. [25] navrhli s cílem kompenzace úhlové deformace na hlavě vlivem vlastní váhy několik řešení. Použitím piezoelektricky aktivovaných předepínacích výztuží k řízení deformace vertikálního smykadla portálového stroje. Jsou schopni nejen kompenzovat statické úhlové deformace, ale i získat další tlumení, které vytváří vyšší stabilitu proti samobuzeným kmitům. Současně je prokázáno, že je možné se vyhnout dalším sensorům, když jsou použity piezoelektrické aktuátory [24]. Pro aplikace s vyššími energetickými nároky byl vyvinut hydropohon bez tření [23].

3.1 Redukce kmitání regulací pohonu

Schopnost odhadnout dynamické charakteristiky pohonů ve fázi návrhu stroje má v současné době obzvláštní význam. Ve valné většině je snaha o regulaci pohonů, aby se předešlo vibracím stroje nebo jeho částí. Pásmo regulačních smyček jsou limitována první vlastní frekvencí systému. U takových velkých strojů jsou obvykle vlastní frekvence konstrukce nižší, než jsou vlastní frekvence pohonů, takže by měly být v modelu pohonu uvažovány společně. Lze odhadnout, že pásmo rychlostní smyčky může dosáhnout až 80 % první vlastní frekvence a polohové smyčky zase 25 % šířky pásma rychlostní smyčky. [38]

Nízké vlastní frekvence konstrukce jsou obvyklým omezením pro chování os. U těžkých strojů mívají pohony vyšší vlastní frekvence, a proto je to vibrace konstrukce, která omezuje zisky smyčky řízení a dosažitelného zrychlení a ryvu. Obvyklý způsob řešení tohoto problému je optimalizace os na základě signálů z motoru, ale tak nejsou sledovány vibrace středového bodu nástroje nebo smykadla při rychloposuvu. Regulační smyčka by pochopitelně měla být zodpovědná za získání nejlepšího možného chování v místě středového bodu nástroje a ne pouze motoru.

Nízké vlastní frekvence konstrukce by měly vést na nízkou šířku pásma rychlostní a také polohové smyčky. Například vlastní frekvence konstrukce 5 Hz by měla znamenat pásmo rychlostní smyčky asi 4 Hz, má-li být získáno dobré tlumení pohonu. Použití větší šířky pásma je obvyklou tendencí, ale to vytváří nízké tlumení a významné vibrace při zrychlení stroje. Proti tomuto nežádoucímu chování je obvykle naprogramováno velmi nízké omezení ryvu.

„Ve skutečnosti poloha os produkuje důležité změny dominantní vlastní frekvence, které je nutno brát do úvahy.“ [38]

Zpětná vazba zrychlení významně zlepšuje dynamické chování pohonů. V mnoha člancích byl navržen Ferrari senzor [35], ale pro velké zdvihy zlepšuje chování na vedení, ale nikoli na špičce nástroje, což je důležitým omezením pro velmi velké stroje.

Použití senzoru zrychlení v blízkosti středového bodu nástroje je další možností. Jeho hlavní nevýhodou je vysoká úroveň šumu doprovázející tento druh snímače. Jako možné řešení bylo navrženo použití stavového pozorovatele, které ukazuje dobrý výkon v zkušebním testování [36], [42] a v malém stroji [37].

3.2 Možnosti tlumení

Kromě regulace pohonu nebo vedení pomocí senzorů je možno využít různé tlumící prvky.

Způsoby potlačení kmitání lze rozdělit na základě různých kritérií. Z hlediska říditelnosti dynamických tlumičů je dělíme na:

- pasivní – neřízené
- poloaktivní – řízený zdroj tlumící síly
- aktivní – řízený zdroj obecné síly

Mechanické „hltiče vibrací“ jsou pružně-tlumící neřízené prvky představující skupinu pasivních tlumičů. Poloaktivní tlumiče energii ze systému pouze odebírají. Představitelem této skupiny jsou kapalinové viskózní tlumiče s magneto-reologickou nebo elektro-reologickou kapalinou, které lze použít v kombinaci např. s piezoaktuátorem a některé aplikace elektromagnetického tlumení. Aktivní tlumící prvky energii do soustavy i dodávají, a to pomocí např. piezoaktuátorů, smart polymerových polovodičů, elektromagnetů apod.

Hlavní omezení pasivních tlumičů je úzké frekvenční pásmo, ve kterém jsou efektivní. K překonání tohoto omezení byly hledány aktivní tlumící systémy vibrací. Yang a kol. [40] navrhli využití vícehmotových tlumičů a vyvinuli kritérium pro optimální výběr hmotností, tlumení a konstant pružin. Poloaktivní přístup umožňuje sledování pouze několik vlastních frekvencí (např. u dvouhmotového tlumiče pouze 2).

Většina účinných systémů tlumení vibrací, byla založena na použití řízené akuační síly proti setrvačné hmotnosti – aktivním přístupem. Tyto aktivní inerciální tlumiče poskytují vynikající výsledky ve velmi odlišných podmínkách. Kromě jejich přizpůsobivosti požadavkům je poměr hmotnosti mnohem nižší než u pasivních tlumičů.

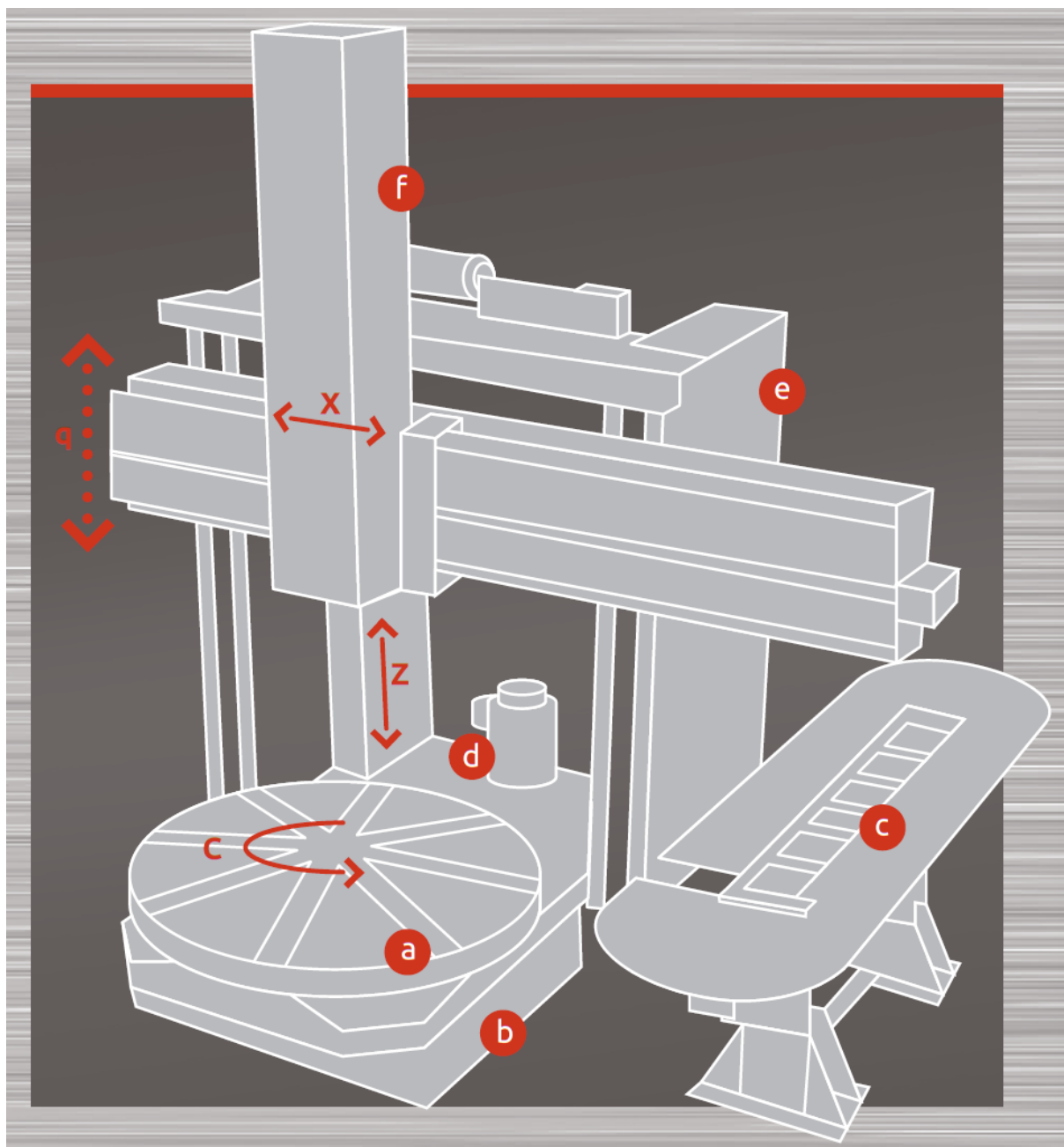
U ostatních aktivních tlumících systémů zahrnujících do silové smyčky piezoelektrické aktuátory [20], [24] se zjistilo, že mají problém se snížením tuhosti k získání tlumení. V současnosti, jsou vyvíjeny inteligentní přípravky založené na senzorech, aktuátorech a řídicích algoritmech, umožňující změnu konfigurace a korekci problému, jako jsou vychýlení, deformace [19] nebo vibrace [22], [29], prostřednictvím řízení umístění a působení sil [18], [30], [32]. Tím se zlepšuje přesnost. Tento vývoj však není průmyslem plně využíván.

3.3 Motivace

Studium tlumení a řízení různých částí a pohybu os obráběcího stroje je hluboce zpracováno pro soustavy s tuhými tělesy. Většina zde uvedeného výzkumu respektuje nízké vlastní frekvence obráběcího stroje a snaží se jim vyhnout, nebo je rychle překonat, co teoreticky možné je, ale prakticky to nemusí být vždy realizovatelné. Otvírá se zde oblast, jak vliv vlastních frekvencí neobcházet, ale eliminovat, a to pomocí aktivního tlumení jednotlivých os těžkého obráběcího stroje, zejména osy X. V tomto případě je potřebné součásti, které mají dominantní vliv na nízké frekvence soustavy uvažovat a modelovat jako poddajné.

Modelováním poddajných těles vzniká problém s nárůstem náročnosti simulačních výpočtů, protože při modelování soustav s tuhými tělesy lze zkoumat pouze tolik vlastních frekvencí kolik je stupňů volnosti dané soustavy. V případě soustav s poddajnými tělesy je počet vlastních frekvencí tělesa nekonečný. Problematika dynamických soustav s poddajnými tělesy je předmětem intenzivního výzkumu.

4 Koncepce modelovaného obráběcího stroje

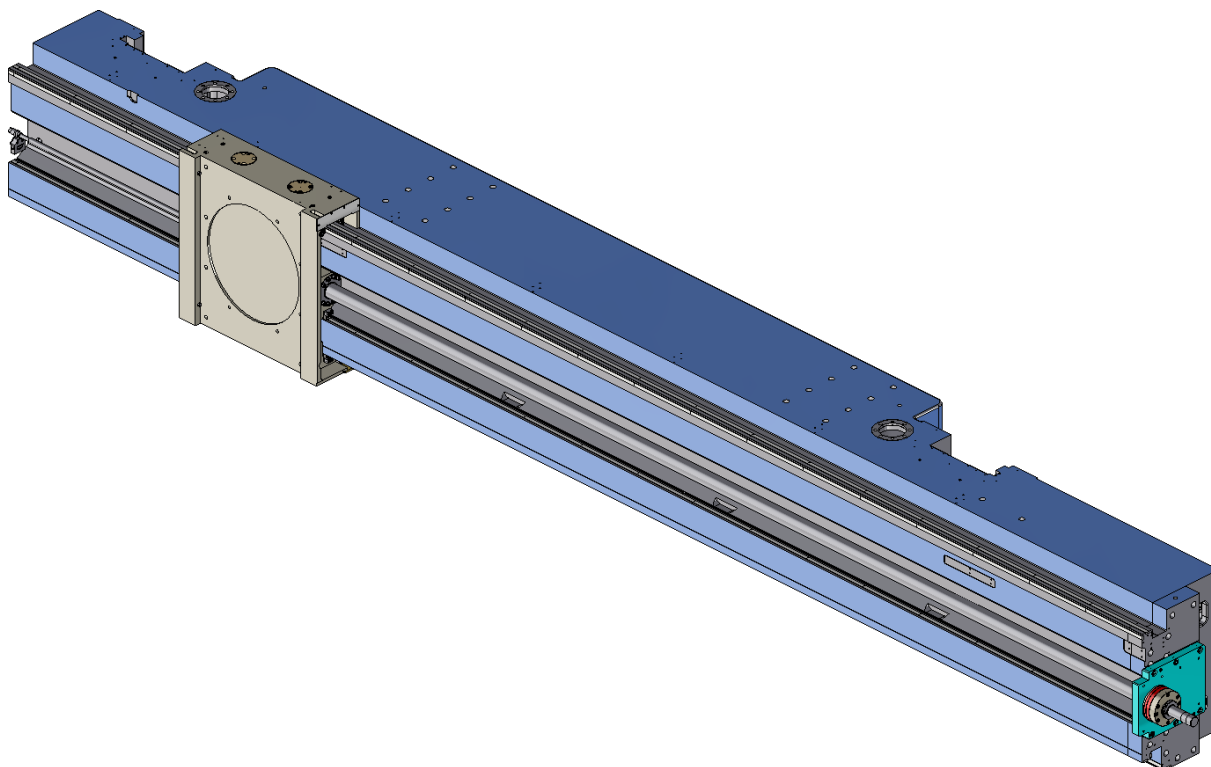


Obr. 4.1 – Koncepce CNC multifunkčního stroje TOSHULIN [11]

Základní funkční celky obráběcího stroje [11]:

- a – upínací deska
- b – lože
- c – zásobník nástrojů
- d – pohon upínací desky
- e – rám stroje
- f – příčnickový suport se smykadlem

Táto práce se zabývá kmitáním příčnickové části v okolí šroubu, kterého model byl poskytnut společností TOSHULIN, a.s..



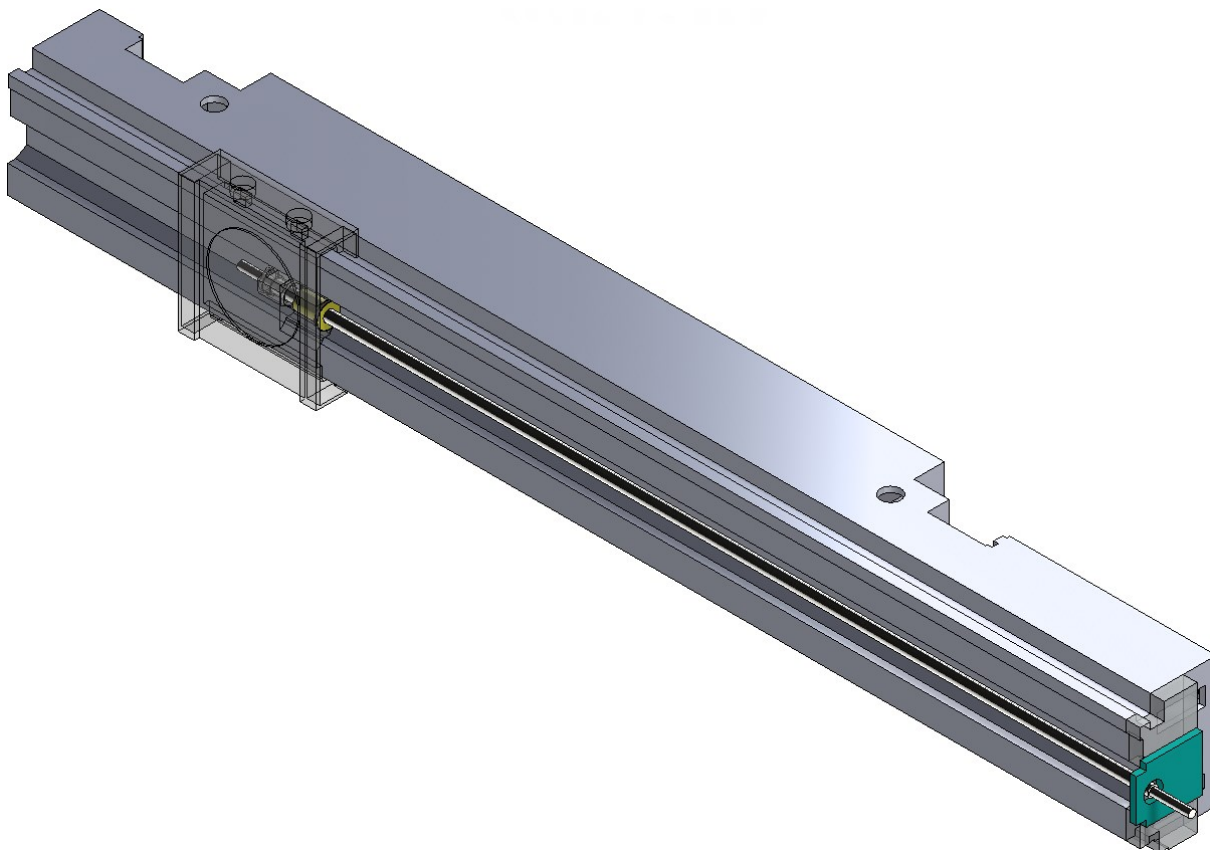
Obr. 4.2 – Model okolí kuličkového šroubu poskytnutý společností TOSHULIN

Aby bylo možné efektivně analyzovat jednotlivé součásti z hlediska modálních vlastností, je potřeba zjednodušit celkovou soustavu, ale i geometrii zkoumaných dílů, které odborným odhadem lze považovat za zdroje kmitání tohoto funkčního celku při rychloposuvu o rychlosti $10 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$.

4.1 Zjednodušení poskytnutého modelu pro výpočty

Ze soustavy se vynechají různé šrouby, podložky, matice a jiné součástky, které mají vzhledem k celé zkoumané soustavě zanedbatelné rozměry a hmotnost. Z teorie známo, že nízké vlastní frekvence mají součásti, kterých jeden ze tří hlavních rozměrů je značně větší v porovnání s ostatními dvěma – tzn. dlouhé štíhlé součásti. Proto např. olištování vedení je rozděleno na více součástí, aby nedocházelo k rezonanci jedné dlouhé lišty u nízkých frekvencí, vyvolaných pohybem. V takových případech nedochází ke kmitání celé soustavy, protože vliv tělesa zanedbatelné hmotnosti vzhledem k hmotnosti celé soustavy nijak výrazně nezmění dynamiku celku, maximálně může vyvolávat nepříjemné slyšitelné vibrace, ale nikoli kmitání soustavy kuličkového šroubu s maticí, suportem, smykadlem a sklíčidlem na něm upevněném. Proto se zaměříme na součásti, které jsou přímo vázané na pohyb suportu.

U vybraných součástí je pro zjednodušení a urychlení výpočtu vhodné pomocí modelovacího programu zjednodušit geometrii. Byl použit program *SolidWorks*. Zjednodušení geometrie spočívá v odstranění všech zkosení a zaoblení hran a v odstranění malých děr a velmi malých hran, které budou při tvorbě sítě vzhledem k velikosti elementu zanedbatelné a mohly by bránit úspěšnému vytvoření správné výpočtové sítě pro metodu konečných prvků (MKP). Původní geometrie by si vyžádala zhuštění sítě např. v okolí velmi malých hran, a to by vedlo k nežádoucímu prodloužení výpočtu. Zjednodušení je potřeba provést s rozvahou a kontrolovat, zda se dynamické vlastnosti tělesa po zjednodušení zásadně nezmění.



Obr. 4.3 – Redukovaná geometrie součástí pro vytvoření výpočetního modelu zkoumané oblasti

Model od společnosti TOSHULIN byl získán ve formátu *STEP* (*Standard for the Exchange of Product Data*), který podléhá ISO standardům (konkrétně ISO 10303). Jednotlivé součástky se v programu *SolidWorks* tvářili jako hotové celky popsány importovanou geometrií. Bylo potřebné rozpoznat jednotlivé modelovací a technologické prvky jako jsou zaoblení, zkosení, díry, žebra, vytažené nebo rotované profily, objemy, atd. Program *SolidWorks* má na tyto účely implementovanou funkci *FeatureWorks*. Velmi dobré výsledky použití této funkce se dosahují při rozpoznání konstantních zkosení, zaoblení a jednoduchých děr v importovaném modelu. Toto rozpoznávání pro importovanou geometrii jako celek ale nebylo vždy úspěšné nebo dostatečné. Např. u příčnicku, kde byl rozpoznán pouze zlomek ze všech modelovacích prvků,

bylo potřebné vytvořit úplně nový zjednodušený 3D model součásti se zachováním dynamických vlastností.

Na vybraných součástech bylo provedeno srovnání změny polohy těžiště a objemu původního (poskytnutého) modelu a vytvořeného redukovaného modelu každé z vybraných součástí.

Tab. 4.1 – Srovnání geometrických vlastností původních a redukovaných vybraných 3D modelů

součástka	model	počet ploch	objem [dm ³]	těžiště [mm]		
				X	Y	Z
příčnick	původní	5163	1571,7	-99,27	323,35	5,34
	redukovaný	825	1551,6	-98,76	320,30	5,20
čelo příčnicku	původní	269	28,8	-7,20	185,96	6,92
	redukovaný	25	29,8	-0,63	185,11	6,49
suport	původní	236	87,6	15,42	-60,16	67,22
	redukovaný	66	87,3	15,99	-60,27	64,38
uchopení R ložiska	původní	82	7,1	335,58	146,46	22,42
	redukovaný	13	7,3	335,70	126,44	22,57
kuličkový šroub	původní	52	32,6	3368,81	0,00	0,00
	redukovaný	21	32,4	3368,36	0,00	0,00
matice kul. šroubu	původní	28	1,6	111,27	-0,03	0,11
	redukovaný	7	1,6	112,41	0,00	0,09
uchopení L ložiska	původní	63	1,7	0,00	59,52	-6,69
	redukovaný	23	1,8	0,00	58,25	-2,89
hřídel manuálního pohybu	původní	15	0,7	804,98	0,00	0,00
	redukovaný	7	0,7	804,91	0,00	0,00
SPOLU	původní	5908	1731,8	-117,92	289,83	8,62
	redukovaný	987	1713,2	-117,43	294,78	8,40

Z tab. 4.1 je vidět, že celkový počet ploch zkoumaných součástí, se snížil až o cca 83% původního počtu ploch. Nejcitelnější a zároveň nejpotřebnější byla redukce modelu příčnicku. Z hodnot objemů a souřadnic těžiště lze pozorovat, že dynamické vlastnosti byly zachovány na stejné úrovni a rozdíly jsou zanedbatelné. Pouze těžiště součásti označené jako uchopení pravého (R) ložiska má výraznější změnu souřadnice těžiště ve směru Y. Je možné upravit daný model ve smyslu zpětného přidání již odstraněných prvků, ale je tu i možnost, že daná součást bude v dalších výpočtech uvažována jako tuhé těleso. V tom případě nebude potřeba zjednodušovat geometrii dílu, ale použijí se pouze vlastnosti tuhého tělesa původní geometrie.

4.2 Modální analýza vybraných součástí

„Cílem modální analýzy je určení vlastních frekvencí dílu nebo soustavy dílů. Tyto vlastní frekvence slouží k informaci o měřeném objektu, které se potom využívají k hodnocení provozních stavů, kdy by případná rezonance některé z provozních frekvencí s vlastní frekvencí vedla k totálnímu zničení objektu.“ [17]

Modální analýza byla provedena v rozhraní *Workbench* programu *Ansys*, a to na redukovaných, ale i původních modelech, pro porovnání správnosti redukce a uvážení, která tělesa bude potřebné v dalších výpočtech uvažovat jako poddajné. U těles, které lze považovat za tuhé není potřeba ve výpočtech používat původní ani redukované modely, ale pouze parametry popisující dynamiku tělesa (tenzoru setrvačnosti a hmotnost dílu) z původní geometrie, které budou vnesena do výpočtů. Tyto hodnoty lze předepsat např. kuličce a její vliv na dynamiku soustavy s danými vlastnostmi bude stejný jako v případě použití importované geometrie.

Tab. 4.2 – Modální analýza vybraných původních i redukovaných 3D modelů

součástka	model	počet elementů.	vlastní frekvence [Hz]							
			1	2	3	4	5	6	7	8
příčnick	původní	-	nebylo možné vytvořit výpočtovou síť a analyzovat							
	reduk.	1 499 128	60,8	62,7	64,9	123,1	136,5	151,5	184,4	241,1
čelo příčnicku	původní	235 240	582,4	682,4	1146	1474	1854	2178	2392	2478
	reduk.	155 088	588,9	690,4	1162	1496	1899	2199	2427	2511
suport	původní	350 560	156,5	214,4	474,2	496,9	566,8	747,7	773,9	901,4
	reduk.	295 998	151,9	209,1	460,6	486,9	556,7	726,4	754,5	894,2
uchopení R ložiska	původní	50 070	767,3	930,4	1521	1755	2059	2779	3042	3145
	reduk.	29 942	757,0	949,6	1483	1762	2058	2767	3120	3193
kuličkový šroub	původní	372 716	8,47	8,47	23,2	23,2	45,3	45,3	74,4	74,4
	reduk.	341 019	8,43	8,43	23,1	23,1	45,1	45,1	74,0	74,1
matice kul. šroubu	původní	32 049	5186	5186	5680	5683	6750	7369	7438	7570
	reduk.	28 848	5190	5191	5757	5762	6670	7313	7340	7549
uchopení L ložiska	původní	28 179	2728	3573	3862	4888	6155	6247	6756	7451
	reduk.	20 942	2698	3583	3838	4955	6087	6170	6686	7453
hř. manuál. posuvu	původní	31 138	48,7	48,7	131,3	131,3	251,4	251,4	405,1	405,1
	reduk.	21 080	48,6	48,6	130,8	130,8	250,4	250,4	403,4	403,4
Pozn.:			pod 10 Hz	10 až 100 Hz	100 až 250 Hz	250 až 500 Hz				nad 500 Hz

4.3 Zhodnocení redukce 3D modelů a určení poddajných těles

Z údajů uvedených v *tab. 4.2* vyplývá, že největší podíl na kmitání smykadla s nástrojem a celkově pohybující se podsestavy má kuličkový šroub. Jeho vlastní frekvence jsou velmi nízké. Další součástí, která má nízké frekvence je hřídel manuálního posuvu, ale ten nebyl v dalších výpočtech a simulacích uvažován, protože v případě běžného provozu je pohyb vykonáván elektrickým pohonem. První vlastní frekvence tohoto hřídele jsou v okolí 48 Hz, ale se supportem a smykadlem – pohybujícím se celkem – je hřídel spojen pouze přes příčník. Hřídel manuálního posuvu o hmotnosti necelých 6 kg nedokáže rozkmitat příčník o hmotnosti cca 11,5 t a prostřednictvím něj následně rozkmitat pohybující se část. Bylo by to možné, pokud by některá jiná součást, zejména příčník měl shodné vlastní frekvence. V našem případě jsou si řádově blízké, ale bylo usouzeno, že je možné hřídel manuálního posuvu vynechat a případně jej zavést do zkoumané soustavy až při hlubším zkoumání problému.

Do dalšího modelování je potřeba uvažovat kuličkový šroub a příčník jako poddajná tělesa.

5 Modelování poddajných těles

5.1 Model neutral file (MNF)

Soubor MNF je vstupní geometrií pro řešení dynamiky soustavy těles s poddajnými tělesy.

Jedná se o binární formát souborů zaveden společností *MSC*, zejména pro potřeby jejich programu *Adams*. Daný soubor obsahuje informace popisující pružné těleso. Může obsahovat informace jako např. invarianty z matice setrvačnosti, vlastní tvary a vlastní frekvence, způsob redukce (Craig-Bampton, orthonormalizace), polohu styčných (*interface*) bodů atd.

Tato data jsou získána prostřednictvím metody konečných prvků (MKP) lineární analýzou. Nejznámější MKP softwary již obsahují (případně je lze doinstalovat) doplňkové moduly pro vzájemnou komunikaci mezi nimi a programem *Adams*. V zde řešeném případě v programu *Ansys* stačí zadat příkaz příslušného názvu – *Adams* – s příslušnými parametry a tím se spustí export vytvořené síťové struktury do příslušně pojmenovaného souboru s koncovkou MNF, který po úspěšném dokončení se nachází v pracovní složce *Ansys-u*. Tyto soubory jsou patrně objemné vzhledem k celkové geometrii, hustotě sítě, množství a velikosti tuhých oblastí a počtu interface bodů jak je uvedeno v tabulce.

V tab. 5.1 jsou pro představu uvedeny některé hodnoty pro příčník při použití prvků SOLID187 a MPC184:

Tab. 5.1 – Srovnání některých vlastností MNF souboru popisujícího poddajné těleso

velikost prvku	počet elementů	počet uzlů	počet interface bodů	vstupní mesh (.dat) [MB]	výstupní mesh (.mnf) [MB]
20 mm	363 961	646 379	4	110,2	1 055,2
25 mm	223 326	407 746	4	68,3	665,3

5.2 Vytvoření základní výpočtové sítě

Vytvoření souboru typu MNF pomocí programu *Ansys* pozůstává z více kroků. První částí je základní vytvoření sítě rovnoměrné nebo volné, např. pomocí objemového prvku SOLID185 nebo automaticky přes rozhraní *Workbench*, který vytvoří výpočtovou síť pomocí prvku SOLID187. V případě automatického přístupu pomocí *Workbench* je potřeba vygenerovanou síť ve formátu *dat* naimportovat do klasického rozhraní pro další pracování.

Existuje více cest exportu sítě z rozhraní *Workbench* do klasického rozhraní, z nichž pouze jedna je pro řešení tohoto problému ta správná.

První možností je příkaz *Export*, který uloží vytvořenou síť do předdefinovaných formátů (*Mechanical file*, *Fluent input file*, *Polyflow i. f.*, a jiné), které pro zde řešený případ jsou

nepoužitelné, protože představují export do konkrétních výpočetních programů, mezi kterými nefiguje *Adams* nebo *Mechanical APDL*.

Další možností je export sítě z *Workbench*-e pomocí skupiny řešení *Mechanical APDL*, díky které lze propojenou vygenerovanou síť editovat v klasickém rozhraní. Tato cesta je velmi slibná, ale do klasického rozhraní se nainportuje pouze množina uzlů, která je propojena příkazem MESH200. Tento příkaz dle různých nastavení pouze postupně pospojuje okolité body do sítě pomocí přímých čar nebo křivek, ale nikoli pomocí 3D prvků s potřebnými vlastnostmi. Touto cestou se jednoduše řečeno vytvoří pouze drátěný model, se kterým nelze docílit požadovaného popisu.

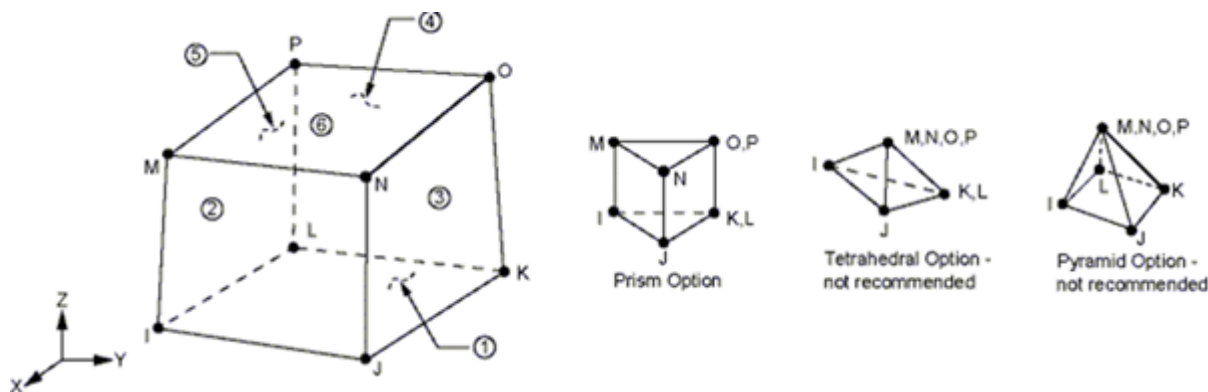
Správný postup exportování MKP sítě je pomocí příkazu *Write input file* ve formátu *dat*. V klasickém rozhraní pomocí příkazu *Read input file* lze vygenerovanou síť načíst. Takto přenesená MKP síť je tvořena pomocí výpočetního 3D prvku SOLID187 (automaticky zvolen rozhraním *Workbench*), který je nositelem všech potřebných informací pro řešený případ. Při tomto exportu a následném importu se přenesou i jiné vlastnosti materiálu, a to např. termomechanické hodnoty zvoleného materiálu apod., které v našem výpočte nebudeme uvažovat. Tyto nepotřebné detaily materiálu je možno pro přehlednost jednoduše smazat.

5.3 Poddajná tělesa v Ansys

Jak již bylo zmíněno výše, soubor MNF je vstupní geometrií pro řešení dynamiky vázané mechanické soustavy s poddajnými tělesy a v našem pojetí je to výpočtová síť vytvořená pro analýzu mechanických vlastností tělesa v programu *Ansys* doplněna o kontaktní body a jejich provázanost na stávající základní výpočtovou síť.

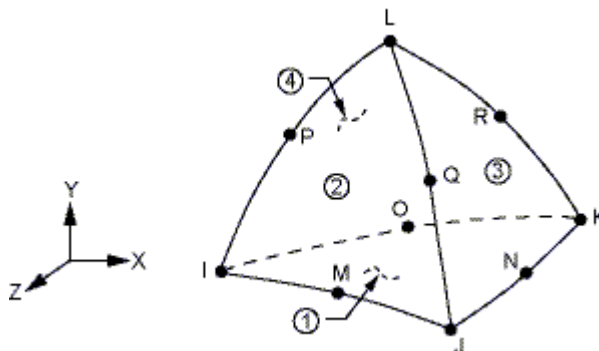
Základní výpočtová síť může být tvořena různými prvky. Obecně lze použít objemové prvky. V řešeném případě si výpočet vystačil s prvky SOLID185 a SOLID187.

Výpočtový 3D prvek SOLID185 je 8-uzlový šestistěn pro modelování plných (objemových) těles se třemi stupni volnosti v každém uzlu, a to posuvy ve třech směrech souřadnicového systému – UX, UY, UZ. V nepravidelných oblastech může krychle degenerovat do jiných tvarů – viz obr. 5.1.



Obr. 5.1 – Výpočtový prvek SOLID185

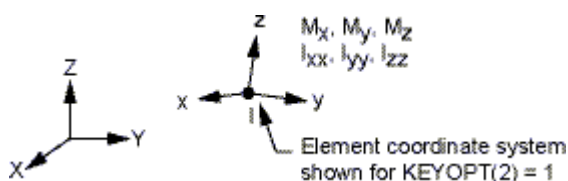
Výpočtový 3D prvek SOLID187 je 10-uzlový čtyřstěn pro modelování plných (objemových) těles se třemi stupni volnosti v každém uzlu, a to posuvy ve třech směrech souřadnicového systému – UX, UY, UZ. Prvek je vhodně navržen pro modelování nepravidelných sítí. Mezi vlastnosti tohoto prvku patří plasticita, hyperplasticita, tečení, namáhání ztuhnutím, velký průhyb, velké napětí a deformace.



Obr. 5.2 – Výpočtový prvek SOLID187

5.3.1 Poddajné těleso vytvořené pomocí prvku MASS21 a funkce CERIG

Prvek MASS21 je bodový prvek mající až šest stupňů volnosti (dle jeho nastavení), a to posuvy ve třech osách a rotace kolem těchto os. Tomuto prvku je možno přiřadit v každém ze směrů jinou hmotnost i moment setrvačnosti. Prvek MASS21 je definován jediným uzlem a až 3 složkami koncentrované hmotnosti a 3 momenty setrvačnosti ve směru jednotlivých souřadnic a kolem nich. Z toho plyne, že vlastnosti tuhého bodového elementu se nezadávají pomocí materiálu, ale pomocí reální konstanty resp. řetězce reálných konstant.



Obr. 5.3 – Výpočtový prvek MASS21

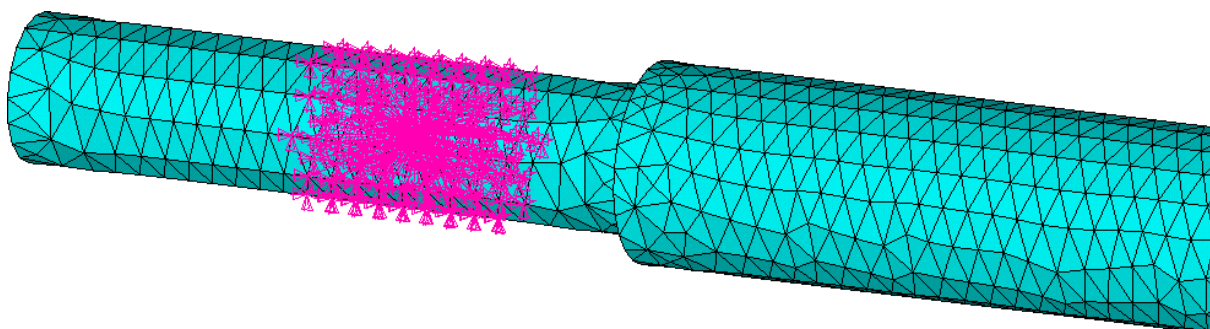
Příkaz CERIG definuje tuhou oblast [10]. Tento příkaz ovšem netvoří další prvky, ale pro zvolenou entitu (čára, plocha, objem) příkaz pouze sestaví vazební rovnice, které vyjadřují vztah mezi uzly v dané oblasti.

V klasickém rozhraní lze tento příkaz najít v podskupině preprocesoru s výstižným názvem *spojování*. Jedná se pouze o sestavení vazebních rovnic mezi 2 uzly výpočtové sítě – v našem případě je to provázanost uzlů v dané oblasti se styčným (kontaktním) uzlem.

Samotné vytvoření *MNF* souboru pro další zpracování v programu *Adams* pozůstává z vytvoření tuhé oblasti kolem styčných (*interface*) uzlů. Styčnými uzly se rozumí místa (body), do kterých se předepíše kinematická vazba mezi jednotlivými tělesy soustavy. Pomocí příkazu

MASS21 se vytvoří tuhé těleso zanedbatelné hmotnosti v uzlu, který jsme si zvolili jako styčný bod a v něm vytvořili nové tuhé těleso. Aby se nezměnilo dynamické chování tělesa vnášením dalších hmotností, zvolíme reálnou konstantu popisující tenzory hmotností a momentů setrvačností prvku MASS21 zanedbatelnými hodnotami (např. 10^{-9} kg). V tomto případě je velmi nápomocné řešení v klasickém rozhraní provádět pomocí příkazů ve výpočtovém skriptu, do kterého se kromě jiného naprogramuje i cyklus pro vybrání bodů v oblasti, kterou budeme uvažovat za tuhou např. pomocí zjištěných intervalů souřadnic v jednotlivých směrech a vytváření tuhých spojů v daných oblastech příkazem CERIG. V našem případě jsou to pomyslné tuhé spojnice mezi kontaktními uzly (které zároveň představují tuhým tělesem zanedbatelné hmotnosti) s jednotlivými uzly původní výpočtové sítě MKP.

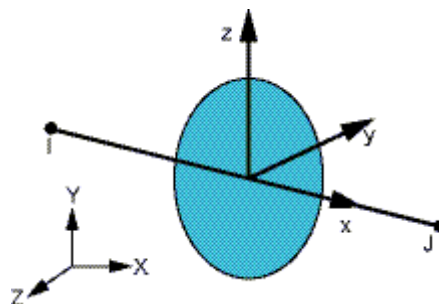
Následně pomocí příkazu programu *Ansys* s příznačnou syntaxí, začínající názvem ADAMS a s jeho parametry, je MNF soubor popisující poddajné těleso exportován. První parametr nastavuje, zda se do výstupního souboru zapíše i informace o napětích nebo přetvořeních, nebo obojí, nebo tyto informace do výstupního souboru zapsat nechceme. Druhý z parametrů tohoto příkazu je volba počtu uvažovaných vlastních frekvencí, který chceme uvažovat v dalších výpočtech.



Obr. 5.4 – Poddajné těleso vytvořené v programu Ansys pomocí prvku MASS21 a příkazu CERIG

5.3.2 Poddajné těleso vytvořené pomocí prvku MPC184

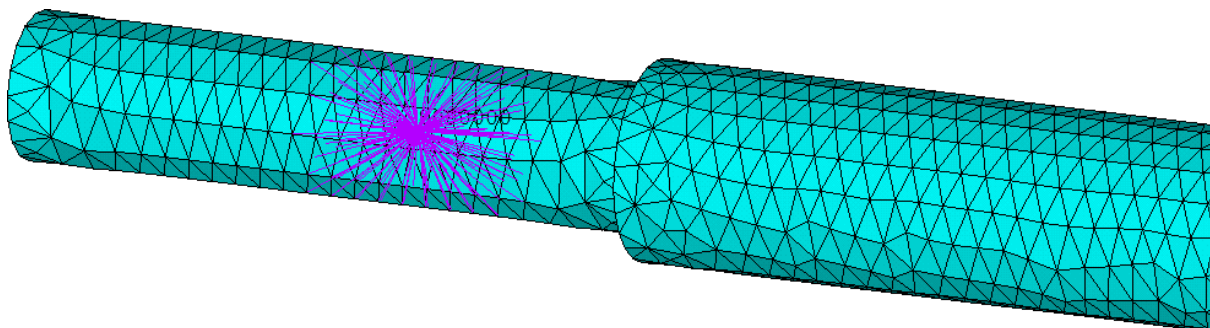
Prvek MPC184 reprezentující tuhý prut může být použit pro modelování tuhých podmínek mezi dvěma deformovatelnými tělesy nebo jako pevná součást používána v inženýrských aplikacích. Je to dvojuzlový prvek přenášející zatížení a definující kinematické vazby se 3 nebo 6 stupni volnosti.



Obr. 5.5 – Výpočtový prvek MPC184

Vytvoření MNF souboru pomocí prvku MPC184 je o to jednodušší, že po vytvoření styčného uzlu není potřeba v tomto místě vytvářet další bodové tuhé těleso, ale vytvořený styčný uzel je pouze spojen s již vytvořenou výpočtovou sítí. Prvek MPC184 představuje dokonale tuhý prut. Tímto způsobem se vytvoří síť prutů mezi styčným bodem a jeho blízkým okolím, které se tak stává rovněž tuhým. Jako materiál prvku MPC184 je použit a pro tyto účely vytvořen fiktivní materiál se stejnými pevnostními a elastickými vlastnostmi, ale se zanedbatelnou hustotou, aby opět nebyla vnesena nežádoucí smyšlená hmota do již hotové geometrie.

Výhodou tohoto postupu je, že vytvoření nehmotných prutů je i graficky názornější než pouhé generování vazebních rovnic mezi nově vytvořeným tělesem, které naimplementujeme vazbami do tělesa užitím příkazu CERIG. Odpadá i mezikrok tvorby nového bodového tělesa typu MASS21.



Obr. 5.6 – Poddajné těleso vytvořené v programu Ansys pomocí prvku MPC184

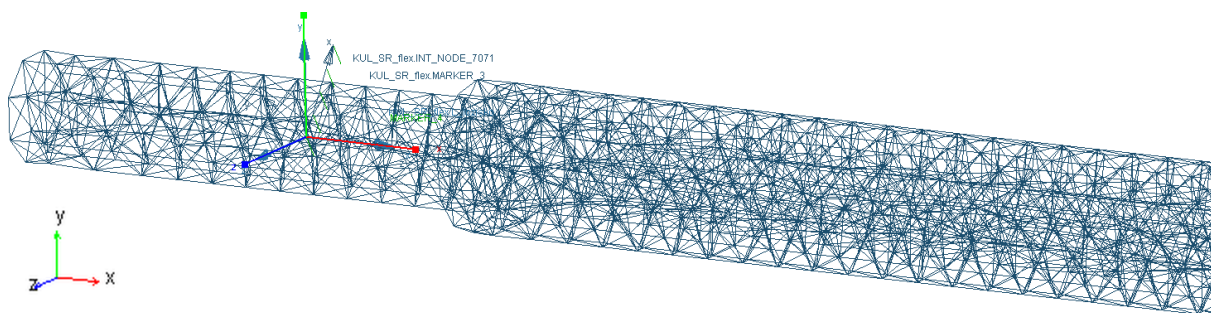
Existují i další možnosti modelování poddajných těles s tuhými prvky, které jsme neprozkoumávaly – např. pomocí prvku BEAM188.

5.4 Poddajná tělesa v Adams

Pro vytvoření popisu dynamických vlastností poddajného tělesa není potřeba využívat další výpočetní program, ale tento popis lze vytvořit i přímo v programu *Adams*, kde bude probíhat celková analýza dynamického děje vázané mechanické soustavy.

5.4.1 MNF v Adams

Přímé vytvoření souboru popisujícího poddajné těleso (MNF) v programu *Adams* a celkově práce s poddajnými tělesy je ve studentské verzi programu omezena složitostí sítě do 5000 elementů. Je to jeden z nejpohodlnějších způsobů, který umožňuje i nastavení některých parametrů tvořené výpočtové sítě. Na těchto nastaveních a jejich možnostech lze poznat, že software je určen k jiným účelům, než k tvorbě sítí pro MKP výpočty. Pro jednoduché geometrie je to nejjednodušší a nejpohodlnější cesta.

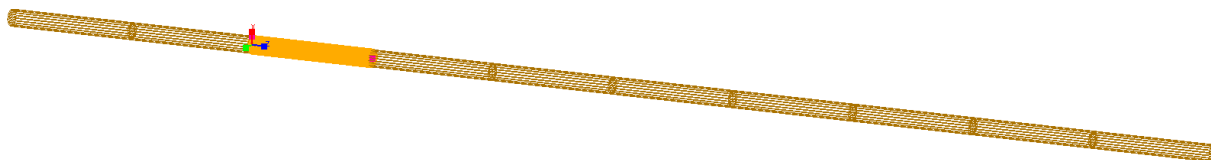


Obr. 5.7 – Poddajné těleso vytvořené generováním MNF v programu *Anslys*

5.4.2 Diskrétní poddajný nosník

Program *Adams* nabízí ještě jednu možnost práce s poddajnými tělesy, která se nachází pod příkazem *Discrete Flexible Link*. Již z názvu je patrné, že tato možnost se vztahuje pouze pro jednoduché tělesa – pouze pro pruty s různými tvary průřezů. K dispozici jsou pruty s následujícími průřezy: plný nebo dutý trojúhelník, plný nebo dutý kruh, I profil, nebo vlastní profil definován těžištěm a momenty setrvačnosti. Kromě umístění mezi dvěma body (softwarové interní označení *marker*) se nastavuje hodnota vnitřního tlumení, lineární nebo nelineární chování a počet diskretních částí, ze kterých se bude poddajný prut skládat.

Jednotlivé diskretní části jsou spojeny pomocí pružné silové vazby *Massless Beam* definující obecné nerozebíratelné spojení přenášející silové účinky mezi jednotlivými diskretními úseky. Velkou nevýhodou je, že program nevytvoří jedno těleso, ale počet zvolených částí představuje počet nově vytvořených těles v soustavě, což při vyšších počtech diskretních částí zavádí značnou nepřehlednost.



Obr. 5.8 – Diskrétní poddajný nosník v programu *Adams*

5.5 Zhodnocení různých přístupů modelování poddajných těles

Při vyzkoušení různých přístupů bylo zjištěno, že nejpohodlnější formou je využití možnosti programu *Adams* – vygenerovat výpočtovou síť poddajného tělesa automaticky přímo v něm, nebo použít diskretní poddajný prut. U posledně zmíněného přístupu je velmi rychlý výpočet v porovnání s ostatními, ale je potřeba vhodně volit počet diskretních částí a vztahuje se pouze na pruty. Při menším počtu diskretních částí je výpočet nepřesný. Se zvyšujícím počtem diskretních částí jsou operace s poddajným tělesem a sestavou, ve které se diskretní poddajný prut nachází, stále více a více nepřehlednější, ale přesnější.

Další nevýhodou je, že při ladění celého modelu vázané mechanické soustavy při jakémkoliv rozporu ve výpočtu nebo není-li vypočtena statická rovnováha (rovnovážná poloha) před dynamickou simulací, se diskretní poddajný prut v místech interních silových vazeb rozpojí nebo se všechny diskretní části zhroutí do sebe. Proto bylo dále využito jiných možností modelování poddajných těles.

Pro složitější a mnohoprvkové geometrie je lepší postupovat přes program *Ansys* např. některým z výše popsaných postupů. Program *Adams* měl konkrétně problém s vytvořením MNF popisu pro příčník díky složitosti jeho geometrie a pro úspěšné vytvoření i nepřesné sítě nepomohlo ani nastavení velmi hrubé (a méně přesné) výpočtové sítě.

Při řešení pomocí *Ansys* je potřeba nadefinovat kontaktní body (styčné uzly) manuálně, pro tvorbu MNF přes *Adams* se styčné body vytvoří v místech, kde se nacházejí vazby původního tuhého tělesa před jeho konverzí na těleso poddajné prostřednictvím vlastní tvorby MNF souboru. Na rozdíl od manuálního přístupu v *Ansys* se nevytvoří tuhé okolí, ale *Adams* si vytvoří pouze styčný uzel, jehož bezprostřední okolí je poddajné.




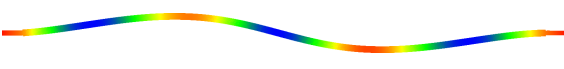


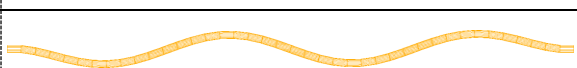
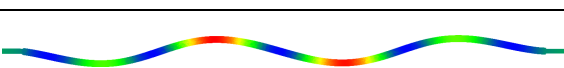

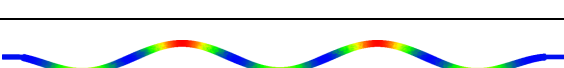
Pro srovnání a verifikaci vytvořených geometrií poddajného tělesa je potřeba provést modální analýzu jednotlivých vytvořených geometrií. Pro řešení pouze vlastních frekvencí poddajného hřídele je potřeba v místě styčných bodů hřídel vetknout.



Obr. 5.9 – Kinematické schéma modální analýzy poddajných modelů

Modální analýza ve všech případech proběhla v programu *Adams*. Prvotním zjištěním je, že byly splněny teoretické předpoklady vlastních tvarů ve všech případech pro poddajný prut fixovaný na obou koncích. Vlastní tvary dvou vybraných způsobů jsou uvedeny v *tab. 5.2*.

Tab. 5.2 – Srovnání vlastních tvarů u dvou vybraných způsobů modelování poddajného tělesa

č. frekv.	Diskrétní poddajné těleso pozůstávající z 20 částí	Poddajné těleso vytvořené v Ansys-u (MPC184)
1		
3		
5		
7		
9		

Hodnoty prvních 10 frekvencí kuličkového šroubu vetknutého na obou koncích v místech středů ložisek je uvedeno v tab. 5.3. diskrétní těleso bylo ukotveno ve stejných místech, ale v porovnání se skutečnou geometrií kuličkového šroubu nepřesahovalo za místa ukotvení, a tak jeho celková délka je asi o 5% něco kratší, takže i jeho celková hmotnost je přibližně o 5% menší. Vzdálenost středů ložisek – v případě tohoto srovnání se jedná o vzdálenost dvou vetknutí – a zároveň délka diskrétního poddajného prutu je 6358,5mm. Ostatní modely poddajného tělesa jsou vázány ve stejné vzdálenosti, ale celková délka i s přesahujícími konci je dle poskytnutého modelu 6750mm.

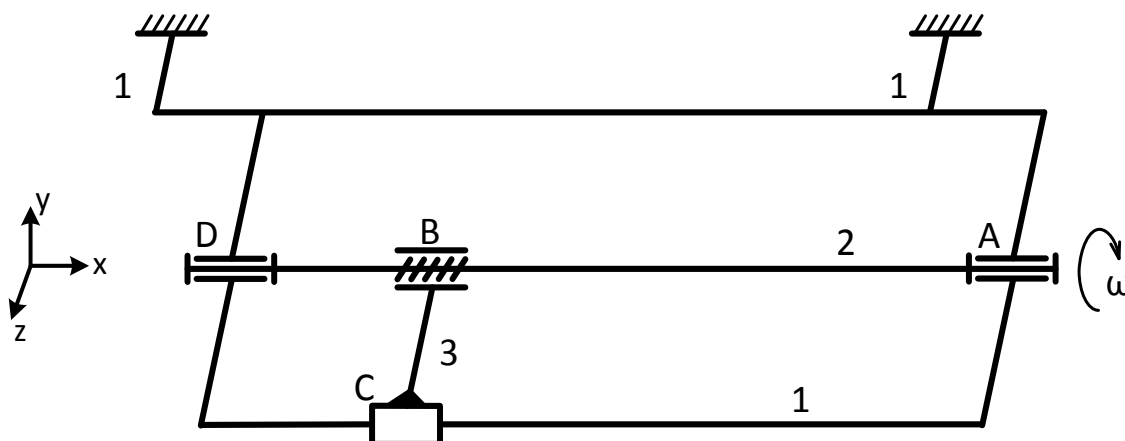
Tab. 5.3 – Srovnání přístupů modelování poddajných těles na základě vlastních frekvencí

č. modu	Ansys		Adams		
	MASS21 & CERIG	MPC184	MNF	diskrétní poddajné těleso	
				10 částí	40 částí
1	8,68 Hz	8,67 Hz	8,14 Hz	11,12 Hz	9,54 Hz
2	8,73 Hz	8,73 Hz	8,26 Hz	11,12 Hz	9,56 Hz
3	23,98 Hz	23,98 Hz	22,79 Hz	30,10 Hz	26,25 Hz
4	24,14 Hz	24,14 Hz	23,09 Hz	30,10 Hz	26,25 Hz
5	47,11 Hz	47,10 Hz	45,27 Hz	57,40 Hz	51,30 Hz
6	47,41 Hz	47,41 Hz	45,81 Hz	57,40 Hz	51,30 Hz
7	77,98 Hz	77,97 Hz	75,60 Hz	91,45 Hz	84,48 Hz
8	78,48 Hz	78,47 Hz	76,35 Hz	91,45 Hz	84,49 Hz
9	116,54 Hz	116,53 Hz	113,66 Hz	130,58 Hz	125,63 Hz
10	117,27 Hz	117,27 Hz	114,92 Hz	130,58 Hz	125,63 Hz

Tvorba MNF souboru popisující dynamiku poddajného tělesa pomocí programu *Ansys* je pracná, ale zaručená metoda. Hlavním problémem je správně vytvořit výpočtovou síť, co po nezdarech v klasickém rozhraní se vyřešilo automatickým vygenerováním výpočtové sítě v rozhraní *Workbench*, kterého mezivýsledky byly výše popsáním způsobem přeneseny do klasického rozhraní a dále zpracovány až k vytvoření samotného MNF souboru. Je lhostejné, který přístup bude zvolen, zda pomocí prvků MASS21 a vazebních podmínek tuhé oblasti CERIG, nebo prutového prvku MPC184. V našem případě byl pro lepší představu a vynechání mezikroku vytvoření tuhého uzlového tělesa (MASS21) zvolen přístup za použití prvku MPC184.

6 Kinematický model soustavy části obráběcího stroje

Prvotní intuitivně vytvořené kinematické schéma pro zkoumanou soustavu by bylo připraveno podle *obr. 6.1*, kde těleso 1 představuje příčník, těleso 2 je kuličkový šroub a těleso 3 je pevné spojení (vetknutí) matice kuličkového šroubu s posuvným suportem, které díky vetknutí možno považovat za 1 těleso. Suport je dále nositelem smýkadla s nástrojem.



Obr. 6.1 – Prvotní kinematické schéma systému

tělesa:

- 1 – příčník
- 2 – kuličkový šroub
- 3 – matice se suportem a smykadlem – vzájemně vetknuté lze považovat za 1 těleso

vazby:

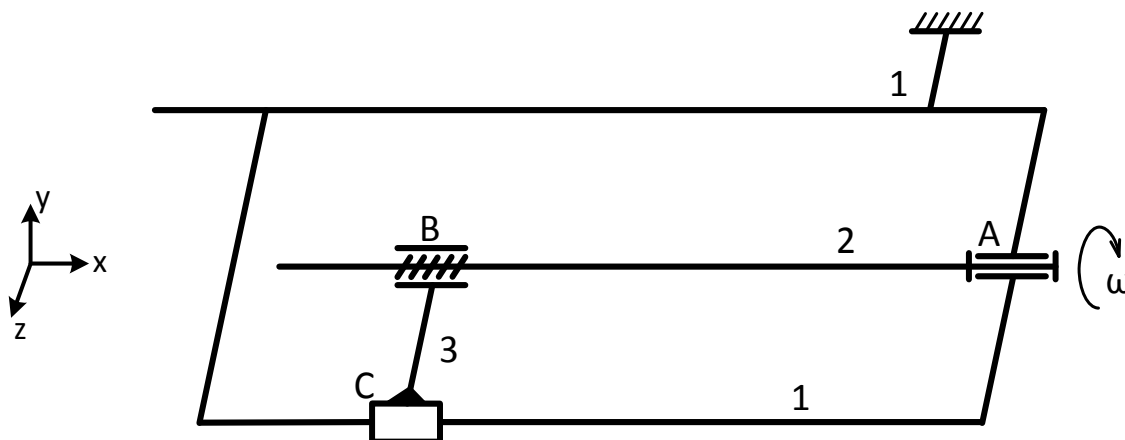
- A, D – rotační vazby v ložiscích (dále rozlišovány jako: A – pravé, D – levé)
- B – šroubovitá vazba mezi kuličkovým šroubem
- C – posuvná vazba mezi suportem a příčníkem pomocí valivého přímočarého vedení

6.1 Náhradní kinematické schéma soustavy tuhých těles

Při bližším rozboru je zřejmé, že takto sestavená soustava tuhých těles je staticky přeurlčená. Příčník (1) je dvounásobně vetknut, co se v sestavování výpočetních rovnic projeví jako 6 redundantních (přebytečných) vazebních podmínek. Dalším problémem je, že rotační vazba v prostoru odebírá 5° volnosti, a tak vazby A a D u uvažovaného tuhého kuličkového šroubu (2) rovněž odebírají naprosto stejné stupně volnosti. Posun i rotace tuhého kuličkového šroubu (2) jsou stejné ve všech jeho bodech – jak v místě vazby A tak i v místě vazby B. Současným předepsáním kinematických vazeb A i D tyto vazby vnášejí dalších 5 redundantních vazebních podmínek do výpočtu. Proto je pro tuhou soustavu potřeba sestavit náhradní kinematické schéma.

6.2 Kinematický rozbor soustavy tuhých těles

Z důvodu redundance vazebních podmínek, je potřeba vytvořit náhradní kinematické schéma.



Obr. 6.2 – Náhradní kinematické schéma zkoumané soustavy

Tělesa sestavy jsou stejné jako na obr. 6.1. Použité vazby:

- A – rotační prostorová vazba – odebírá 5 stupňů volnosti
- B – šroubová vazba – odebírá pouze 1 nebo 5 stupňů volnosti – záleží na přístupu. Pokud se vychází z programu *Adams*, šroubová vazba je v něm uvažována pouze jako závislost mezi posunem a rotací známá jako stoupání závitu, odebírá šroubovice pouze 1 stupeň volnosti. Literatura [3, str.100] uvádí, že šroubová vazba odebírá 5 stupňů volnosti. Toto je dodrženo v případě, když šroubovou vazbu chápeme jako kombinaci válcové (cylindrické) vazby, která odebírá 4 stupně volnosti se závislostí rotace na posunu (nebo naopak), co odebírá další jeden ze dvou zbylých stupňů volnosti
- C – posuvná prostorová vazba – odebírá 5 stupňů volnosti

Příčnice (1), který je vetknutý se uvažuje jako součást rámu, a tak se řeší kinematika pouze 2 těles (2 a 3) vůči sobě navzájem a vůči rámu. Výsledný počet stupňů volnosti se určí následovným vztahem [3]:

$$i = i_v \cdot n - \left(\sum_{i=A}^Z \xi_i - \eta \right) \quad (6.1)$$

- kde
- i [1] – počet stupňů volnosti soustavy
 - i_v [1] – počet stupňů volnosti volného tělesa (2D: $i_v=3$; 3D: $i_v=6$)
 - n [1] – počet vázaných těles
 - ξ_i [1] – počet stupňů volnosti odebíraný i -tou vazbou
 - η [1] – počet deformačních parametrů omezených stykovými vazbami

$$i = i_v \cdot n - \left(\sum_{i=A}^Z \xi_i - \eta \right) = 6 \cdot 2 - \left(\underbrace{(5+1+5)}_{\sum \xi_i} - 0 \right) = 12 - 11 = 1 \text{ } ^\circ\text{V} \quad (6.2)$$

Náhradní kinematické schéma zkoumané soustavy má 1 stupeň volnosti, a to rotaci tělesa 2 – kuličkového šroubu kolem vlastní osy X. Tomuto stupni volnosti předepíšeme rotační pohyb, pomocí kterého budeme soustavu budít a pohybovat. Na jednotlivých kinematických schématech znázorněno jako úhlová rychlost ω .

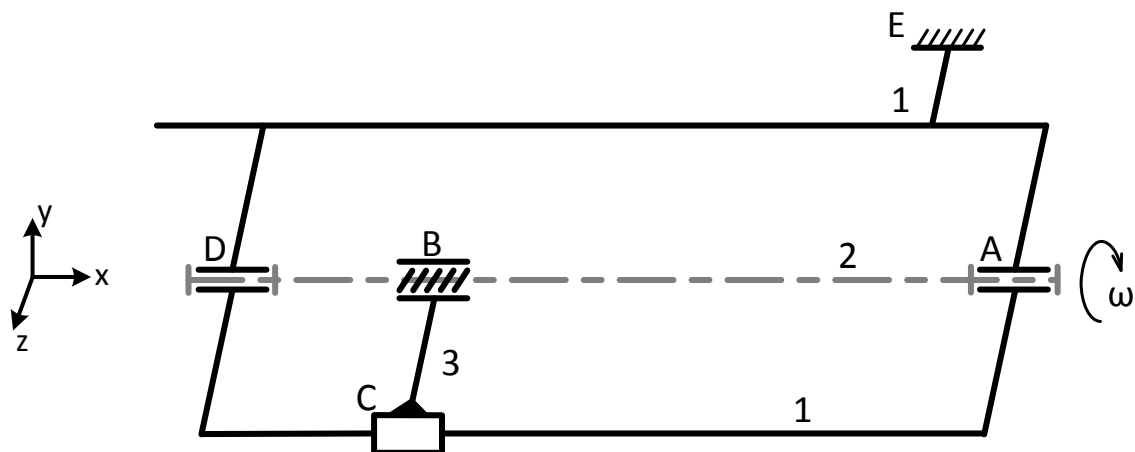
6.3 Modelování dynamického chování soustav s tuhými a poddajnými tělesy

V okamžiku, kdy je vymodelována základní tuhá sestava s jedním stupněm volnosti, je možno přistoupit k nahrazení tuhých těles vybraných v kapitole 4.3, které je potřeba uvažovat za poddajné. Program *Adams* tento postup sám navrhuje, protože tvorba poddajného tělesa je vedena cestou konverze tuhého tělesa na poddajné, a to za použití vlastního MNF popisu nebo jeho vytvořením (kap. 5.4.1). Výjimkou je přístup k poddajnému tělesu pomocí diskrétního poddajného prutu.

V případě dobře připravené geometrie MNF i soustavy s tuhými tělesy s vazbami (styčnými body) ve stejných uzlech, se konverzí tuhého tělesa na poddajné přenesou i vazby z vazebních bodů tuhého tělesa na vazební body tělesa poddajného, pokud mají totožné souřadnice a ušetří se tím potřeba předepisování kinematických vazeb pro nové poddajné těleso. V případě, když styčné body jsou u poddajného a tuhého tělesa umístěné rozdílně, původně vytvořené kinematické vazby se rozpadnou a je potřeba je pro poddajné těleso znovu nadefinovat.

Z teorie dynamiky je známo, že tvary vlastních frekvencí pro prut vetknutý pouze na jednom konci jsou rozdílné od vlastních tvarů prutu vetknutého na obou koncích. Proto v případě poddajného kuličkového šroubu mu předepíšeme původně uvažovanou (*obr. 6.1*) prostorovou rotační vazbu D odebírající 5 stupňů volnosti. V tomto případě již vazby A a D nejsou vzájemně redundantní, protože posuvy a rotace poddajného tělesa v místě vazby A a v místě vazby D jsou rozdílné např. už jenom kvůli zkroucení poddajného hřídele v případě úhlové akcelerace při rozpohybování hřídele z klidové polohy. Kinematické schéma pro tento případ je vyobrazeno na následujícím (*obr. 6.3*).

Čerchovanou šedou čarou je naznačeno, že se jedná o těleso poddajné.

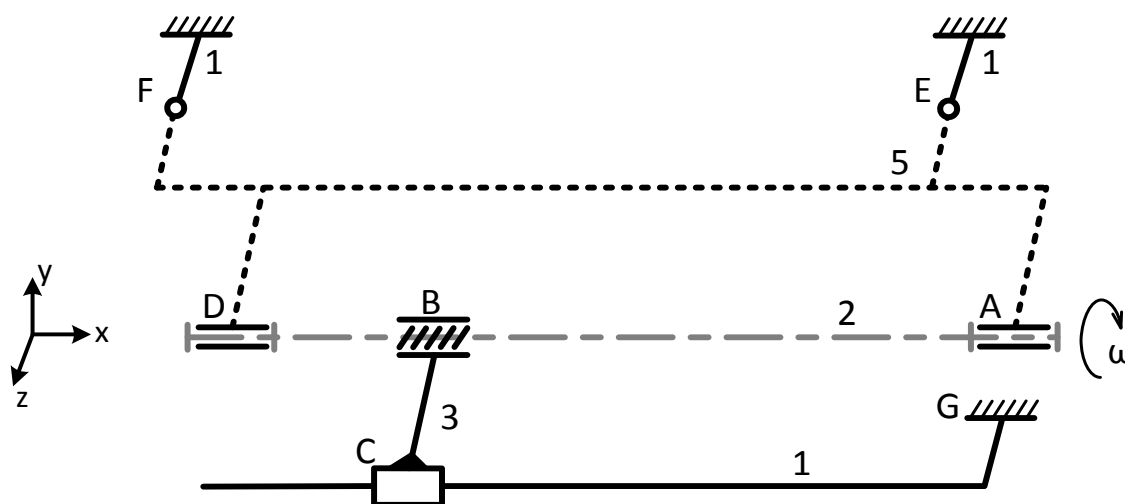


Obr. 6.3 – Náhradní kinematické schéma soustavy s poddajným kuličkovým šroubem

Po prozkoumání chování soustavy sestavené dle *obr. 6.3* se přistoupilo k náhradě modelu druhého tělesa – příčnicku, který je potřeba uvažovat jako poddajné těleso dle kapitoly 4.3. Příčnick byl původně značen jako těleso 1, protože díky vetknutí byl součástí rámu. V případě změny příčnicku z tuhého na poddajný, bude nově označen jako součást č. 5. Podobně jako v případě hřídele i pro těleso č. 5 bude doplněna druhá vazba reprezentující uchopení příčnicku k rámu pomocí vetknutí – vazby s ozn. F. Tato vazba ovlivňuje podobu vlastních tvarů – problematika vlastních tvarů prutu s jedním koncem vetknutým a druhým volným v porovnání s vlastními tvary prutu vetknutý na obou koncích.

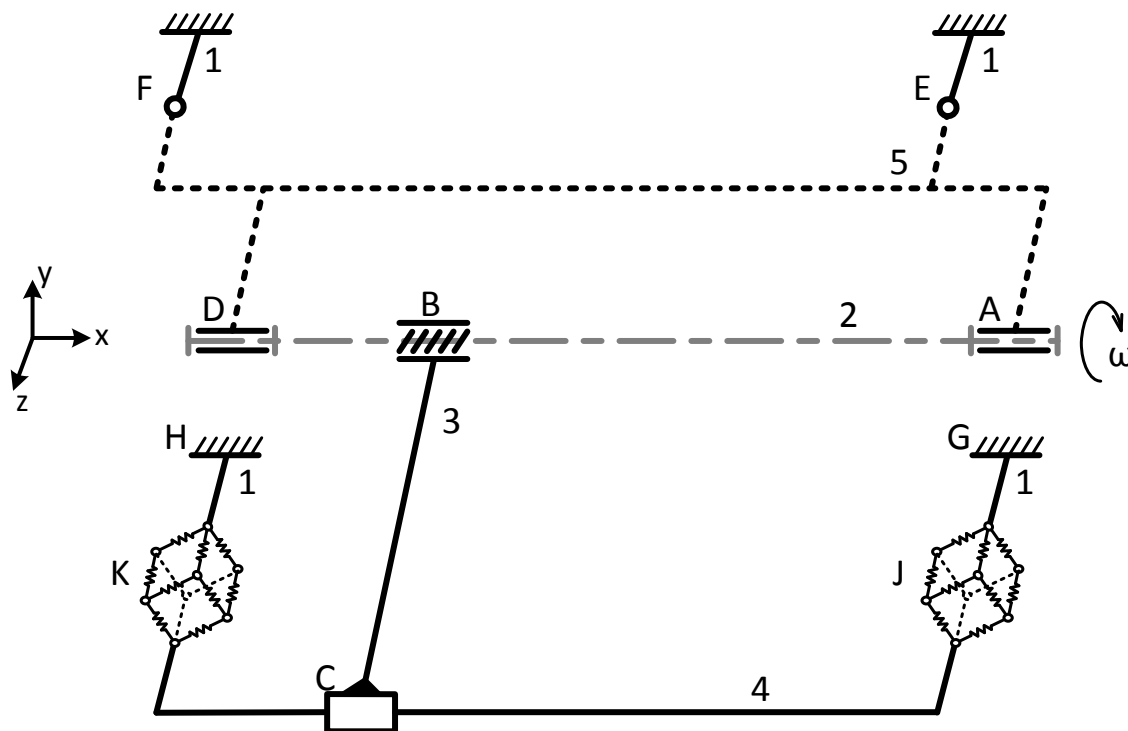
Problém nastává s posuvnou vazbou C a jejím umístěním na poddajném příčnicku. V případě zanedbání této vazby přibude v soustavě další stupeň volnosti a suport spolu s maticí kuličkového šroubu, na kterou je fixován se vůči kuličkovému šroubu bude protáčet. Pro zachování této vazby je možno postupovat např. přepínáním vazeb (bude popsáno níže v kapitole 6.4). Po aplikaci tohoto řešení se výpočet stal pro program velmi objemným, čím neúměrně narostl čas výpočtu a správnost mezivýsledků rovněž nebyla uspokojivá. Proto se přistoupilo k vytvoření pomocného (v angličtině výstižnější pojmenování *dummy*) tělesa se zanedbatelnou hmotností (např. 1g), které má reprezentovat vedení pro posuv suportu po příčnicku. V případě uchopení této vodící lišty k příčnicku pomocí vetknutí bylo poddajné těleso v jeho určité části nechtěně vyztuženo dokonale tuhým prutem. Proto se vodící lišta uchopila pomocí vetknutí k rámu – vazba G – jak je znázorněno na *obr. 6.4*.

Po prozkoumání tohoto řešení bylo zjištěno, že ani toto nebyla dobrá volba. Zavedením posuvné vazby C se matice jako součást sestavy vetknutých těles č. 3 ukotvila a vůči vodící liště – rámu – se pohybovala po ideální přímce bez kmitání. Z tohoto důvodu se přistoupilo k nahrazení vazby G silovou vazbou *bushing*, kterou program *Adams* nabízí. Protože vodící lišta již není součástí rámu, bude přeznačena na těleso č. 4



Obr. 6.4 – Náhradní kinematické schéma soustavy s poddajným kuličkovým šroubem a příčnickem

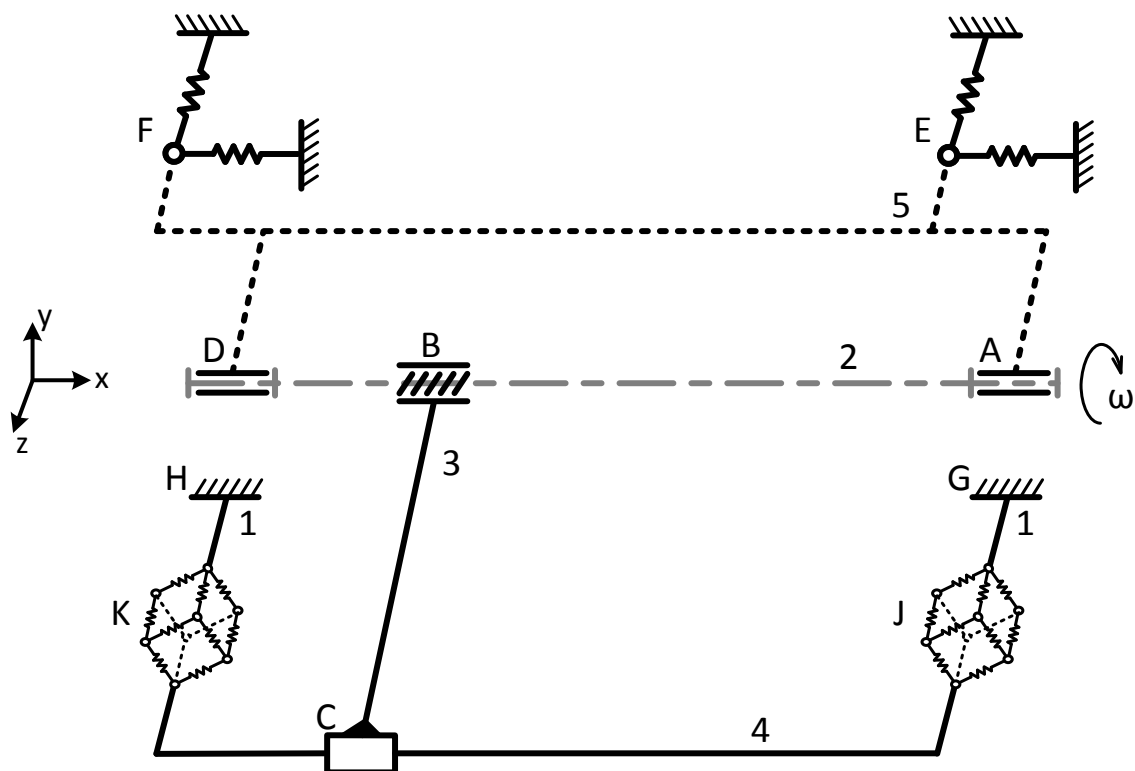
Silová vazba *bushing* představuje spojení pomocí „pružného vetknutí“, kterému je potřeba předepsat tuhosti a tlumení ve směru os souřadného systému, ale i rotační tuhosti a tlumení kolem jednotlivých os. Ve schematickém značení pro toto spojení budeme používat symbol „pružinové kostky“ – vazby J a K v *obr. 6.5*.



Obr. 6.5 – Náhradní kinematické schéma soustavy s poddajnými tělesy a vazbou „bushing“

Hodnoty pro tuhosti a vnitřní tlumení silových vazeb *bushing* by se ideálně čerpali z měření, které bohužel nebylo možné do doby odevzdání této práce realizovat, proto byly hodnoty voleny odhadem s respektováním [1], aby toto spojení bylo dostatečně tuhé, tzn., aby vodící lišta se zátěží v podobě suportu se smykadlem se vlastní tíhou na těchto vazbách nesvěsila a zároveň, aby spojení nebylo přehnaně tuhé a neutlumilo kmitání matice, které se ve skutečnosti vyskytuje a je potřeba jej analyzovat.

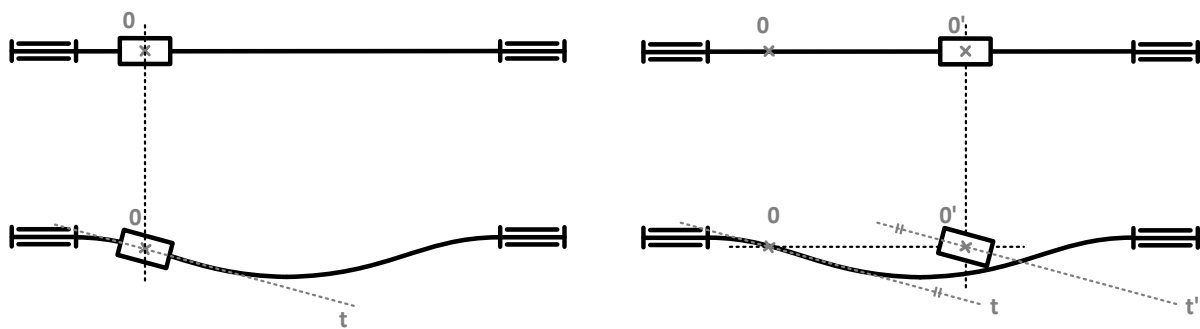
Po měření na stroji by bylo pravděpodobně potřebné do soustavy zavést další pružné prvky, reprezentující tuhost spojení mezi příčnickem a rámem. Vůle a zejména pružnost těchto spojení otevírá další prostor a možnosti kmitání soustavy jako celku v jejím uložení. Tento předpoklad potvrzují závěry v [8]. Schéma další možné obměny kinematického modelu soustavy je uvedeno na *obr. 6.6*.



Obr. 6.6 – Náhradní kinematické schéma soustavy zahrnující poddajné uchopení příčnicku na rám stroje

6.4 Umístění kinematických vazeb na poddajném tělesu

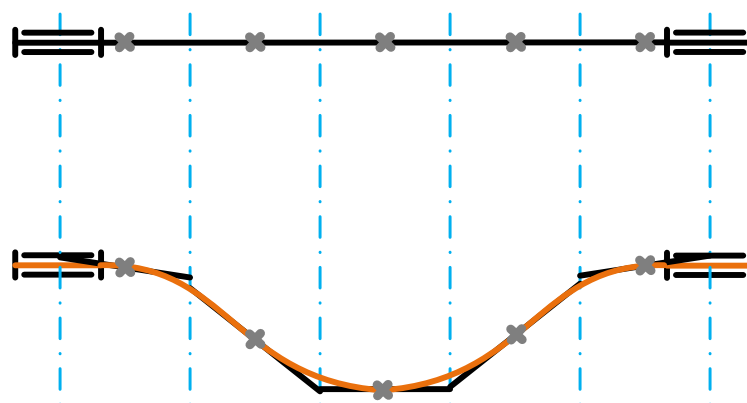
Problémem při tvorbě vázaných mechanických soustav s poddajnými tělesy je umístění vazeb na těchto tělesech. Tento problém se vyskytuje u vazeb, které nemají omezený posuv v některém směru. Obr. 6.7 popisuje chování poddajného hřídele a posouvajícího se tělesa po něm. Problémem je, že např. posuvná vazba se předepisuje v jednom konkrétním bodě a nelze předepsat celou trajektorii, případně navázat na osu hřídele. Pokud je hřídel vybuzen některou z vlastních frekvencí v době kdy se posouvající se těleso nachází v místě předepsané vazby (bod 0), jsou jeho posuvy a natočení stejné jako posuvy a natočení hřídele (případ *a*) a splňuje to předpoklady skutečného chování. Pokud však je posouvající se těleso vychýleno (např. předepsanou translací) z místa 0, kde je umístěna posuvná vazba, do místa 0', tak při vybuzení vlastních tvarů je posouvající se těleso posunuto i natočeno podle tečny střednice hřídele v bodě 0, kde je umístěná vazba na hřídeli a ne v bodě 0', kde se posouvající se těleso ve skutečnosti nachází (případ *b*).



a) pohybující se těleso ve výchozí poloze b) pohybující se těleso ve vychýlené poloze

Obr. 6.7 – Tuhé těleso s volným posuvem vázaným na po poddajném tělese

Jednou z možností řešení je pomyslné rozdělení hřídele na několik úseků. Pro přehlednost je na obr. 6.8 zvoleno 5 úseků. V každém úseku je ve středu intervalu vytvořen styčný bod pro umístění např. zkoumané posuvné vazby. Není možné, aby byly do všech míst umístěné aktivní posuvné vazby. Soustava by se stala přeúčtenou a vazební podmínky dodané vícenásobnou posuvnou vazbou by vyvolávali redundanci soustavy. Pro posouvající se těleso by v tom případě byly od každé kinematické vazby vypočteny jiné posuvy a natočení v jednotlivých osách souřadného systému. V této situaci lze buď manuálně přesunovat posouvající se těleso a nechat vždy aktivní jenom jednu posuvnou vazbu, příslouchající danému virtuálnímu úseku a zkoumat chování soustavy, nebo existuje možnost řízení pohybu pomocí příkazového skriptu a přepínání vazeb v závislosti např. na poloze posouvajícího se tělesa nebo dle simulovaného času. Přepínáním vazeb se rozumí aktivace a deaktivace jednotlivých posuvů tak, aby nedocházelo k redundanci.

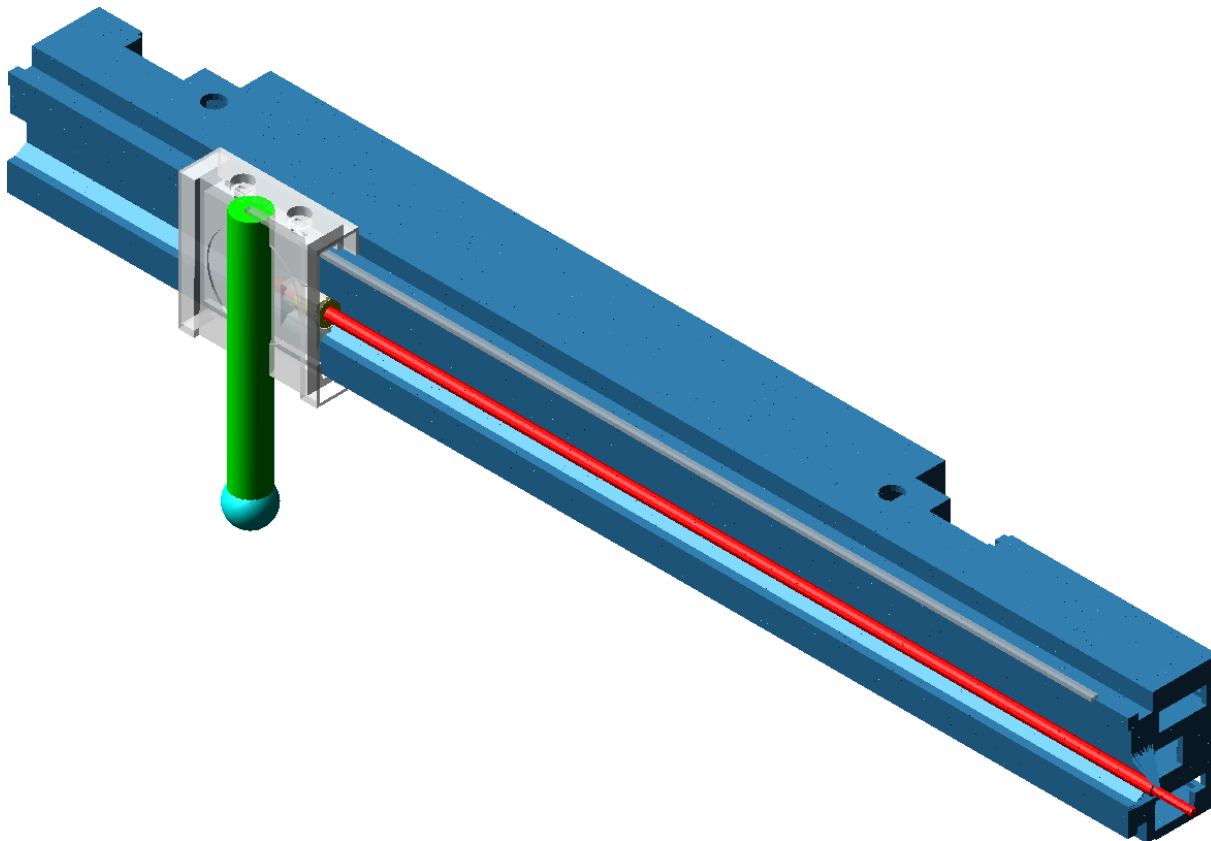


Obr. 6.8 – Rozdělení hřídele pro přepínání vazeb

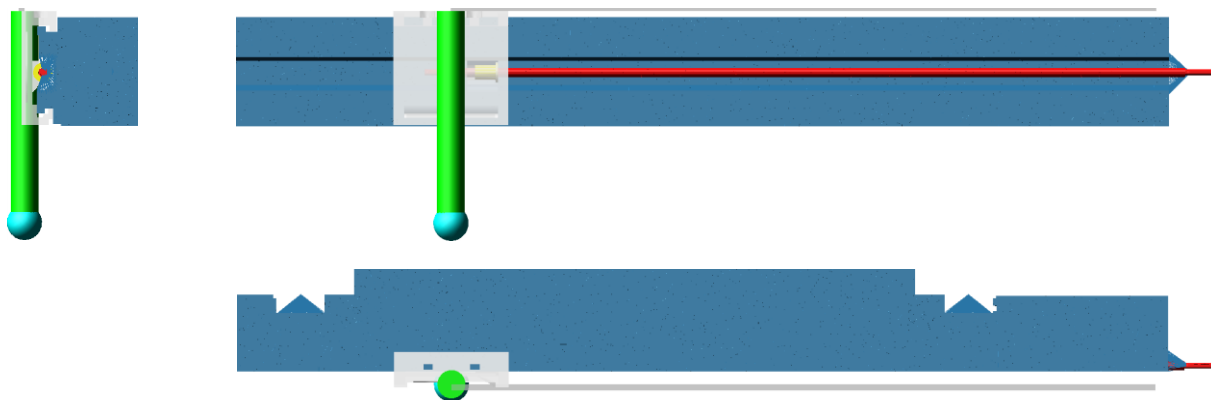
Touto cestou vznikla trajektorie pohybu posouvajícího se tělesa po částech lineární a nespojitá v místech přepínání vazeb. Trajektorie je teoretická a posouvající se těleso se po ní nebude pohybovat celou dobu, ale pouze po její části v době, kdy bude vybuzen příslušný vlastní tvar. Posunem kamene dochází k tzv. dynamickému přeladění – změně tuhosti soustavy a na ni závislé vlastní frekvenci (vyplývá to z pohybové rovnice a závislosti vlastní frekvence na druhé odmocnině poměru matice tuhosti a hmotnosti).

6.5 Sestavený model vázané mechanické soustavy (MBS)

Dle postupu uvedeného v kapitolách 6.2 až 6.4 byl v programu *Adams* postupně vymodelován zjednodušený model osy X jako vázané mechanické soustavy (*multi body systém - MBS*) s tuhými i poddajnými tělesy dle *obr. 6.5*.



Obr. 6.9 – Model zkoumané soustavy v programu Adams – izometrický pohled



Obr. 6.10 – Model zkoumané soustavy v programu Adams – kolmé promítání

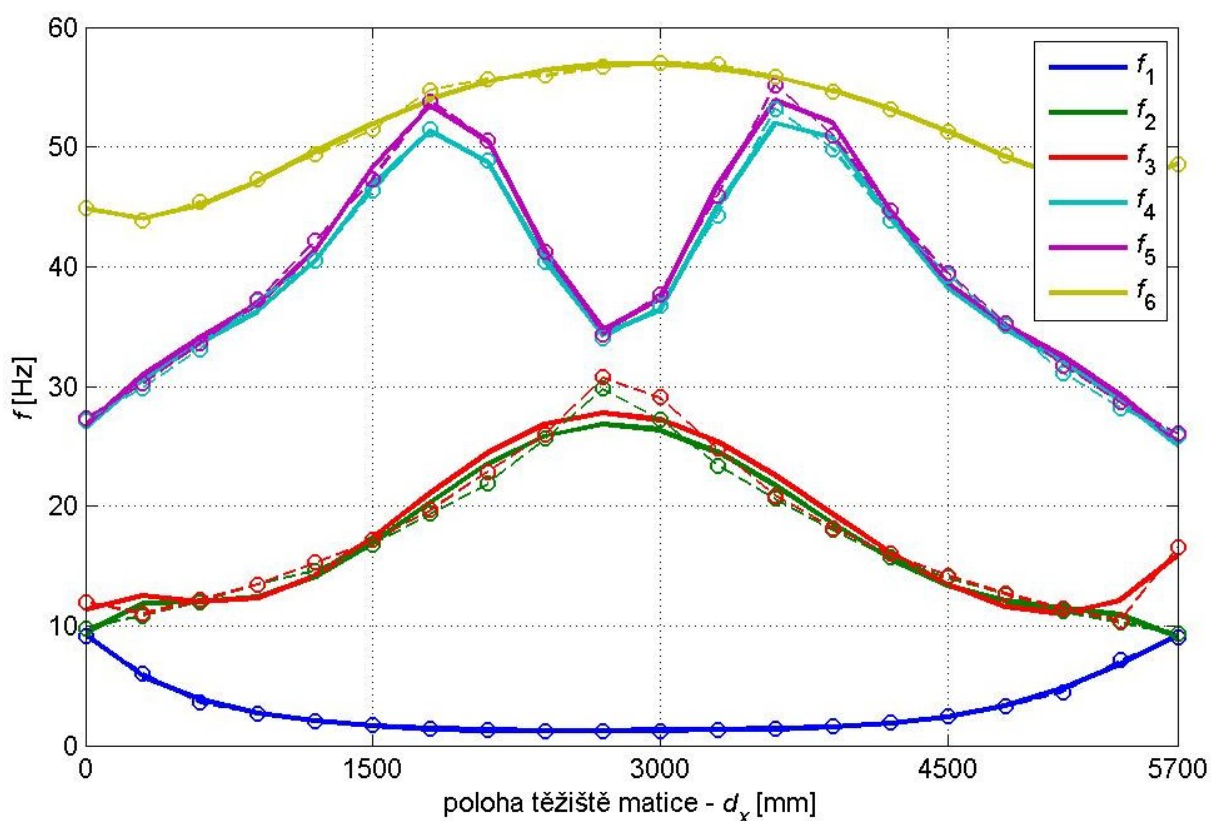
7 Dynamika modelové soustavy části obráběcího stroje

Po sestavení modelu části obráběcího stroje s tuhými i poddajnými tělesy je možno přejít k analýze dynamického chování této sestavy pomocí programu *Adams*.

Je důležité si uvědomit, že posunem značné hmotnosti (suport se smykadlem a sklíčidlem) vázané na poddajný kuličkový šroub se soustava přeladuje. Zejména v případě, kdy je vykonáván posuv v 90% délky kuličkového šroubu. Je potřebné soustavu zkoumat buď jako nelineární celek, nebo po částech linearizovaný. Byl zvolen druhý ze zmíněných způsobů. Z tohoto důvodu byl pracovní prostor kuličkového šroubu pomyslně rozdělen na 20 prozkoumávaných bodů a 19 intervalů mezi těmito body, které jsou od sebe vzdáleny vždy 300 mm, z čeho vyplývá, že chování soustavy s poddajným kuličkovým šroubem a příčnickem je zkoumáno v rozmezí posuvu 5 700 mm.

7.1 Modální analýza soustavy

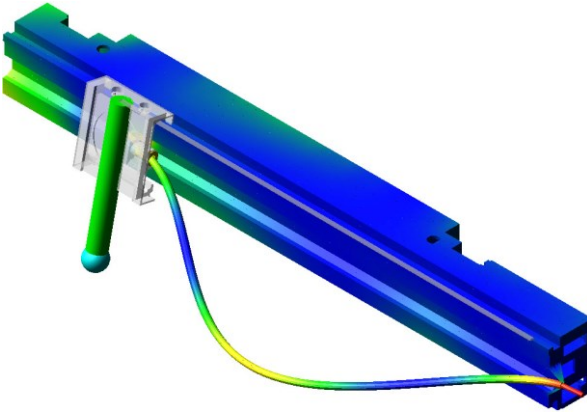
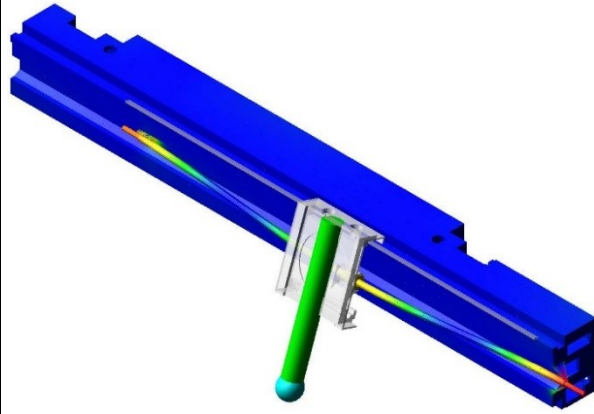
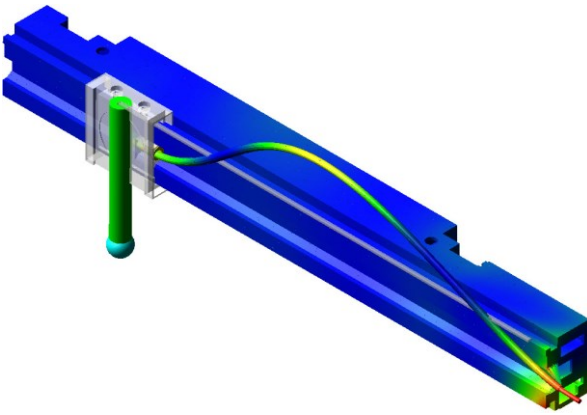
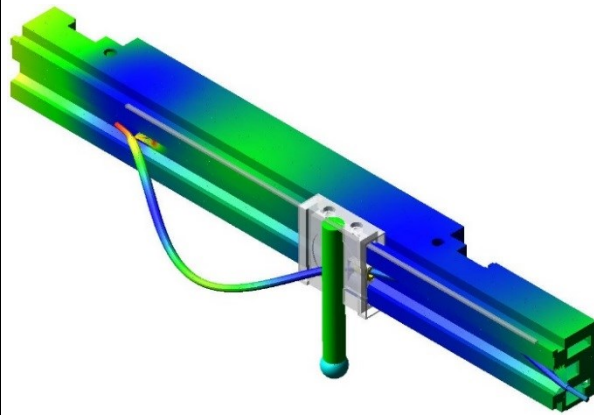
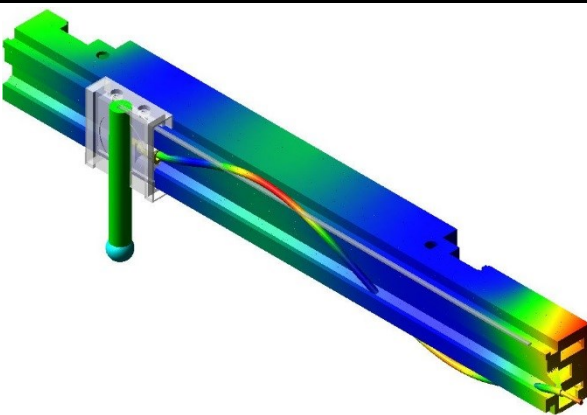
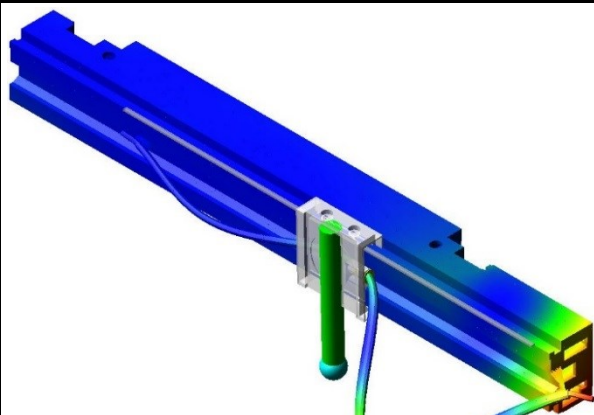
Závislost vlastní frekvence na vzdálenosti matice od výchozí polohy je znázorněna na *obr. 7.1*. Pro přehlednost je zde uvedených pouze prvních šest vlastních frekvencí soustavy



Obr. 7.1 – Závislost prvních 6 vlastních frekvencí zkoumané soustavy na poloze matice

Pro představu chování jsou uvedeny i vlastní tvary s maticí kuličkového šroubu ve výchozí poloze a v poloze, kdy je posunuta o 3000 mm od výchozí polohy ve směru pohybu – tzn. přibližně ve středu pracovního prostoru.

Tab. 7.1 – Vybrané vlastní frekvence a tvary sestavy v závislosti na poloze matice

$d_x = 0 \text{ mm}$ (sys_0000)	$d_x = 3\,000 \text{ mm}$ (sys_3000)
 <p data-bbox="443 936 619 969">a) $f_1 = 9,2 \text{ Hz}$</p>	 <p data-bbox="1045 936 1220 969">b) $f_1 = 1,2 \text{ Hz}$</p>
 <p data-bbox="443 1413 619 1447">c) $f_2 = 9,8 \text{ Hz}$</p>	 <p data-bbox="1045 1413 1220 1447">d) $f_2 = 27,2 \text{ Hz}$</p>
 <p data-bbox="443 1935 619 1968">e) $f_4 = 27,1 \text{ Hz}$</p>	 <p data-bbox="1045 1935 1220 1968">f) $f_4 = 36,7 \text{ Hz}$</p>

Z obr. 7.1 a tab. 7.1 lze pozorovat např., že tvary první vlastní frekvence systému sys_0000 a sys_3000 jsou si podobné (směr vybočení hřídele) ale na jiné hodnotě frekvence, naopak vybočení hřídele u druhé vlastní frekvence směřovalo ve dvou porovnávaných případech v rozdílných směrech.

7.2 Dynamická analýza

Pohyb soustavy je vybuzen uhlovou rychlostí a pomocí šroubové vazby se suport pohybuje translačním pohybem ve směru osy X. Aby nedošlo k problémům popsaným na obr. 6.7, je pohyb diskretizován do 19 úseků, mezi 20 body.

Pro spuštění plynulé simulace celého děje je potřeba v programu *Adams* využívat simulaci řízenou skriptem. Příkazy pro programování pohybu jsou velmi omezené, ale dostatečné v kombinaci s ostatními funkcemi programu. Celý simulovaný pohyb je realizován pomocí hlavních příkazů: *ACTIVATE*, *DEACTIVATE*, *SIMULATE*, *LINEAR*. Každý z těchto příkazů, má několik různých parametrů.

Ve zkoumané simulaci je potřebné aktivovat (a deaktivovat) některé vazby a jejich spárování (tzv. *coupler* – předepisuje závislost např. posunu jedné vazby a rotace druhé vazby, pokud to tyto kinematické vazby umožňují) a senzory. Dále lze aktivovat a deaktivovat kontakty, síly, silové momenty, *bushing-y*, budící pohyby atd.

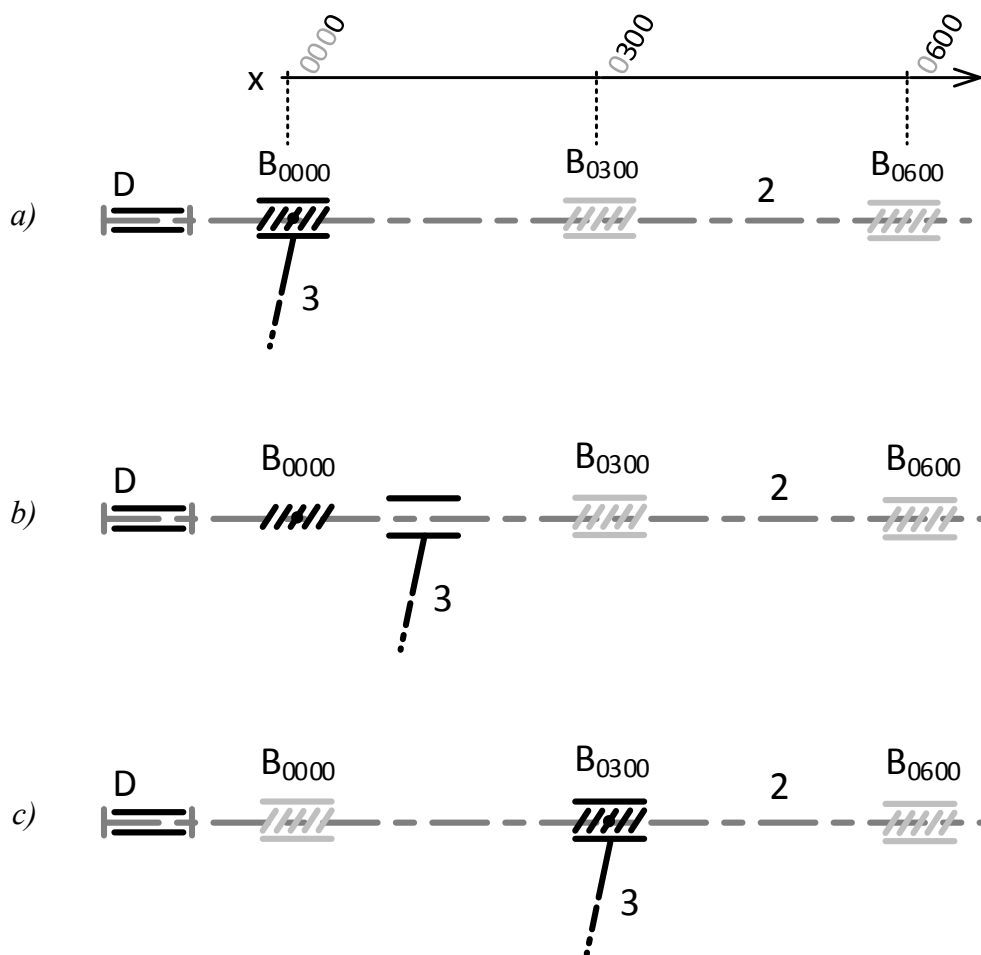
Příkazem *SIMULATE* lze vykonat několik druhů simulací a výpočtů. V nabídce programu *Adams* se nachází transienční, statická, kinematická, dynamická a kvazistatická simulace. Z uvedených využijeme pouze dynamickou simulaci pro simulaci posuvového děje a statickou simulaci pro výpočet statické rovnováhy.

Příkazem *LINEAR* lze exportovat matice pohybové rovnice (**M**, **K**, **B**) nebo stavové matice (**A**, **B**, **C**, **D**) v několika předepsaných formátech souborů, které *Adams* zapíše v příslušném tvaru, ale uloží bez přípony.

Z vyjmenovaných možností vyplývá, že nelze měnit vlastnosti vazeb jako např. bod, ve kterém je vazba umístěná, ale pouze (de)aktivovat jednotlivé vazby. Toto vedlo k vytvoření modelu, ve kterém je mezi maticí kuličkového šroubu a samotným šroubem 20 různých cylindrických (rotačně posuvných) vazeb v každém z 20 uvažovaných bodů (po 300 mm od sebe) a jsou párovány pomocí 20 *coupler-ů* (párovačů) mezi každou jednou cylindrickou vazbou a jedním (společným) budícím pohybem. Takto vytvořený model je pochopitelně značně přeuročený z hlediska kinematické určitosti, proto se na začátku simulace všechny zmiňované cylindrické vazby a *coupler-y* deaktivují a aktivuje se pouze jediný pár cylindrické vazby a *coupler-u* příslouchající danému bodu ve zkoumaném úseku.

Např. Ve výchozí poloze je pohybující se část vázána v bodě s označením 0000 (0 mm od výchozí polohy) – viz obr. 7.2 a). V intervalu od 0 do 300 mm od výchozí polohy je pohyb vázán na bod 0000 – obr. 7.2 b). V okamžiku, kdy senzor indikuje polohu matice ve směru

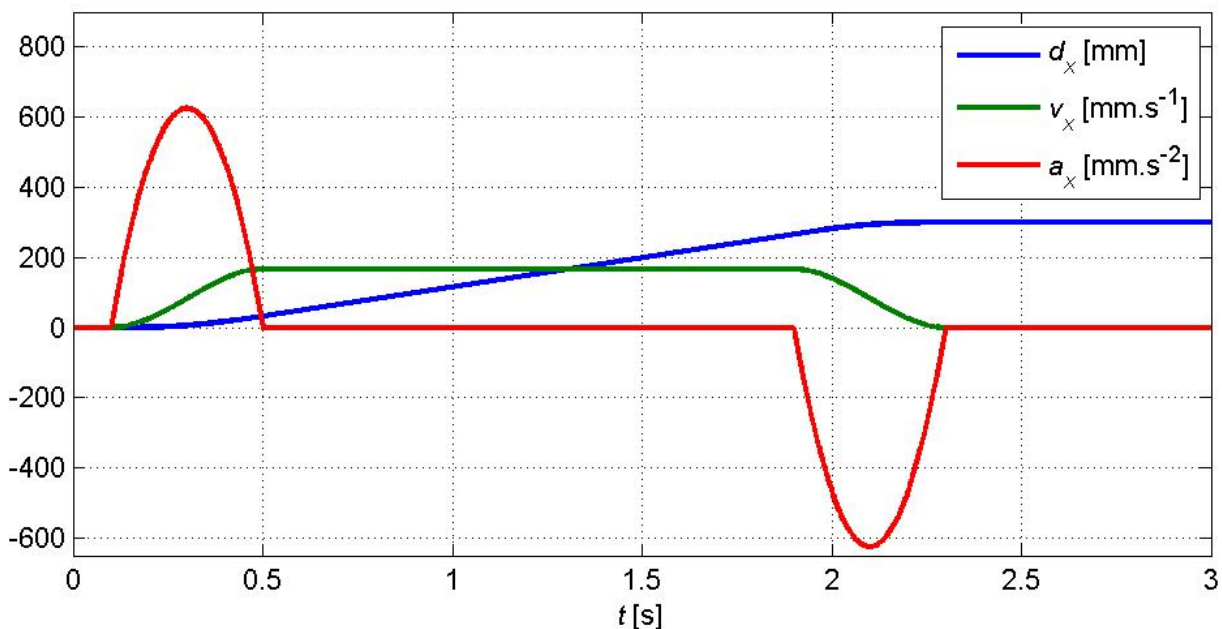
osy X 300 mm od výchozí polohy, je aktuálně vykonávaný příkaz (dynamická simulace) přerušen a program přistoupí k následujícím řádkům skriptu. Zde je definována deaktivace kinematické vazby a jejího *coupler*-u vázaných v bodě 0000 a aktivace vazby s příslušným *coupler*-em vázaných v bodě 0300 – obr. 7.2 c), následuje i deaktivace senzoru pro odlehčí výpočtu. Po té se provede výpočet statické rovnováhy – statická simulace následována spuštěním dynamické simulace, která pokračuje v předepsaném budícím pohybu.



Obr. 7.2 – Realizace přepínání vazeb

7.3 Budicí pohyb

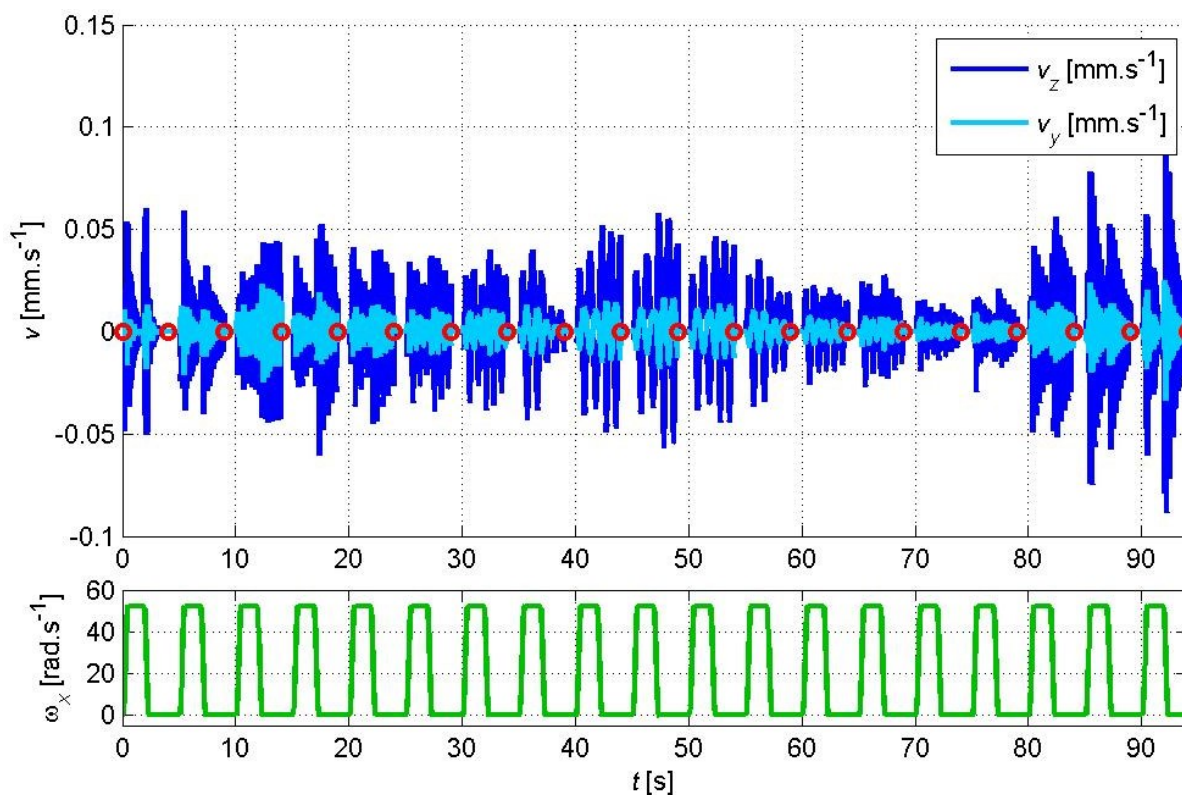
Protože problém kmitání osy X těžkého obráběcího stroje se vyskytl při snaze zvýšit rychlost posuvu, je potřeba analyzovat, zda se frekvence budicího pohybu nenachází v blízkosti rezonanční frekvence, nebo je rezonance překonávána. Proto je pohyb v každém úseku zrychlen z klidu na ustálenou rychlost, kterou se bude chvíli pohybovat a nakonec je zabrzděn, aby se zkontroloval případný průchod rezonancemi a ušla se vždy stejná vzdálenost 300 mm. Program *Adams* ostré skokové budicí signály sám o sobě „zaoblí“ a přiblíží skutečné realizaci. Po zastavení se nechá soustava dokmitat, vypočte se statická rovnováha, přepnou se vazby pro daný bod, znovu se vypočte statická rovnováha a vyexportují se matice stavového popisu – matice **A**, **B**, **C**, **D**. Výpočet statické rovnováhy před i po přepnutí vazeb je nutný, protože program *Adams* jinak měl problémy s celkovou simulací a v náhodných okamžicích zastavoval. Výpočet nové rovnovážné polohy s novými vazbami je logicky nutný a exportovat stavové rovnice v průběhu dynamického děje je nevěrohodné a vytváří se tak ne vždy správné modely.



Obr. 7.3 – Vlastnosti budicího pohybu v jednotlivých úsecích

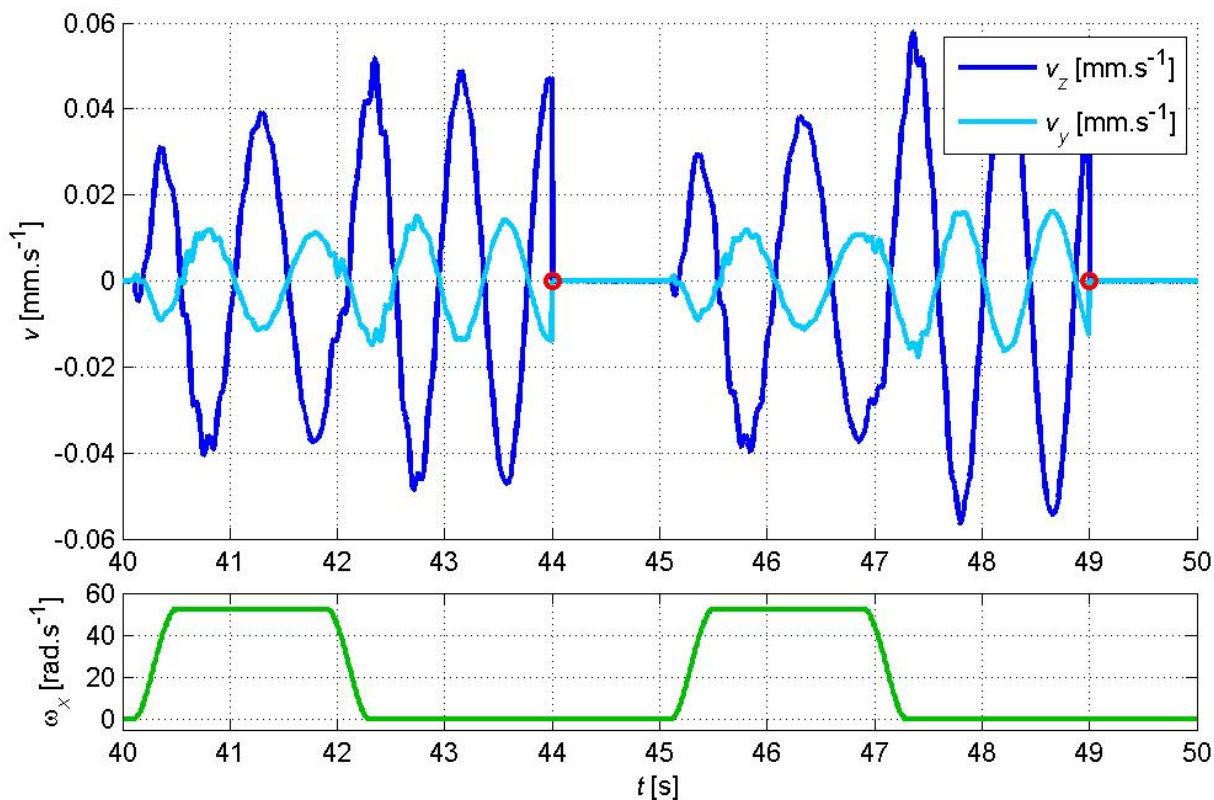
7.4 Odezva systému v časové oblasti

Průběhy rychlosti těžiště matice kuličkového šroubu ve směru osy Y a Z jsou na *obr. 7.4*.



Obr. 7.4 – Rychlost kmitání matice v celém zkoumaném rozsahu v časové oblasti

Červený kroužek v *obr. 7.4* značí výpočet statické rovnováhy, export stavových matic, přepnutí vazeb pro nový úsek, nový výpočet statické rovnováhy a spuštění dynamické simulace pro další zkoumaný úsek.



Obr. 7.5 – Rychlost kmitání matice ve vybraném úseku v časové oblasti

7.5 Odezva systému ve frekvenční oblasti

V celé práci se řeší problém kmitání osy X při posuvu suportu fixovaného na matici s rychlostí $10 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$.

Přepočítání rychlosti posuvu do úhlové rychlosti je následující:

$$n = \frac{v}{p_{h0}} = \frac{10000 \frac{\text{mm}}{\text{min}}}{20 \frac{\text{mm}}{\text{ot}}} = 500 \frac{\text{ot}}{\text{min}} = 500 \text{ min}^{-1} \quad (7.1)$$

$$\omega = 2\pi \frac{n}{60} = 2\pi \frac{500}{60} = \frac{50}{3} \pi = 52,36 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \quad (7.2)$$

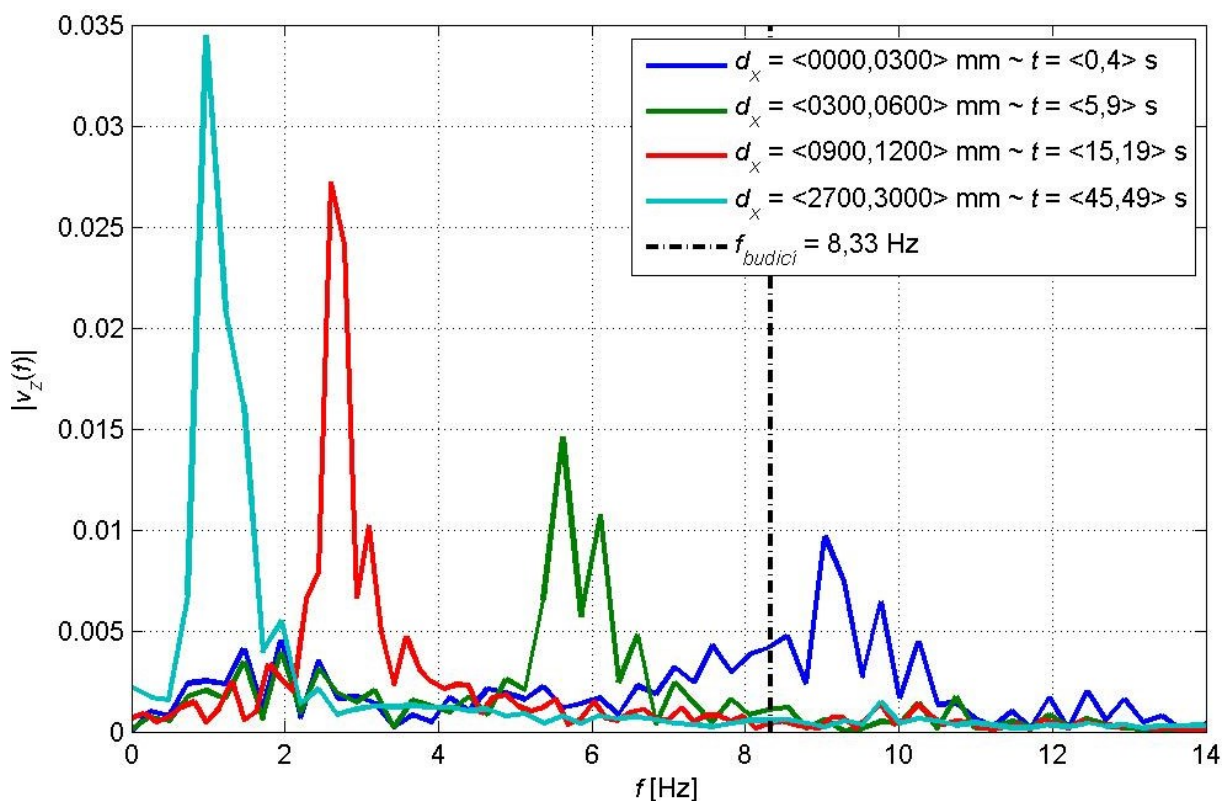
- kde $n \text{ [min}^{-1}]$ – otáčky hřídele (z motoru a převodovky)
 $v \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}]$ – translační rychlost matice vůči hřídeli; $v = 10 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$
 $p_{h0} \text{ [mm]}$ – stoupání závitu; $p_{h0} = 20 \text{ mm}$
 $\omega \text{ [rad} \cdot \text{s}^{-1}]$ – úhlová rychlost hřídele

Frekvenci kmitání na základě tohoto pohybu určíme vztahem (7.3).

$$\omega = 2\pi f \quad (7.3)$$

$$f = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{\frac{50}{3}\pi}{2\pi} = \frac{50}{6} = 8,33 \text{ Hz} \quad (7.4)$$

Z odezvy systému ve frekvenční oblasti lze pozorovat, jaká je frekvence kmitání v jednotlivých zkoumaných úsecích. V *obr. 7.6* nejsou vyneseny Fourierovy transformace průběhů rychlosti ve všech úsecích, ale pro přehlednost jsou zde uvedeny pouze vybrané úseky.



Obr. 7.6 – Oscilace rychlosti ve vybraných úsecích ve frekvenční oblasti

Z *obr. 7.6* je vidět, že hodnoty frekvencí kmitání v jednotlivých úsecích odpovídají hodnotám prvních vlastních frekvencí zjištěných modální analýzou – viz *obr. 7.1*.

Ve většině zkoumaných úseků je při rozběhu na ustálenou rychlost s frekvencí f_{budici} překonávána první vlastní frekvence soustavy s maticí umístěnou v daném úseku. Čím je matice blíže ke středu pracovního prostoru, tím je frekvence potřebná k vybuzení kmitání menší a amplituda rychlosti kmitání větší.

8 Stavový popis systému

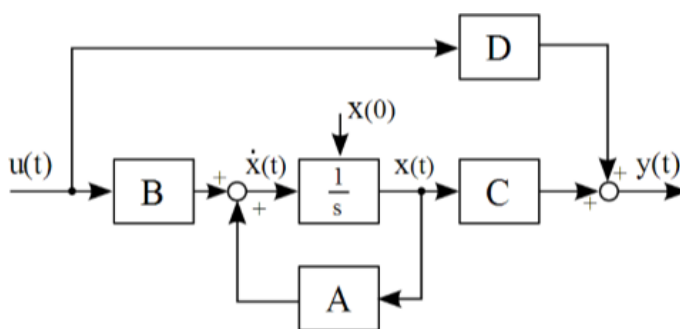
Lineární časově nezávislý (*Linear Time Invariant - LTI*) model je popis systému, který nemění své chování v čase. Jeho výstup je závislý na stavu (stavech) systému a vstupu (vstupech).

Systém zkoumaný v této práci nelze popsat jediným lineárním a zároveň časově nezávislým popisem, protože dynamika systému se se změnou polohy jednotlivých os mění, jak bylo popsáno v kap. 3.1. LTI systém může být popsán více způsoby. V tomto případě byl zvolen popis ve stavovém prostoru (v angličtině *state-space* zkráceně *ss*) pomocí tzv. stavového popisu systému, reprezentovaného pomocí matic **A**, **B**, **C** a **D**, kterých podoba vypovídá o určitých vlastnostech systému.

Stavový popis systému je vyjádřen následovně:

$$\begin{aligned}\dot{\mathbf{x}}(t) &= \mathbf{A} \cdot \mathbf{x}(t) + \mathbf{B} \cdot \mathbf{u}(t) \\ \mathbf{y}(t) &= \mathbf{C} \cdot \mathbf{x}(t) + \mathbf{D} \cdot \mathbf{u}(t)\end{aligned}\quad (8.1)$$

- kde
- $\mathbf{u}(t)$ – vektor vstupů (sloupcový vektor – matice $i \times 1$)
 - $\mathbf{y}(t)$ – vektor výstupů (sloupcový vektor – matice $j \times 1$)
 - $\mathbf{x}(t)$ – vektor stavů (sloupcový vektor – matice $k \times 1$)
 - A** – matice vnitřních vazeb systému (čtvercová matice $k \times k$)
 - B** – matice vazeb systému na vstup (matice $k \times i$)
 - C** – matice vazeb systému na výstup (matice $j \times k$)
 - D** – matice vazeb vstupu na výstup (matice $j \times i$)



Obr. 8.1 – Blokové schéma stavového popisu systému [12]

Blok „1/s“ v obr. 8.1 reprezentuje matematickou operaci integrace vyjádřenou v Laplaceově transformaci.

8.1 Sestavení a export LTI modelu

Sestavení LTI modelů v programu *Adams* je velmi jednoduché. V nabídce lze dohledat *Create a state variable*, co je vytvoření nové stavové proměnné, které hodnotu lze nadefinovat mnoha způsoby, z nichž nejpodstatnější jsou: konstantní hodnota, matematická funkce, hodnota naměřená na modelu apod. Touto cestou byl nejdříve vytvořen systém zkoumající pouze chování matice kuličkového šroubu v závislosti na budícím rotačním pohybu ω .

Počet exportovaných LTI modelů není nijak omezen. V tomto případě bylo opět vytvořeno 20 modelů – každý byl exportován v době pozastavení simulace před přepnutím kinematických vazeb mezi jednotlivými úseky. Častější export by byl možný pouze při změně celkového modelu, a to rozdělením na více úseků, jinak by byli exportovány duplicitní systémy.

Vstup: ω [$\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$] – úhlová rychlost kuličkového šroubu (budící signál)

Výstupy: d_x, d_y, d_z [mm] – poloha těžiště matice kul. šroubu v jednotlivých směrech

v_x, v_y, v_z [$\text{mm}\cdot\text{s}^{-1}$] – rychlost těžiště matice kul. šroubu v jednotlivých směrech

Označení proměnných *DX*, *VX* atd. bylo nahrazeno delšími názvy *dist_x*, *velo_x* atd., protože program *Adams* má nadefinované stejnojmenné funkce např. *DX* je funkce pro měření vzdálenosti ve směru osy X apod.



Obr. 8.2 – Schéma sestaveného základního LTI modelu

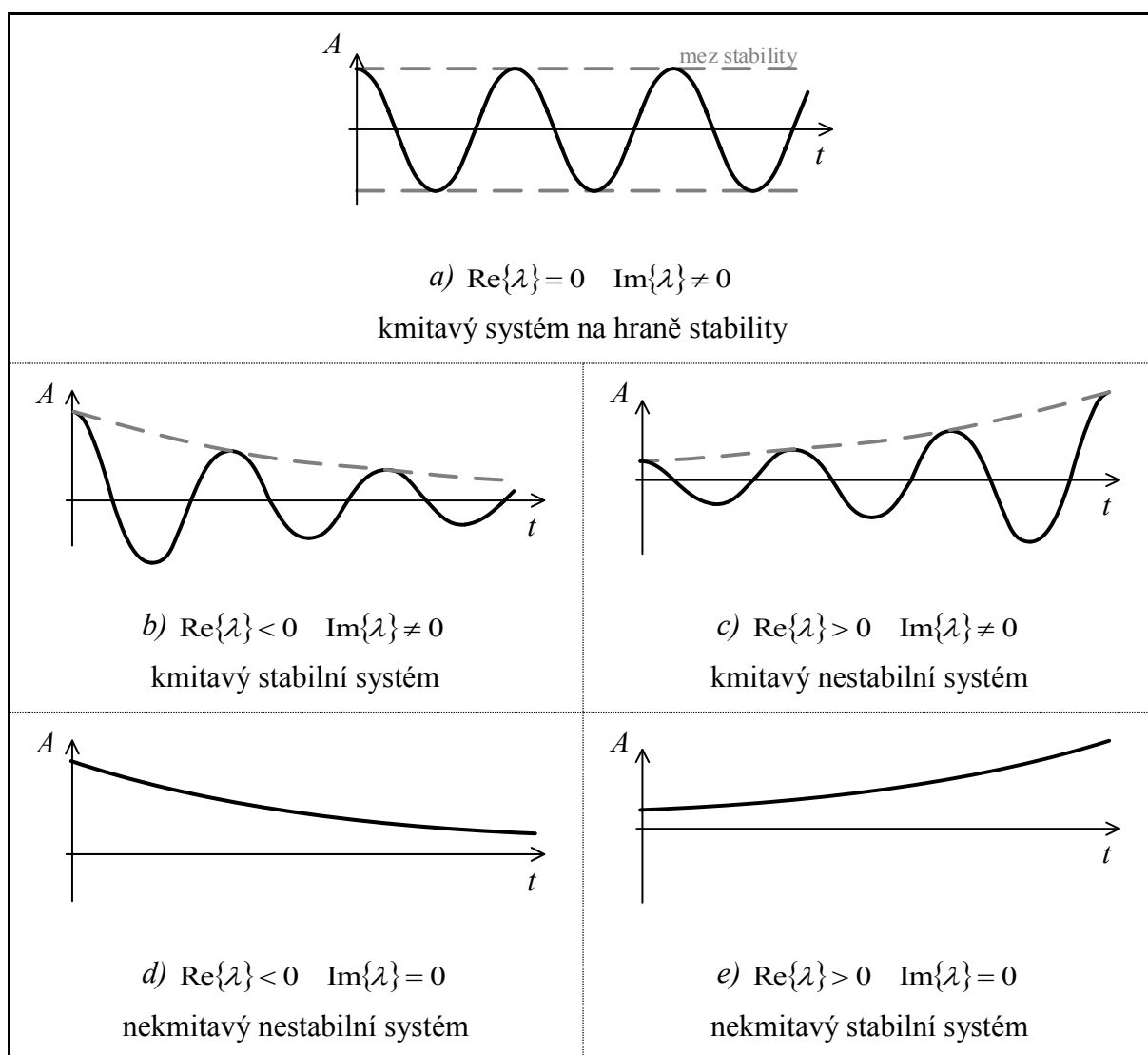
V doplňku programu *Adams* pro řízení systému byly v položce export systému takto definovány vstupní a výstupní signály systému. Jednotlivé stavy nebylo nutné definovat – ty si program *Adams* sestavil sám na základě počtu uvažovaných vlastních frekvencí jednotlivých součástí a dalších vnitřních dynamických vlastností. Dále byl vybrán cílový software (v našem případě *Matlab*), lineární nebo nelineární analýza (lineární) a typ řešiče (C++ nebo *FORTRAN*). Takto nadefinovaný systém byl exportován do pracovní složky *Adams-u*, kde se stejnou předponou bylo vytvořeno několik jednotlivých souborů, které automaticky upraví do nadefinovaného tvaru v programu *Matlab* spuštění vygenerovaného příkazového skriptu (*m-file*) nebo lze tyto matice zpracovat dle vlastních potřeb a to importem matic **A**, **B**, **C**, **D** jako proměnných do pracovního prostoru (*workspace*) programu *Matlab*.

8.2 Analýza vytvořených LTI modelů

Po sestavení LTI modelu resp. více modelů popisujících zkoumaný děj bylo potřebné soustavu systému analyzovat z hlediska dynamických vlastností, stability a případně složité systémy redukovat na základě vybraných matematických metod.

8.2.1 Problematika vlastních čísel

Posouzení stability, na základě vlastních čísel (λ) systémové matice A lze znázornit v Gaussově komplexní rovině:



Obr. 8.3 – Rozdělení systémů na základě hodnoty vlastních čísel matice A [14]

8.2.2 Stabilita zkoumaného systému

Důležitým poznatkem je, že vlastní čísla stavové matice \mathbf{A} (póly soustavy v komplexní rovině) popisují dynamické vlastnosti lineární soustavy. Vlastní čísla patří do oboru komplexních čísel. Reálná část vyjadřuje tlumení, imaginární složka popisuje vlastní frekvenci soustavy. Posouzením všech vlastních čísel matice \mathbf{A} u každého z 20 LTI modelů na základě údajů uvedených *obr. 8.3* se došlo k závěru, že sestavené modely jsou stabilní.

Další informací, kterou lze zjistit z vlastních čísel je, že pokud mezi vlastními čísly matice \mathbf{A} je hodnota 0, systém se nachází na hranici stability. V tom případě je potřeba postupovat obezřetně a uvážit, zda je model systému (LTI i MBS) správný, a zda lze se subjektivně přiklonit, jestli je systém stabilní nebo ne. V našem případě jedno nulové vlastní číslo matice \mathbf{A} každého LTI modelu značí integrální chování systému, které se ve zkoumaném modelu vyskytuje, a proto lze LTI modely systému považovat za vyhovující. Pro zopakování: vstupní veličinou je úhlová rychlost a na výstupu kromě rychlostí v jednotlivých směrech jsou sledovány i polohy. Poloha je v matematickém popisu integrálem rychlosti (vstupu). To, že rotační pohyb je převeden na translační, vyjadřuje pouze poměrový koeficient mezi otáčkami a posuvem. Tento koeficient vyplývá ze stoupání závitu – lineární závislost vstupu (úhlové rychlosti) a výstupu (rychlost přímočarého posuvu).

Pokud sestavíme LTI model s úhlovou výchylkou namísto úhlové rychlosti na vstupu, nebo na výstupu nebudeme sledovat polohy matice v jednotlivých směrech – nulové vlastní číslo stavové matice \mathbf{A} se nebude již vyskytovat.

8.3 Redukce LTI modelů

Ve vytvořených LTI modelech lze vidět, že program *Adams* při exportování vytvořil k jednomu vstupu a šesti výstupům celkem 343 vnitřních stavů, pro věrohodný popis chování se zkoumané soustavy s poddajnými tělesy. Mnoho z těchto stavů je buď energeticky nevýznamných, nebo se pouze minimálně liší od některého z ostatních stavů. Provést optimalizaci tlumících prvků pro takto složitý model by bylo výpočetně velmi náročné. Je potřeba počty stavů modelů (řád modelu) zredukovat. V našem případě využijeme 2 druhy redukce, které *Matlab* nabízí.

8.3.1 Metoda minimální reprezentace

Jednou z možností redukce je iterační výpočet pomocí funkce *minreal*. Tato funkce eliminuje neřiditelné nebo nepozorovatelné stavy v modelech vyjádřených stavovým popisem; v případě zápisu pomocí přenosových funkcí v nich ruší nulové póly. Výstupem funkce je redukovaný systém, který je co nejnižšího řádu se stejnou odezvou jako systém původní.

V jednotlivých případech iterační redukce pomocí funkce *minreal* odstranila 12 až 23 stavů z 343. Nejvíce odstraněných stavů (23) bylo u čtvrtého LTI modelu v pozici s označením polohy 0900.

8.3.2 Metoda vyvážené reprezentace

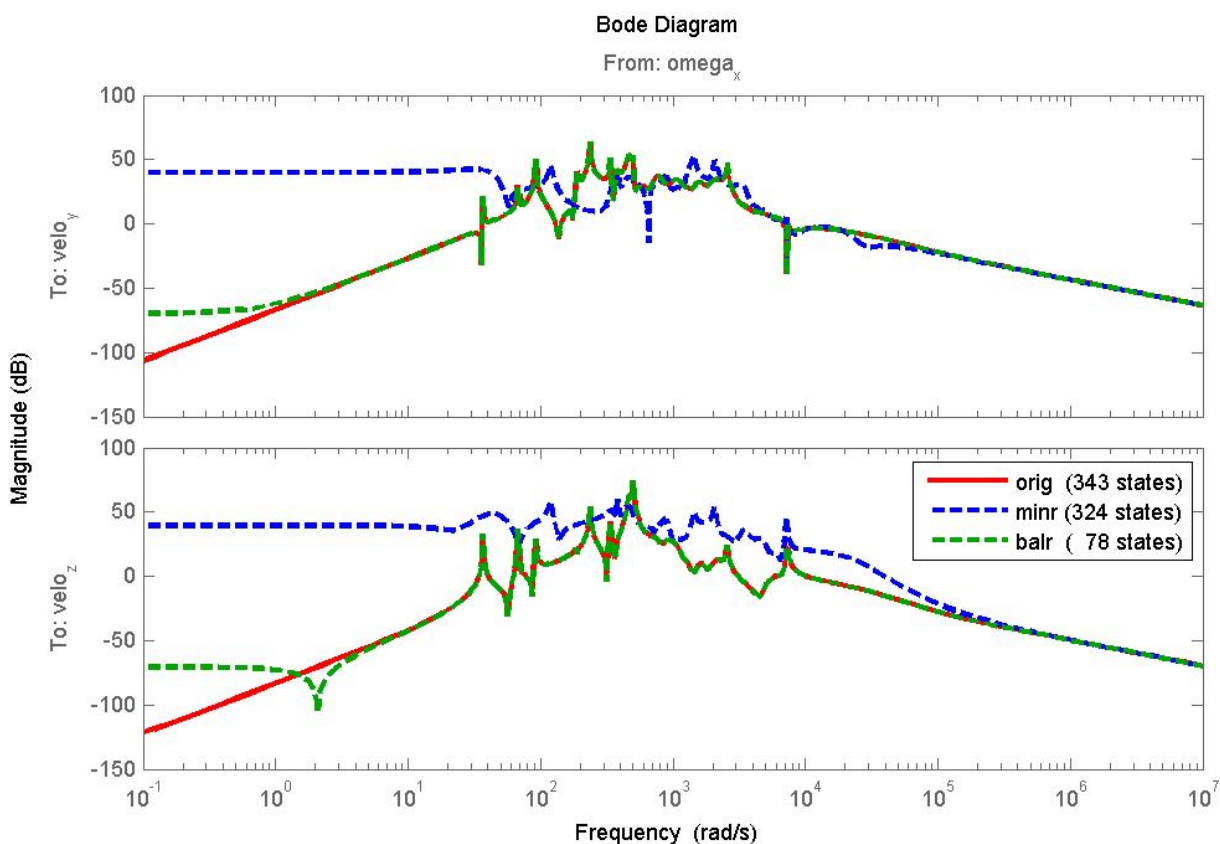
Funkce *balreal* vykonává redukci řádu modelu pomocí metody vyvážené reprezentace.

„Tato metoda je založena na převodu původního systému do ekvivalentní stavové reprezentace, charakterizované rovností graminiů říditelnosti a pozorovatelnosti a uspořádáním složek vektoru stavu dle míry říditelnosti a pozorovatelnosti, což umožní objektivnější výběr počtu zachovávaných módů v redukovaném modelu.“ [31]

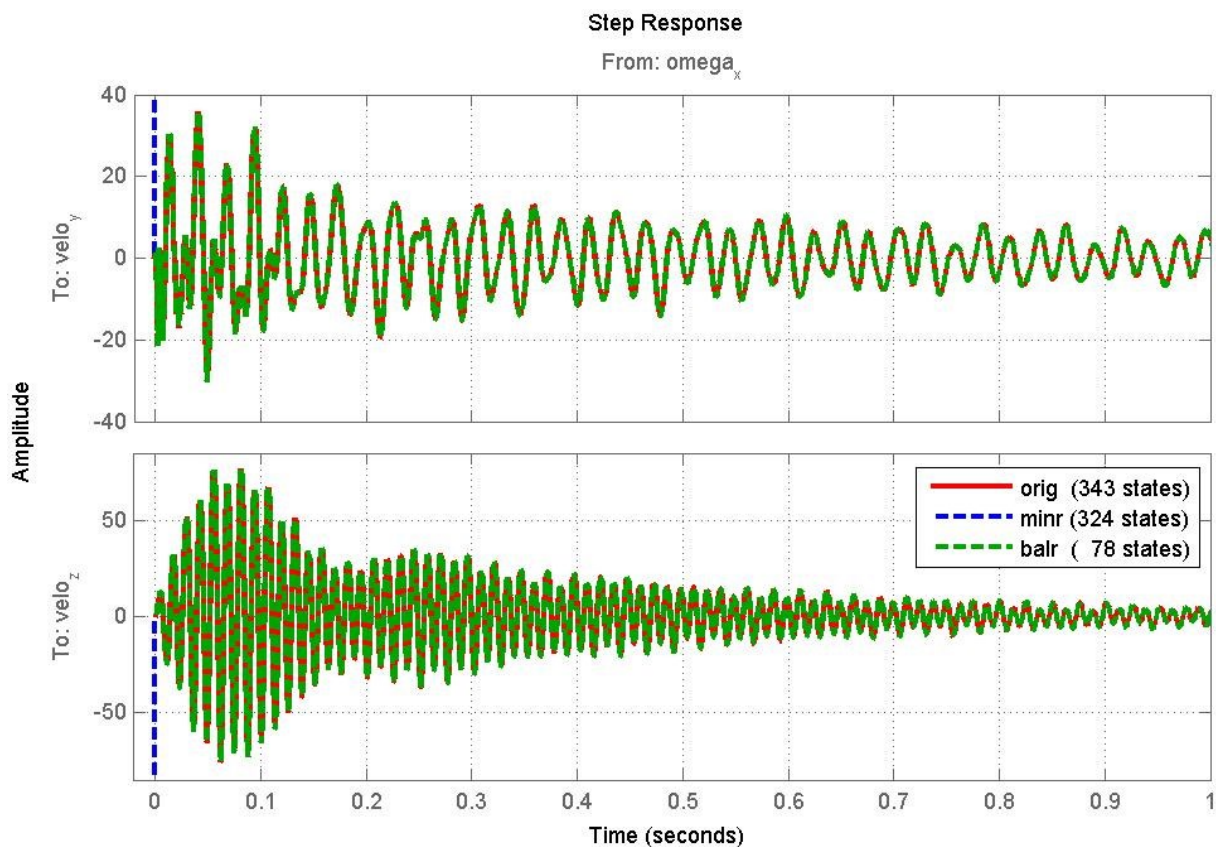
Převod systému není nikdy dokonalý, a proto je jedním z parametrů této funkce tolerance převodu stavové reprezentace z původní do ekvivalentní.

V jednotlivých případech zhotoveného modelu iterační redukce pomocí funkce *balreal* odstranila 232 až 245 stavů. Nejvíce (245) u druhého modelu v pozici s označením 0300.

Tato redukce se jeví jako velmi agresivní. Správnost a vhodnost jednotlivých redukcí si ověříme na druhém modelu s označením 0300 pomocí frekvenční charakteristiky v logaritmických souřadnicích a přechodové charakteristiky systému s jediným vstupem – budícím pohybem a 2 výstupy – rychlostí kmitání ve směru os X a Y, kterému bylo zredukováno jednotlivými metodami 19 resp. 245 vnitřních stavů LTI modelu popisujícího systém. Bodeho diagram je vyobrazením přechodové funkce ve frekvenční oblasti s logaritmickou frekvenční osou. Vykresluje frekvenční odezvu systému.



Obr. 8.4 – Frekvenční charakteristika původního a 2 redukovaných LTI modelů v místě 0300



Obr. 8.5 – Přejchodová charakteristika původního a 2 redukováných LTI modelů v místě 0300

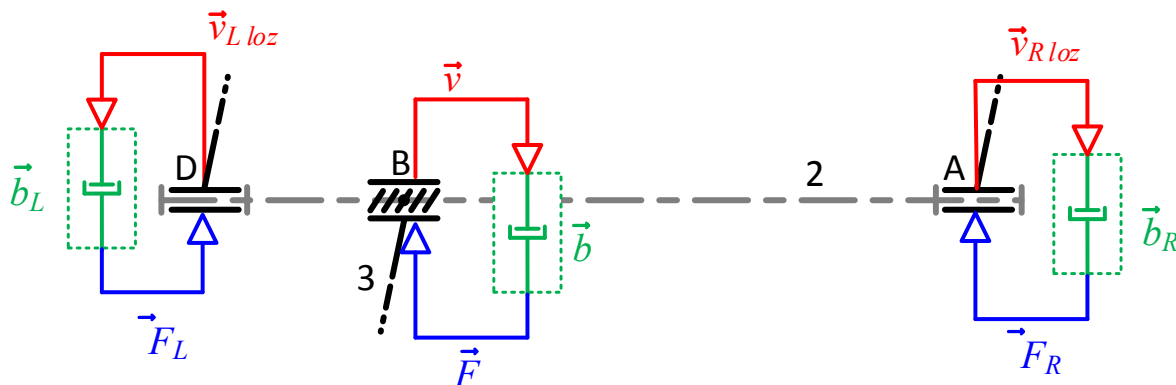
Metoda minimální reprezentace odstranila pouze pár vnitřních stavů, které nejsou říditelné ani pozorovatelné, ale právě tyto zreduované stavy mají značný vliv na dynamiku systému při nižších frekvencích, a tak tato redukce pouze znehodnotila sestavené modely – odezva na skokovou změnu vstupu (obr. 8.5) v obou případech výstupu nabývá kladné nebo záporné nekonečné hodnoty ($\pm \infty$).

Na druhou stranu metoda balancované reprezentace v konkrétním případě 0300 zredukovala a odstranila až 77% vnitřních stavů, ale i tak lze zredukový model ve zkoumané frekvenční oblasti s tolerancí 10^{-6} vyhlásit za ekvivalentní až totožný, co dokládá přechodová charakteristika v časové oblasti překrývajících se odezev na jednotkový skok.

9 Zavedení tlumících prvků do modelu

Hledání umístění tlumících prvků v rámci části stroje, které model máme k dispozici je velmi obtížné. Jediné místa, které připadají do úvahy, jsou ložiska. Ve snaze dosáhnout co nejlepší tlumení celku, umístíme tlumící prvek i do matice kuličkového šroubu. Z konstrukčního hlediska je toto řešení velmi obtížné, ale nikoli nemožné – např. pomocí elektromagnetického tlumení.

Obecná pohybová rovnice pozůstává z koeficientů (matic) hmotnosti, tlumení a tuhosti. Vzhledem k tomu, že cílem je do soustavy zavést tlumící prvky, je potřebné změnit hodnoty matice tlumení, která se váže na první derivaci zobecněné souřadnice – v našem případě na rychlost. Výstupem z modelu tedy bude rychlost a vstupem bude kompenzační síla, která bude mít za účel potlačovat kmitání zkoumané části stroje.



Obr. 9.1 – Schematické zavedení tlumících prvků do modelu

Ideální tlumiče, naznačené v kinematickém schématu na obr. 9.1 reprezentují přidání tlumících prvků. Tlumení nebude pouze ve směru jedné osy, ale ve směru os Y a Z. Zavádění tlumících prvků ve směru největší tuhosti (ve směru osy X) není účelné, protože v případě hledání tlumících koeficientů bude parametr tlumení v této ose řádově vyšší, což bude zpomalovat výpočet a zkreslovat výsledky celé optimalizace.

Vstup: ω [rad·s⁻¹] - úhlová rychlost kuličkového šroubu (budicí signál)

F_y, F_z [N] - kompenzační síla působící na kuličkový šroub

F_{yL}, F_{zL} [N] - kompenzační síla působící na levé ložisko

F_{yR}, F_{zR} [N] - kompenzační síla působící na pravé ložisko

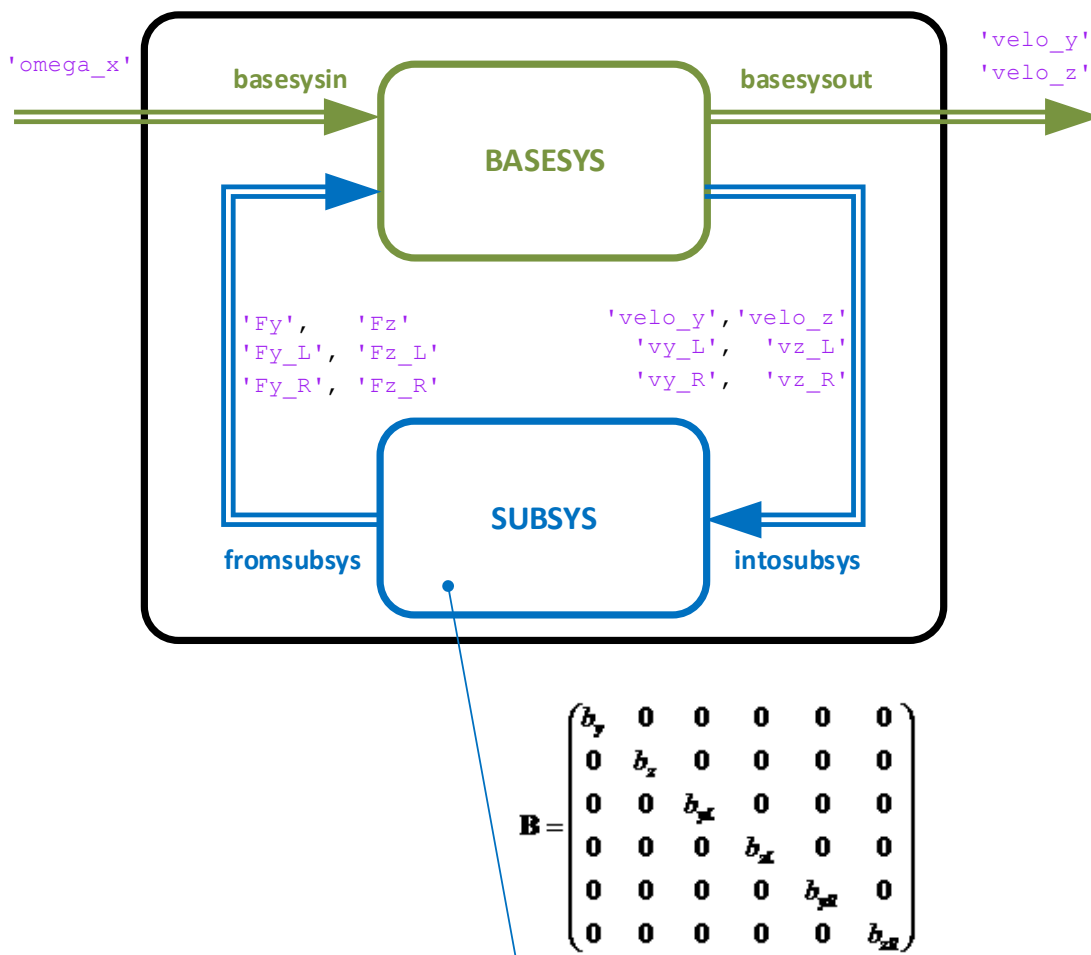
Výstupy: v_y, v_z [mm·s⁻¹] - rychlost těžiště matice kul. šroubu v jednotlivých směrech

v_{yL}, v_{zL} [mm·s⁻¹] - rychlost těžiště levého ložiska v jednotlivých směrech

v_{yR}, v_{zR} [mm·s⁻¹] - rychlost těžiště pravého ložiska v jednotlivých směrech

Tyto veličiny byly opět značeny mírně upraveným popisem z důvodu konfliktu jejich názvů s názvy interních funkcí v programu *Adams*.

Po vytvoření nových rozšířených LTI modelů zahrnujících tlumící prvky je potřeba provést výše zmiňovanou analýzu systému z hlediska stability, nulových pólů a následnou redukci pomocí vybrané metody, protože se jedná o nově exportované a sestavené LTI modely.



Obr. 9.2 – Schéma LTI modelu se zavedenými tlumícími prvky; uspořádání pro hledání tlumících parametrů

Vytvořený subsystém (SUBSYS) reprezentuje tlumící prvky zavedených do systému, pomocí přídavné matice tuhosti \mathbf{B} . Jedná se o diagonální matici, jejíž hodnoty jsou parametry jednotlivých tlumících prvků, které hledáme optimalizační metodou, abychom posoudili, zda existuje možnost tlumení vibrací ve zvolených místech – zda tlumení v místech, které jsme si zvolili, má smysl nebo ne.

Protože síla F je v [N], rychlost kmitání v je v [mm·s⁻¹], tak hledané parametry tlumení b jsou v jednotkách [N·s·mm⁻¹] příp. [kN·s·m⁻¹]. Podle [34] bude vhodné a prakticky realizovatelné hledat parametry tlumení do 10 kN·s·m⁻¹ = 10 N·s·mm⁻¹.

10 Optimalizace hodnot tlumení

„Matematická úloha optimalizace je snahou o nalezení takových hodnot proměnných, pro které daná cílová či účelová funkce nabývá minimální nebo maximální hodnoty.“ [7]

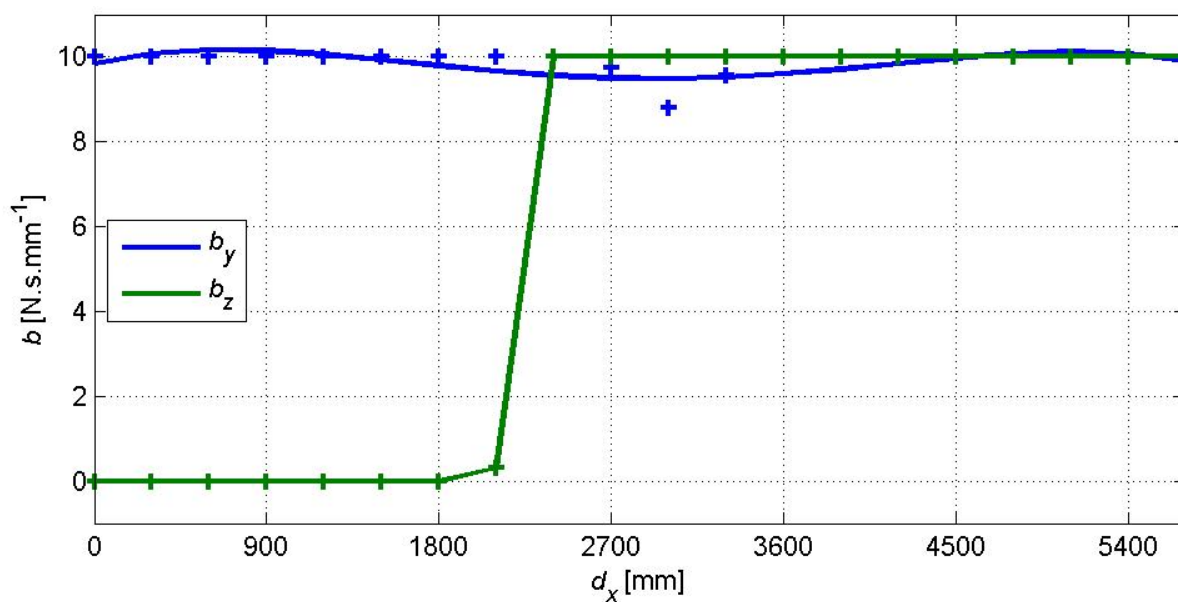
„Inženýrské problémy, se kterými se lze v praxi setkat, mohou být svojí definicí velmi složité. Ve většině případů není možné vyjádřit optimalizovanou funkci analyticky. Toto platí dvojnásob u úloh s rozloženými parametry, které jsou popsány parciálními diferenciálními rovnicemi. Proto je nutné použít pro nalezení globálního extrému vhodnou optimalizační metodu. Optimalizační metodu je možné použít i tehdy, je-li známo analytické vyjádření funkce. To může být velmi složité a provedení parciálních derivací takřka nerealizovatelné.“ [7]

Existuje nepřehledné množství optimalizačních metod, počínaje genetickými a konče gradientními algoritmy.

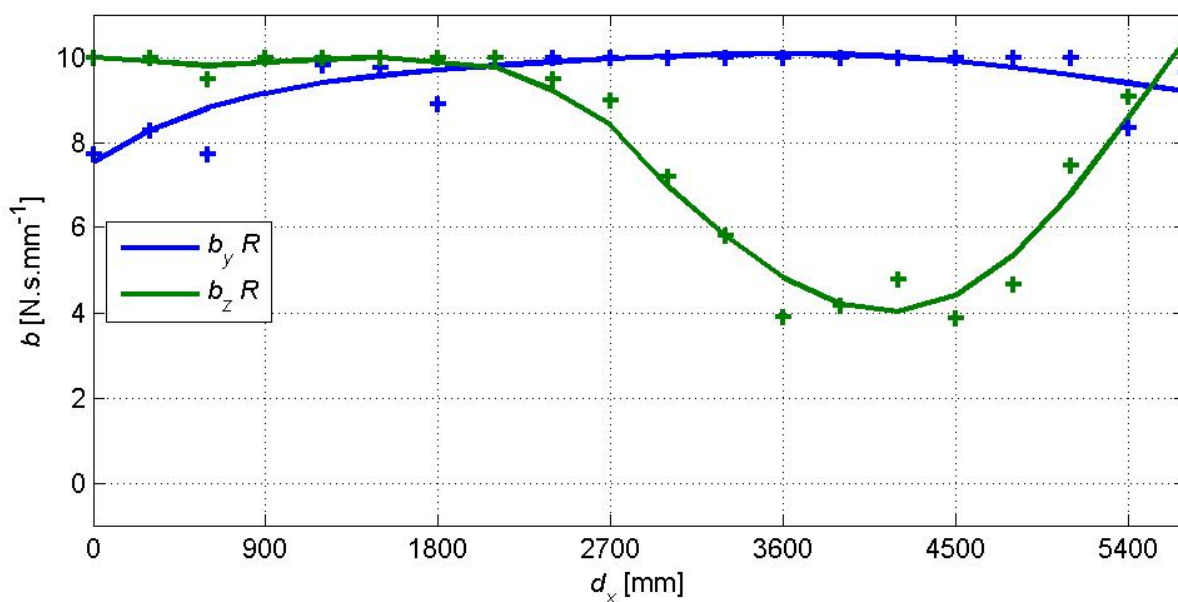
K nalezení optimálních hodnot tlumení byla úloha formulována jako minimalizace s omezením nelineární cílové funkce. Cílová funkce byla formulována jako relativní změna nejvyšší hodnoty maxima amplitudových charakteristik všech přenosových poddajností modelu soustavy se zahrnutými ideálními tlumiči ve studovaném frekvenčním rozsahu 1 až 200 Hz. Proměnné, vzhledem ke kterým byla minimalizace prováděna, byly hodnoty uvažovaných ideálních tlumičů. Použito bylo metody s odhadem gradientní metodou (*Matlab* funkce *fmincon*), která najde lokální minimum nejbližší startovacímu odhadu hodnot tlumičů. Ke zvýšení šance nalezení globálního minima bylo použito opakovaného provádění této metody se startovacími hodnotami volenými na základě výsledků předchozích minimalizací (*Matlab* funkce *globalsearch*). Ze získaných řešení se použije řešení s nejnižší hodnotou cílové funkce. Protože cílová funkce vykazuje velké množství lokálních extrémů, není vyloučeno, že takto získaná řešení mají stále charakter lokálně optimálních řešení.

10.1 Vyhodnocení optimalizace parametrů tlumení

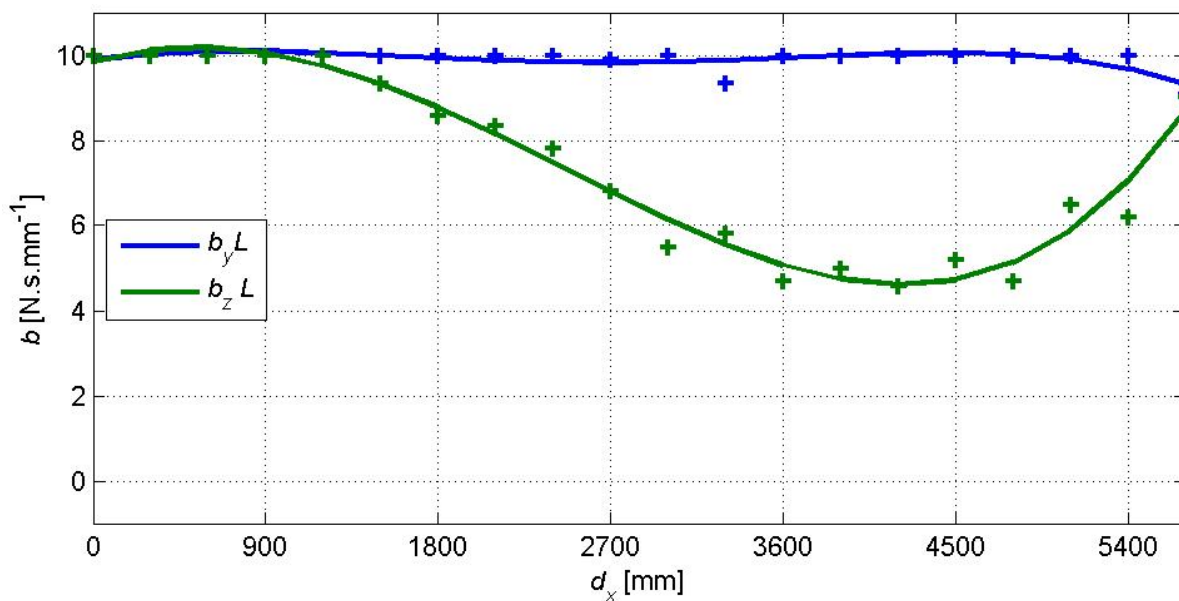
Dle uvedeného byly provedeny optimalizace parametrů tlumení v rozsahu až do $10 \text{ N}\cdot\text{s}\cdot\text{mm}^{-1}$.



Obr. 10.1 – Optimální hodnoty tlumení v místě matice kuličkového šroubu



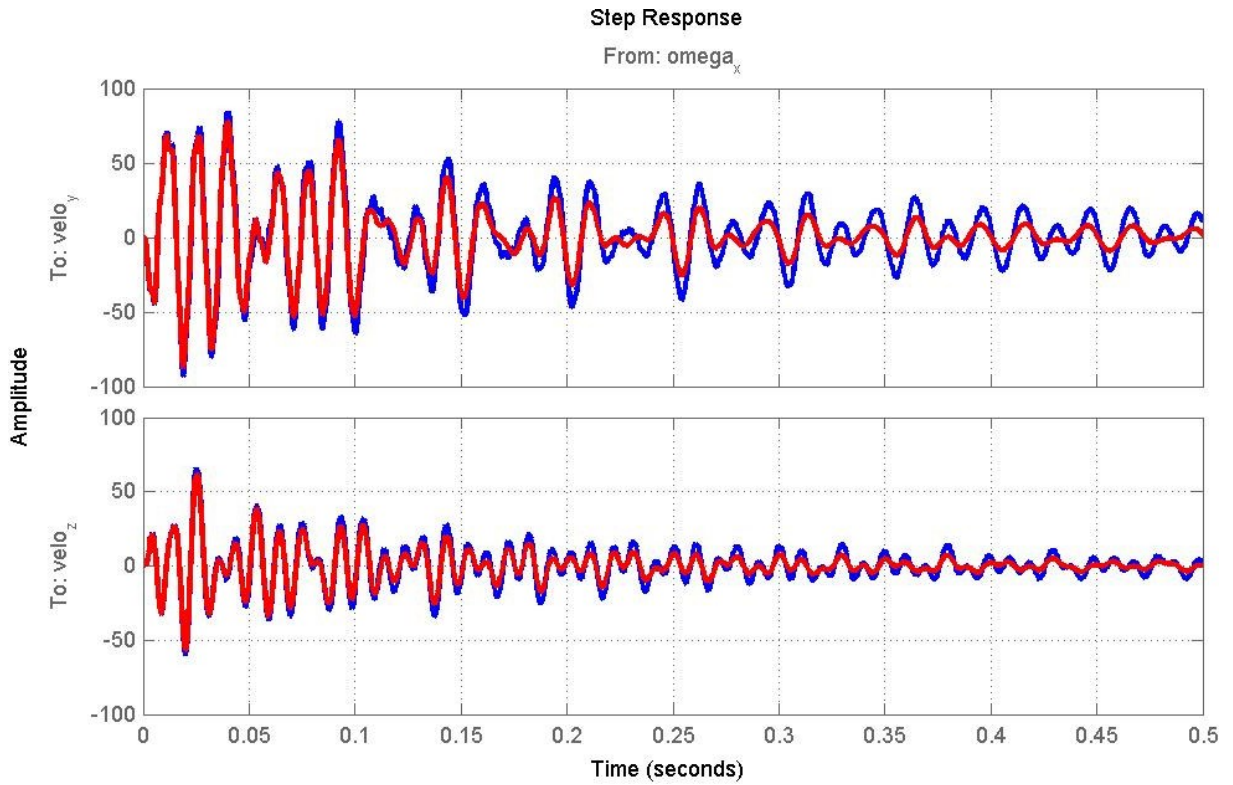
Obr. 10.2 – Optimální hodnoty tlumení v místě levého ložiska



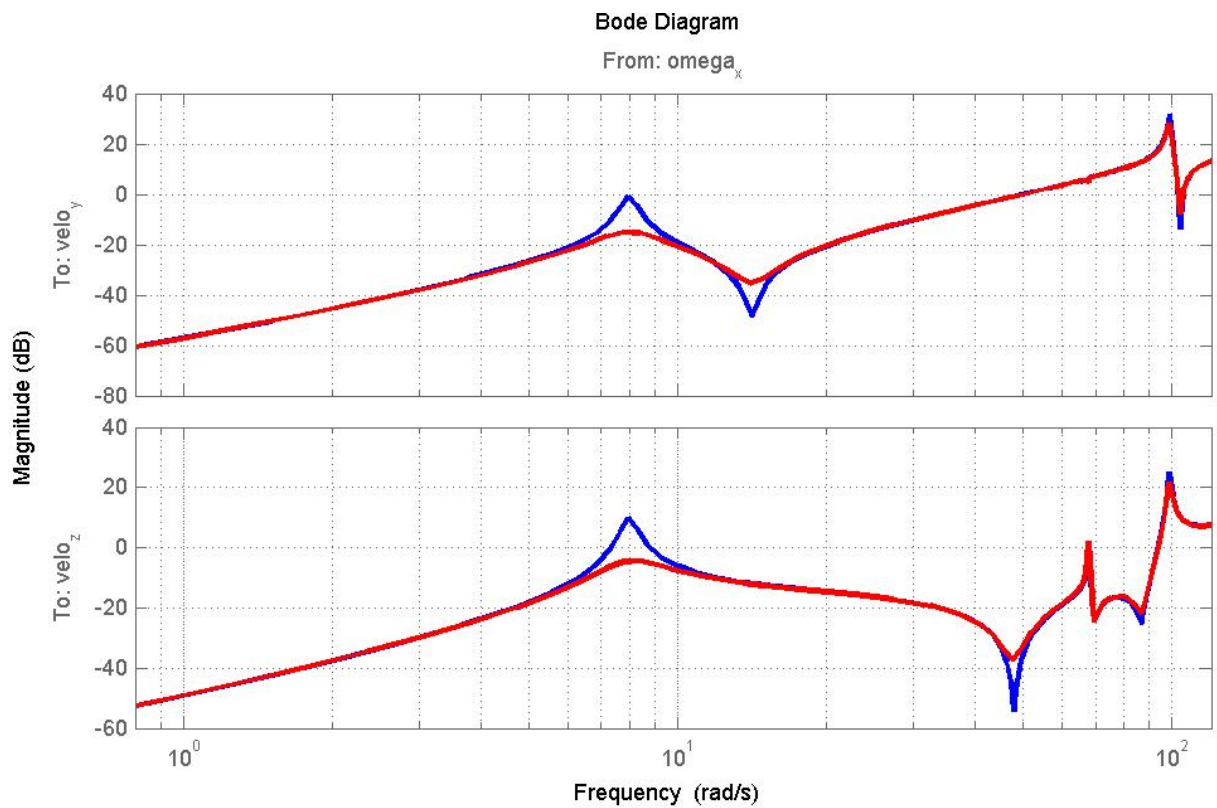
Obr. 10.3 – Optimální hodnoty tlumení v místě pravého ložiska

Ze závislostí optimálních hodnot parametrů tlumení na poloze matice kuličkového šroubu je patrné, že parametry optimálního tlumení (obr. 10.1 až obr. 10.3) ve směru osy Y se nacházejí v maximálních hodnotách. Parametry tlumení ve směru osy Z jsou v případě tlumení v místech ložisek maximální a v úseku kdy se matice nachází asi v jedné třetině pracovního prostoru od pravého ložiska a pohonu je vyžadováno částečné snížení tlumícího parametru b_{zR} i b_{zL} . Pro tlumení působící ve směru osy Z s působištěm v místě matice (obr. 10.1), v případě kdy se tato matice nachází v první polovině pracovního úseku, není požadováno žádné tlumení působící přímo na matici, ale v průběhu přesunu zleva doprava v poloze přibližně 2400 mm je vyžadováno průběžné zavedení tlumení z nulové hodnoty na maximální.

Ověření dopadu optimalizace hodnot tlumení na soustavu lze vyhodnotit v časové i frekvenční oblasti, které jsme vynesli pro polohu umístění matice kuličkového šroubu v okolí středu pracovního prostoru např. v poloze 3300 mm od výchozí polohy. Odezvy jsou uvedeny v obr. 10.4 a obr. 10.5.



Obr. 10.4 – Odezva systému v časové oblasti ($d_x = 3300$ mm), odezva na jednotkový skok



Obr. 10.5 – Odezva systému ve frekvenční oblasti ($d_x = 3300$ mm)

Z obr. 10.4 a obr. 10.5 je patrné, že zavedením tlumících prvků bylo dosaženo utlumení amplitudy oscilace rychlosti posuvu. V časové oblasti se to projevuje zejména při dokmitání, a ne ihned po skokové změně, ale ve frekvenční oblasti vidět, že utlumení rezonanční amplitudy v případě harmonického buzení je velmi účinné a špičková hodnota amplitudy je zavedením tlumících prvků značně utlumena.

Lepšího tlumícího účinku v časové oblasti by bylo možné dosáhnout použitím tlumících prvků s vyšší hodnotou tlumení, ale s tímto požadavkem roste i velikost tlumiče, což vnáší další komplikace do samotné realizace. Je pouze otázkou času, kdy budou postupně navrženy další tlumící prvky s vyššími hodnotami tlumení a nižšími rozměry.

11 Závěr

V této diplomové práci byly zhodnoceny možnosti tlumení osy X těžkého obráběcího stroje. CAD model dodaný výrobcem byl zjednodušený pro potřeby dalších výpočtů a simulací. Zjednodušení spočívalo v odstranění součástí, které neovlivní dynamiku soustavy a nebudou se dále uvažovat v sestavě a také v odstranění technologických prvků (zaoblení, zkosení, osazení apod.) u součástí, které je potřeba uvažovat do dalších výpočtů. Zpracování CAD modelu bylo řešeno v programu *SolidWorks 2013*.

Zjištění dynamických vlastností pomocí modální analýzy jednotlivých součástí a modelování poddajných těles pomocí konečno prvkových sítí bylo uskutečněno v programu *Ansys 14.5*. Poddajná tělesa byla tvořena implementováním tuhé prutové soustavy mezi styčným uzlem a jeho okolními uzly, bez vnesení další hmotnosti do soustavy.

Prozkoumání dalších možností modelování poddajných těles a sestavení modelu vázané mechanické soustavy studované části obráběcího stroje i modální analýza celé soustavy byly provedeny v programu *Adams* od společnosti *MSC*. Vytvoření modelu provázela různá úskalí a při jeho sestavování je potřeba postupovat obezřetně, např. aby model nebyl přeurený, aby byl stabilní apod. V programu *Adams* se také simulovalo dynamické chování zkoumaného pohybu a jím vyvolaného kmitání. Soustava byla nejdřív modelována jako tuhá a následně se modely těles, která byla v předchozím kroku identifikována jako poddajná, byla nahrazena MNF popisem reprezentujícím poddajná tělesa. S jejich zavedením do soustavy souvisela i potřeba přidání kinematických vazeb. Z toho plynuly problémy s jejich umístováním s ohledem na zkoumaný pohyb. Z programu byl následně exportován stavový popis pro zpracování v dalším programu.

Sestavení LTI modelu ze stavových matic a jeho analýza byly provedeny v programu *Matlab 2012*. Do modelu se následně zavedly teoretické tlumící prvky, a pomocí optimalizačních algoritmů se hledali parametry tlumení pro jednotlivé tlumící prvky.

Získané parametry a jejich kompenzační efekt byly zkoumány ve frekvenční i časové oblasti se závěrem, že s použitím uvažovaných tlumících prvků v uvažovaných místech (v ložiscích a na matici kuličkového šroubu) lze dosáhnout snížení amplitudy kmitání osy X těžkého obráběcího stroje až o 74%.

Se změnou polohy matice kuličkového šroubu se mění i hodnoty optimálního tlumení. Proto výsledky optimalizace mohou posloužit v případě realizace aktivního tlumení jako podklady pro jeho řízení.

Pro získání hodnot tlumení konkrétního stroje by bylo potřebné simulační model verifikovat na základě vlastností získaných měření. Konstrukční realizace tlumících prvků nebyla obsahem ani cílem této práce.

Použité informační zdroje

- [1] BRENÍK, P., J. PÍČ. *Obráběcí stroje: konstrukce a výpočty*. 2. vyd. Praha: SNTL, 1986, 573 s. ISBN 04-221-82.
- [2] HALLIDAY, David et al. *Fyzika: vysokoškolská učebnice obecné fyziky*. 2. přeprac. vyd. Brno: VUTIUM, 2014, 2 svazky. Překlady vysokoškolských učebnic (VUTIUM). ISBN 978-80-214-4123-1.
- [3] FLORIAN, Zdeněk. *Mechanika těles: Statika*. 3. vyd. Brno: PC DIR, 1995, 182 s. ISBN 80-214-0694-1.
- [4] CIKLAMINI, M. *Zlepšení dynamiky CNC osy s kuličkovým šroubem*. Brno, 2013. 68 s. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce prof. RNDr. Ing. Tomáš Březina, CSc.
- [5] FORIŠKA, A. *Simulační modelování mechatronické soustavy manipulátoru v ADAMS*. Brno, 2012. 63 s. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Ing. Zdeněk Hadaš, Ph.D.
- [6] JURIGA, J. *Virtuální model části obráběcího stroje v ADAMS*. Brno, 2012. 68 s. Diplomová práce. Vysoké učení technické, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Ing. Zdeněk Hadaš, Ph.D.
- [7] ŠPÉROVÁ, A. *Thermal calculation of rotational electrical machines using thermal network*. Brno, 2010. Dizertační práce. Vysoké učení technické, Fakulta elektrotechniky a komunikačních technologií. Vedoucí práce doc. Ing. Čestmír Ondrůšek. CSc.
- [8] VETIŠKA, J. *Analýza stability řezného procesu obráběcího stroje vzhledem k samobuzenému kmitání*. Brno, 2012. 76 s. Dizertační práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí pr: prof. RNDr. Ing. Tomáš Březina, CSc.
- [9] Matlab - HELP: Documentation [online]. 2014 [cit. 2014-05-05]. Dostupné z: <http://www.mathworks.com/help/index.html>
- [10] Ansys – Help Documentation
- [11] *Stavba CNC multifunkčního obráběcího stroje TOSHULIN*. In: TOSHULIN [online]. 2012 [cit. 2014-04-20]. Dostupné z: http://www.toshulin.cz/soubory/stavba_stroje.pdf
- [12] *Typical State space model*. Wikimedia Commons [online]. 2007 [cit. 2014-03-29]. Dostupné z: http://commons.wikimedia.org/wiki/File:Typical_State_space_model.svg
- [13] *Mechanika těles - Dynamika: Studijní opory z dynamiky* [online]. 2005 [cit. 2014-01-15]. Dostupné z: <http://www.umt-old.fme.vutbr.cz/~pkrejci/opory/dynamika/index.html>
- [14] MALENOVSKÝ, E. *Počítačové metody mechaniky v dynamice: Studijní opory* [online]. 2007 [cit. 2014-02-12]. Dostupné z: http://www.umt-old.fme.vutbr.cz/~pkrejci/opory/pmm_dyn/index.html

- [15] *Cvičenia z predmetu mechanika VMS s využitím programu MSC.ADAMS*. Strojnícka fakulta STU v Bratislave [online]. 2008 [cit. 2013-10-10]. Dostupné z: http://www.sjf.stuba.sk/sk/pracoviska/authorized-training-center-for-msc.adams/mechanika-vms/cvicenia-z-predmetu-mechanika-vms-s-vyuzitim-programu-msc.adams.html?page_id=3291
- [16] *Školenie ADAMS/Flex*. ÚAMM SJF STU BRATISLAVA Bratislava, 2011.
- [17] *Experimentální modální analýza*. ŠTETINA, J. Virtuální laboratoř: Měření [online]. 2003 [cit. 2014-03-20]. Dostupné z: <http://otp.fme.vutbr.cz/skripta/vlab/mereni/Ka06-04.htm>
- [18] ABELE, E., H. HANSELKA, F. HAASE, D. SCHLOTE a A. SCHIFFLER. Development and design of an active work piece holder driven by piezo actuators. *Production Engineering*. 2008, vol. 2, issue 4, s. 437-442. DOI: 10.1007/s11740-008-0123-3. Dostupné z: <http://link.springer.com/10.1007/s11740-008-0123-3>
- [19] AOYAMA, T. a Y. KAKINUMA. Development of Fixture Devices for Thin and Compliant Workpieces. *CIRP Annals - Manufacturing Technology*. 2005, vol. 54, issue 1, s. 325-328. DOI: 10.1016/S0007-8506(07)60114-0. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0007850607601140>
- [20] ALBIZURI, J., M.H. FERNANDES, I. GARITAONANDIA, X. SABALZA, R. URIBE-ETXEBERRIA a J.M. HERNÁNDEZ. An active system of reduction of vibrations in a centerless grinding machine using piezoelectric actuators. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*. 2007, vol. 47, issue 10, s. 1607-1614. DOI: 10.1016/j.ijmachtools.2006.11.004. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0890695506002884>
- [21] BANAKH, Ludmilla a Mark KEMPNER. *Vibrations of mechanical systems with regular structure*. Online-Ausg. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010. ISBN 978-364-2031-267.
- [22] BRECHER, C., D. MANOHARAN, U. LADRA a H.-G. KÖPKEN. Chatter suppression with an active workpiece holder. *Production Engineering*. 2010, vol. 4, 2-3, s. 239-245. DOI: 10.1007/s11740-009-0204-y. Dostupné z: <http://link.springer.com/10.1007/s11740-009-0204-y>
- [23] BRECHER, C., S. BÄUMLER a B. BROCKMANN. Design of a Highly Dynamic Hydraulic Actuator for Active Damping Systems in Machine Tools. *International Journal of Intelligent Mechatronics and Robotics*. 2012, vol. 2, issue 4, s. 15-26. DOI: 10.4018/ijimr.2012100102. Dostupné z: <http://services.igi-global.com/resolvedoi/resolve.aspx?doi=10.4018/ijimr.2012100102>

- [24] BRECHER, C., D. MANOHRAN a E. W. E. STEPHAN WITT. *Structure integrated adaptronical systems for machine tools*. Production Engineering. 2008, vol. 2, issue 2, s. 219-223. DOI: 10.1007/s11740-007-0074-0.
Dostupné z: <http://link.springer.com/10.1007/s11740-007-0074-0>
- [25] BRECHER, C., D. MANOHARAN a W. KLEIN. *Active compensation for portal machines*. Production Engineering. 2010, vol. 4, 2-3, s. 255-260. DOI: 10.1007/s11740-010-0212-y. Dostupné z: <http://link.springer.com/10.1007/s11740-010-0212-y>
- [26] BŘEZINA, T., L. BŘEZINA, J. MAREK, Z. HADAS a J. VETIŠKA. *Simulation Assessment of Suspension of Tool Vibrations during Machining*. Mechatronics 2013. Cham: Springer International Publishing, 2014, s. 273. DOI: 10.1007/978-3-319-02294-9_35. Dostupné z: http://link.springer.com/10.1007/978-3-319-02294-9_35
- [27] ERKORKMAZ, Kaan a Yasin HOSSEINKHANI. *Control of ball screw drives based on disturbance response optimization*. In: CIRP Annals - Manufacturing Technology [online]. 2013, s. 387-390 [cit. 2013-09-16]. ISSN 00078506. DOI: 10.1016/j.cirp.2013.03.138.
Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S000785061300139X>
- [28] ERKORKMAZ, Kaan a Amin KAMALZADEH. *High Bandwidth Control of Ball Screw Drives*. In: CIRP Annals - Manufacturing Technology [online]. 2006, s. 393-398 [cit. 2013-09-16]. ISSN 00078506. DOI: 10.1016/S0007-8506(07)60443-0.
Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0007850607604430>
- [29] HESSELBACH, J., H.-W. HOFFMEISTER, B.-C. SCHULLER a K. LOEIS. *Development of an active clamping system for noise and vibration reduction*. CIRP Annals - Manufacturing Technology. 2010, vol. 59, issue 1, s. 395-398. DOI: 10.1016/j.cirp.2010.03.079. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0007850610000806>
- [30] MANNAN, M.A. a J.P. SOLLIE. *A Force-Controlled Clamping Element for intelligent Fixturing*. CIRP Annals - Manufacturing Technology. 1997, vol. 46, issue 1, s. 265-268. DOI: 10.1016/S0007-8506(07)60822-1. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0007850607608221>
- [31] MELICHAR, J. *Decentralizované a hierarchické řízení: Učební text*. Katedra kybernetiky, Fakulta aplikovaných věd, ZČU Plzeň [online]. 2012 [cit. 2014-04-19]. Dostupné z: www.kky.zcu.cz/uploads/courses/dhr/DHR%20%20Ucebni%20texty%202012.pdf
- [32] MÖHRING, H.-C., K.M. LITWINSKI a O. GÜMMER. *Process monitoring with sensory machine tool components*. CIRP Annals - Manufacturing Technology. 2010, vol. 59, issue 1, s. 383-386. DOI: 10.1016/j.cirp.2010.03.087. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0007850610000880>

- [33] NEUGEBAUER, R., B. DENKENA a K. WEGENER. *Mechatronic Systems for Machine Tools*. CIRP Annals - Manufacturing Technology. 2007, vol. 56, issue 2, s. 657-686. DOI: 10.1016/j.cirp.2007.10.007. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0007850607001618>
- [34] PRITSCHOW, Guenter a Niko CROON. *Ball screw drives with enhanced bandwidth by modification of the axial bearing*. In: CIRP Annals - Manufacturing Technology [online]. 2013, s. 383-386 [cit. 2013-09-16]. ISSN 00078506. DOI: 10.1016/j.cirp.2013.03.086. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0007850613000875>
- [35] PRITSCHOW, G., C. EPPLER a W.-D. LEHNER. Ferraris Sensor – The Key for advanced dynamic Drives. CIRP Annals - Manufacturing Technology. 2003, vol. 52, issue 1, s. 289-292. DOI: 10.1016/S0007-8506(07)60586-1. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0007850607605861>
- [36] RUIZ DE ARGANDONA, I., M. ZATARAIN, A. ILLARRAMENDI a J.L. AZPEITIA. *Improvement of the Performance in Machine Tools by Means of State Space Control Strategies*. Proceedings of the 44th IEEE Conference on Decision and Control. IEEE, 2005, s. 3626-3631. DOI: 10.1109/CDC.2005.1582725. Dostupné z: <http://ieeexplore.ieee.org/lpdocs/epic03/wrapper.htm?arnumber=1582725>
- [37] UHLMANN, Eckart, Jörg EBMANN a Jens-Hermann WINTERING. *Design- and control-concept for compliant machine tools based on controller integrated models*. CIRP Annals - Manufacturing Technology. 2012, vol. 61, issue 1, s. 347-350. DOI: 10.1016/j.cirp.2012.03.143. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S000785061200145X>
- [38] URIARTE, L., M. ZATARAIN, D. AXINTE, J. YAGÜE-FABRA, S. IHLENFELDT, J. EGUIA a A. OLARRA. *Machine tools for large parts*. CIRP Annals - Manufacturing Technology. 2013, vol. 62, issue 2, s. 731-750. DOI: 10.1016/j.cirp.2013.05.009. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0007850613001996>
- [39] VETISKA, J. a Z. HADAS. *Using of simulation modelling for developing of active damping system*. International Symposium on Power Electronics Power Electronics, Electrical Drives, Automation and Motion. IEEE, 2012, s. 1199-1204. DOI: 10.1109/SPEEDAM.2012.6264515. Dostupné z: <http://ieeexplore.ieee.org/lpdocs/epic03/wrapper.htm?arnumber=6264515>
- [40] YANG, Y., J. MUÑO A a Y. ALTINTAS. *Optimization of multiple tuned mass dampers to suppress machine tool chatter*. International Journal of Machine Tools and Manufacture. 2010, vol. 50, issue 9, s. 834-842. DOI: 10.1016/j.ijmachtools.2010.04.011. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0890695510000763>

- [41] YOSHIOKA, Hayato, Hidenori SHINNO a Hiroshi SAWANO. *A newly developed rotary-linear motion platform with a giant magnetostrictive actuator*. In: CIRP Annals - Manufacturing Technology [online]. 2013, s. 371-374 [cit. 2013-09-16]. ISSN 00078506. DOI: 10.1016/j.cirp.2013.03.137.
Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0007850613001388>
- [42] ZATARAIN, M., I. RUIZ DE ARGANDOÑA, A. ILLARRAMENDI, J.L. AZPEITIA a R. BUENO. *New Control Techniques Based on State Space Observers for Improving the Precision and Dynamic Behaviour of Machine Tools*. CIRP Annals - Manufacturing Technology. 2005, vol. 54, issue 1, s. 393-396. DOI: 10.1016/S0007-8506(07)60130-9.
Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0007850607601309>