



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV MECHANIKY TĚLES, MECHATRONIKY A
BIOMECHANIKY

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

ZLEPŠENÍ DYNAMIKY CNC OSY S KULIČKOVÝM ŠROUBEM

DYNAMICS IMPROVEMENT OF CNC AXIS WITH BALL SCREW

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. Marek Ciklamini

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. RNDr. Ing. Tomáš Březina, CSc.

BRNO 2013

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky
Akademický rok: 2012/2013

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Marek Ciklamini

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:

Zlepšení dynamiky CNC osy s kuličkovým šroubem

v anglickém jazyce:

Dynamics Improvement of CNC Axis with Ball Screw

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

1. S použitím poskytnutého CAD modelu a fyzického modelu lineární osy vytvořte
 - a) zjednodušený model lineární osy jako vázané mechanické soustavy (MBS) a
 - b) zjednodušený LTI model lineární osy.
2. Navrhněte a do modelů zaveďte potřebné prvky řízení.
3. Vyhodnoťte výsledky simulačního modelování ve frekvenční i časové oblasti.

Cíle diplomové práce:

Získat podklady pro strategické rozhodnutí o dalším vývoji s využitím navrženého způsobu řízení.

Seznam odborné literatury:

Souček, P.,Bubák, A.: Vysoce dynamické pohony posuvů obráběcích strojů. Sborník. SpOS, Praha, 2002. ISBN 80-238-8426-3

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

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2012/2013.

V Brně, dne 28.11.2012

L.S.

prof. Ing. Jindřich Petruška, CSc.
Ředitel ústavu

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

Abstrakt

Práce se zabývá virtuálním modelováním pohonové soustavy CNC osy s kuličkovým šroubem pomocí moderních softwarových nástrojů pro účely přibližnému vyhodnocení dynamických vlastností reálné soustavy. Realizovaný vázaný mechanický systém posuvové osy poháněný synchronním motorem je analyzován a následně jsou celkovému systému navrženy prvky řízení potřebné pro přesné polohování stolu.

Abstract

This work deals with virtual designing of ball screw drives of CNC machine by modern software tools to approximate evaluation of dynamic behavior of real system. Realized multi body system of thrust axes actuated by synchronous motor is analyzed and after that are designed elements of control used for accuracy positioning of table.

Klíčová slova

Kuličkový šroub, vlastní frekvence, vázaná mechanická soustava, kaskádní řízení

Keywords

Ball screw, natural frequency, multi-body system, cascade control

Bibliografická citace mé práce

CIKLAMINI, M. Zlepšení dynamiky CNC osy s kuličkovým šroubem. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 68 s. Vedoucí diplomové práce doc. RNDr. Ing. Tomáš Březina, CSc.

Poděkování

Rád bych tímto poděkoval vedoucímu své práce doc. RNDr. Ing. Tomášovi Březinovi, CSc. za cenné rady a vhodného nasměrování mého snažení při tvorbě diplomové práce. Dále patří mé nesporné díky Dipl. Ing. Michalovi Holubovi, Ph.D., za rady a pomoc při realizaci měření a také Ing. Janu Vetiškovi, Ph.D. za předání zkušeností v oblasti MBS a FEM modelování.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že předložená diplomová práce na téma *Zlepšení dynamiky CNC osy s kuličkovým šroubem* je mým původním dílem, které jsem vypracoval samostatně. Všechny použité zdroje, ze kterých jsem během práce čerpal, jsou uvedeny v seznamu literatury.

V Brně dne 24. 5. 2013

.....
Marek Ciklamini

Obsah

1	ÚVOD	11
2	FORMULACE PROBLÉMU A CÍLE ŘEŠENÍ.....	12
3	VIRTUÁLNÍ NÁVRH STROJE	13
3.1	Systém CNC osy s kuličkovým šroubem	13
3.2	Mechanické části	13
3.2.1	Použité materiály.....	14
3.2.2	Kuličkový šroub	14
3.2.3	Matice kul. Šroubu	14
3.2.4	Stůl.....	15
3.2.5	Spirálová spojka.....	15
3.2.6	Lineární vedení	15
3.2.7	Ložiska	15
3.2.8	Ostatní prvky	16
3.3	Elektrické prvky	16
3.3.1	Synchronní motor s permanentními magnety	16
3.3.2	Proudové čidlo.....	16
3.3.3	Resolver	17
3.3.4	Magnetický lineární encoder	17
3.3.5	Měnič napětí	17
3.4	Přístupy modelování posuvové CNC osy stroje	18
3.5	MKP prvky pro tělesa vázaného systému.....	19
4	ANALÝZA PROBLÉMU	21
4.1	Zhodnocení rešeršní studie	21
4.2	Analýza nadřazených restrikcí.....	21
4.3	Volba metod pro řešení problému	21
5	PODDAJNÁ TĚLESA SYSTÉMU CNC BSA	22
5.1	Prvotní frekvenční analýza.....	22
5.2	Modelování poddajných těles.....	24
5.3	Ověření numerického řešení.....	25
5.3.1	Program pro měření	26
5.3.2	Měření objektu.....	27
5.3.3	Numerické řešení	28
5.3.4	Zhodnocení měření	29
6	MODEL VÁZANÉ MECHANICKÉ SOUSTAVY LINEÁRNÍ OSY	30

6.1	Matematický model PMSM	30
6.1.1	Základní rovnice PMSM	30
6.1.2	Transformace souřadného systému	31
6.1.3	Rovnice PMSM pro d, q souřadnice	32
6.1.4	Model PMSM v Matlab-Simulink.....	33
6.1.5	Model PMSM v ADAMS.....	34
6.1.6	Porovnání modelů PMSM.....	35
6.1.7	Model měniče motoru.....	36
6.2	Mechatrický model CNC BSA	37
6.2.1	Import (nahrání) těles	37
6.2.2	Model vázané sestavy těles posuvové osy	37
6.2.3	Frekvenční analýza	39
6.2.4	Lineární dynamický systém posuvové osy.....	40
6.2.5	Přepočtení hnané hmoty.....	41
6.2.6	Redukce mechanického systému	42
7	ŘÍZENÍ SYSTÉMU	45
7.1	Návrh řízení PMSM.....	45
7.1.1	Řízení proudové smyčky	46
7.1.2	Řízení otáčkové smyčky.....	47
7.2	Řízení polohové smyčky.....	48
7.3	Zpětnovazební řízení systému	49
8	VÝSLEDEK A DISKUZE VÝLEDKU	50
8.1	Odezva polohy stolu na skokovou změnu	50
8.2	Odezva polohy stolu na přibližnou skokovou změnu	52
8.3	Simulace zatížení	55
8.4	Diskuze	58
9	IMPLEMENTACE VÝLEDKŮ ŘEŠENÍ A NÁMĚTY NA DALŠÍ VÝZKUM	59
10	ZÁVĚR	60
11	SEZNAM OBRÁZKŮ	61
12	SEZNAM TABULEK.....	62
13	SEZNAM LITERATURY	63
14	SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ.....	65
15	SEZNAM PŘÍLOH	66

1 Úvod

Diplomová práce se zabývá virtuálním modelováním CNC osy s kuličkovým šroubem pomocí moderních softwarových nástrojů tak, aby dynamické vlastnosti modelu co nejvíce konvergovaly k vlastnostem reálného systému. Geometrická a jiná data, která jsou v práci využita, korespondují s reálnou posuvovou osou, která slouží pro účely zkoumání v laboratoři ÚVSSR (Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky).

Práce rozšiřuje svým obsahem původní bakalářskou práci, kde jsem se v principu zabýval stejnou problematikou.

V první části se je popsána selekce a vytvoření pružných těles pro účely modelování vázané mechanické soustavy.

Druhá část se zabývá vytvořením matematických modelů, které simulují celkový systém. Nejdříve je sestaven model synchronního motoru s permanentními magnety pohánějící celou soustavu, ten je následně doplněn o matematický popis dynamického vázaného systému posuvové osy.

Třetí část se zabývá návrhem řízení celkového simulačního modelu a to pomocí standardních metod návrhu používaných v průmyslu.

2 Formulace problému a cíle řešení

1. Bude uvažován virtuální model lineární osy CNC stroje s kuličkovým šroubem, který bude pomocí poskytnutého CAD modelu vytvořen jako vázaná mechanická soustava v programu Adams/View, kde podstatná tělesa systému budou uvažovány jako poddajné a budou realizovány na bázi MKP pomocí programu ANSYS.
2. Na základě předešlého kroku bude vázaná mechanická soustava lineární osy vytvořena jako LTI model, který bude vyhodnocen pro jeho dynamické vlastnosti ve frekvenční oblasti a dále bude sloužit k simulačnímu modelování v programu Matlab-Simulink.
3. Dále budou navrženy prvky potřebné k řízení sestaveného modelu a následně budou začleněny do modelu v Matlab-Simulink.
4. Celkový řízený systém posuvové osy bude vyhodnocen pro jeho dynamické vlastnosti v časové oblasti

3 Virtuální návrh stroje

3.1 Systém CNC osy s kuličkovým šroubem

V této kapitole bude stručně popsána technická soustava CNC osy kuličkového šroubu, která bude dále značena pouze zkratkou BSA („*Ball Screw Axis*“).

Tato kapitola slouží pouze jako informativní výčet částí systému. Informace o principech lze dohledat v mé bakalářské práci [19], která o tomto tématu pojednává.

Bude zde popsáno definování jednotlivých částí (těles), jak pro účely modelování lineární osy jako zjednodušené vázané mechanické soustavy (dále jen MBS „*Multi Body system*“), tak pro účely zpracování vybraných těles metodou konečných prvků (dále jen MKP). Budou taktéž popsány některé informace pro účely simulace celkového modelu.

3.2 Mechanické části

Mechanická soustava BSA je tvořena z mnoha prvků, které v modelu plní různé funkce. Prvotním úkolem pro MBS modelování komplexní soustavy posuvové osa je třeba definovat, jak bude model zjednodušen z hlediska geometrie.

Soustava obsahuje prvky, např. spojovací materiál (šrouby, matice, podložky aj.), jejichž příspěvek do celkového chování systému z hlediska dynamiky nemají zásadní význam a jejich modelování jako MBS by bylo zbytečné. Model by byl velmi složitý a samozřejmě výpočtově náročný.

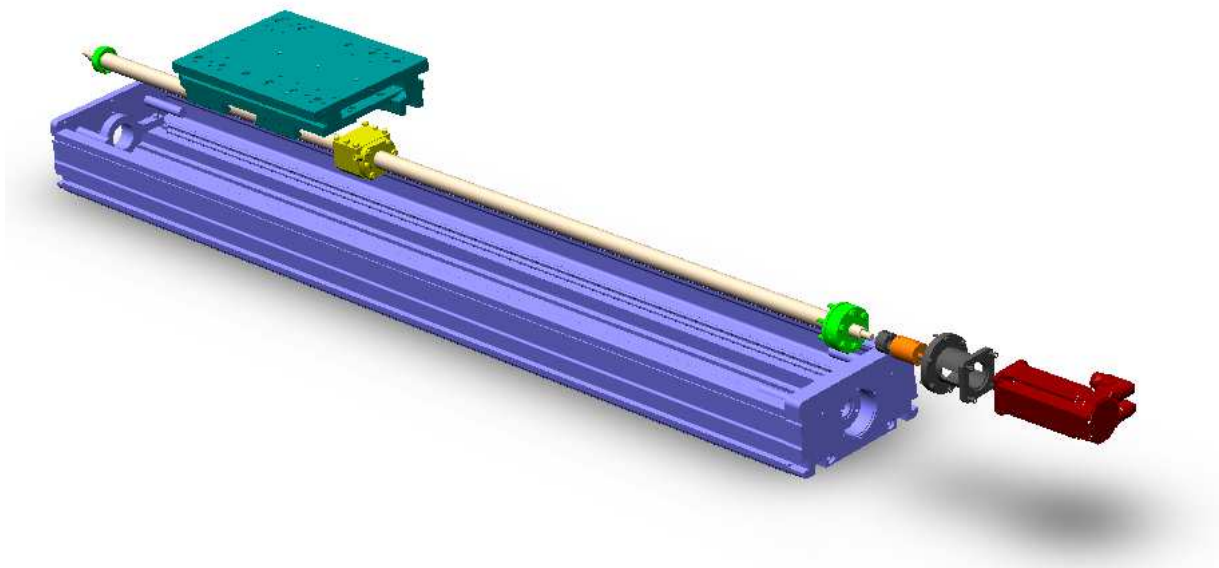
Na základě předešlého odstavce bude systém rozdělen na následující tělesa, která budou definována jednotným materiálem, i přes skutečnost, že obsahují prvky (jak bylo výše uvedeno), které mohou být vyrobené z odlišných materiálů. Zjednodušení v tomto případě spočívá v definici materiálu. Bude zaveden předpoklad, že hmotnosti prvků vůči hlavnímu tělesu jsou zanedbatelná a změna jejich materiálu zásadně neovlivní celkovou hmotnost a tuhost uvažovaného tělesa.

Mechanický systém kuličkového šroubu je tvořen ze 7 hlavních těles:

- Kuličkový šroub
- Matice kul. Šroubu
- Spojka
- Stůl
- Synchronní motor s permanentními magnety (dále jen PMSM)
- Lineární vedení
- Ložiska

Dále jsou v systému doplňující tělesa, která z hlediska účelu MBS modelu plní spíše funkci vizualizace:

- Příruba motoru
- Pojistná matice



Obr. 1 Definice hlavních těles systému CNC osy s kuličkovým šroubem

3.2.1 Použité materiály

Zde jsou uvedeny potřebné parametry základních materiálů definovaných těles, které budou použity pro MKP a MBS modelování.

Materiál	Modul pr. v tahu [Pa]	Hustota [kg.m ⁻³]	Poisson. číslo [-]
Ocel	$2,7 \cdot 10^{11}$	7850	0,3
Hliník (Dural)	$7,2 \cdot 10^{10}$	2650	0,33
Prut pavučiny	-	$0,1 \cdot 10^{-20}$	Dle mat. tělesa

Tab. 1 Tabulka použitých materiálů a jejich vlastností

3.2.2 Kuličkový šroub

Za hlavní těleso obsažené v soustavě lineární osy lze považovat kuličkový šroub, který byl v tomto případě zvolen od výrobce Hiwin [31] stejně tak, jako většina následujících komponent.

Charakteristickými geometrickými vlastnostmi kuličkového šroubu jsou stoupání 10 mm a jmenovitým průměrem $D = 25$ mm a efektivní délkou pro polohování je 1,5 m.

Materiál kuličkového šroubu bude uvažována ocel o vlastnostech uvedených v Tab. 1.

3.2.3 Matice kul. Šroubu

Pro potřeby modelování je matice kuličkového šroubu chápána jako jednotlivý celek, který je tvořen z jednoduché přírubové matice šroubu (DEB-2510-r-4EF) [31], samotného uložení matice „domečku“ (housingu) a montážních prvků pro připojení matice k domečku a jeho uchycení ke stolu uvedeného níže.

Obsažené komponenty sestavy matice jsou z odlišných ocelí (matice, kul. šroub, spojovací materiál). Materiál tělesa bude pro zjednodušení a ulehčení MBS modelování uvažován jako ocel.

3.2.4 Stůl

Stůl je dimenzován svojí obdélníkovou plochou 300x600 mm z důvodu požadavku lineárního polohování v rozsahu 1 m.

Sestava stolu je tvořena z několika bloků, čtyř úzkých vozíků pro lineární vedení (HGH20CA) [31] a stejně jako v předešlém případě ze spojovacího materiálu.

Taktéž zde bude uvažován shodný materiál pro všechny součásti. Bloky stolu budou definovány pro materiál duralu, který je pro své vlastnosti podobný materiálu reálných těles od firmy Plancast (AlMg3). [32]

3.2.5 Spirálová spojka

Spirálová bezvůlová spojka (WKA S3038), která je určená pro přenos hnacího krouticího momentu z rotoru synchronního motoru na kuličkový šroub byla zvolena s ohledem synergie mechaniky motoru tak, aby byl přenášén nejen jmenovitý a maximální krouticí moment tak, i přenos maximálních otáček motoru.

Materiál spojky je uváděn výrobcem - hliník. [28]

3.2.6 Lineární vedení

Tato sestava reprezentující celkové těleso vedení je více obsáhlá. Výčet částí začíná základní konstrukcí lineárního vedení, přes vodící tyče (HGH20R-1370) [31] obsahující optický a magnetický pásek pro senzory, a taktéž spojovací materiál.

Lineární vedení obsahuje rošt pro kabely, který z hlediska dynamiky u takto rozměrově malé osy nemá až tak zásadní význam. Proto bude tato část zanedbána, jelikož by bylo zbytečné a časově náročné modelovat jej (každý článek by musel být vázán minimálně jednou rotační a translační vazbou).

Obdobně jako v předešlých případech je materiál sestavy definován jako hliník.

3.2.7 Ložiska

Systém posuvové osy obsahuje několik ložisek. Obsažená ložiska v servomotoru budou ve vázané mechanické soustavě zanedbána.

Ložiska kuličkového šroubu v sestavě jsou z konstrukčních důvodů dvojího typu. Těleso axiálního ložiska v ose kuličkového šroubu bude definováno pro materiál oceli [24] a taktéž stejný materiál bude uvažován pro radiální kuličkové ložisko. [23]

3.2.8 Ostatní prvky

Jak již bylo zmíněno, soustava lineární osy obsahuje tělesa, která v tomto rozsáhlém modelu nemají až tak zásadní vliv na dynamiku a do modelu jsou začleněny pouze pro účely vizualizace. Tyto strukturální tělesa jsou:

- Příruba motoru – dural
- Pojistná matice – ocel

3.3 Elektrické prvky

I přesto, že synchronní motor s permanentními magnety je stroj určený pro elektromechanickou přeměnu energií a lze jej uvažovat jak mechanický prvek osy, tak i elektrický prvek, bude uveden zde v této podkapitole zabývající se popisem elektrických prvků používaných v systému osy s kuličkovým šroubem.

3.3.1 Synchronní motor s permanentními magnety

Celou soustavu lineární soustavy pohání synchronní motor s permanentními magnety (dále PMSM), který je vhodný pro aplikace, ve kterých je potřeba velmi přesného řízení rychlosti a natočení rotoru.

Motor vyniká svými vlastnostmi relativně jednoduchého řízení elektrických a mechanických stavů a to při použití teorie vektorového řízení v rotačním souřadném systému rotoru.

Synchronní servopohon (AM3033-0E00) který je obsažen v systému je od výrobce Beckhoff[20]. Při předpokladu sítě průmyslového napájení 400V dosahuje servomotor jmenovitých hodnot otáček 4500 min^{-1} a momentu 2,34 Nm.

Jelikož dodaná CAD dokumentace reprezentuje pohon jako celistvý objekt, bude geometrický model upraven pro účely MBS modelování. Proběhne rozdělení geometrie pro jednoduchost modelování a to na dva základní geometrické subjekty tj. stator a rotor.

Rotor bude namodelován s ohledem jeho setrvačnosti tak, aby byla totožná se setrvačností uváděnou výrobcem ($0,85 \cdot 10^{-4} \text{ Kg.m}^2$). Bude uvažován jednotný materiál tělesa (ocel), i přes obsah permanentních magnetů, jejichž materiál je tvořen ze vzácných zemin na bázi Neodym-Železo-Baryum [20]

Geometrie statoru bude vytvořena přihlédnutím s prostorem pro vložení rotoru. Materiál tělesa bude definován jako dural a to z hlediska zachování a přiblížení celkové hmotnosti motoru uváděnou výrobcem.

3.3.2 Proudové čidlo

Řídící elektronika servopohonu zajistí nějakou formou snímá proud na jednotlivých fázích statoru, pro informaci a následné zpracování zpětné vazby proudového regulátoru. K snímání proudu může být využito několika přístupů, přičemž pro pohonové aplikace je nejběžněji využíváno Hallovy sondy.

Jelikož, výrobce veřejně neuvádí informace o obsažené elektronice určené pro řízení, budou jeho vlastnosti pro matematický model odhadnuty.

3.3.3 Resolver

Zpětná vazba určená pro informaci o mechanických stavech motoru (poloze resp. rychlosti), je ve výše uváděném motoru výrobcem implementován resolver (cyklicky absolutní fázový snímač).

Simulace chování resolveru je pro toto téma nadbytečné, z tohoto důvodu bude uvažováno, že matematický model elektromechanického systému generuje výstupní signál o informaci úhlového natočení rotoru, který už je pro model správně zpracovaný.

3.3.4 Magnetický lineární encoder

Poloha a rychlost lineární dráhy stolu jsou taktéž informace, které jsou potřebné a v této aplikaci plní dominantní úlohu. K tomuto účelu je v systému BSA obsažen systém magnetického odměřování (HIWIN MAGIC-IG) [31], jehož měřicí hlava je připevněna k vozíku stolu a lineární pásek je vložen do lineárního vedení. Jako v předešlém případě bude senzor zanedbán a jeho informace bude nahrazena výstupním signálem definovaným výstupním stavem polohy vázaného mechanického modelu.

3.3.5 Měnič napětí

Napájení synchronního motoru je realizováno přes 3. fázový střídavý měnič napětí. Elektronický měnič taktéž není blíže specifikován výrobcem, proto budou zavedeny předpoklady a zjednodušení. Střídač bude simulován, jako elektronický měnič realizovaný výkonovými spínacími tranzistory, kde polovodičové prvky pro buzení budou realizovány pomocí IGBT tranzistorů.

Pro účely simulace byl zvolen výkonový budící tranzistor, jehož vlastnosti vyhovují požadavkům, tj. spínání proudů vyšších než je maximální možná hodnota pro napájení servopohonu. [25]

3.4 Přístupy modelování posuvové CNC osy stroje

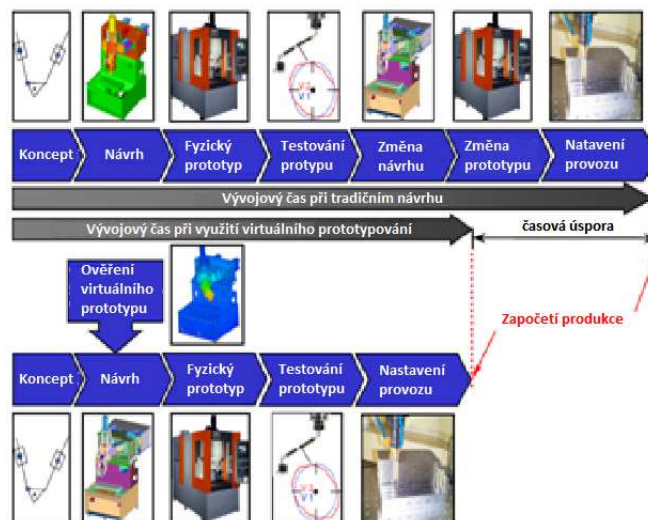
Matematický model CNC osy s kuličkovým šroubem je možné vytvořit několika způsoby.

Základním způsobem je popis modelu jako dvojhmotové soustavy, který je rozdělen na hmotu hnací a na hmotu hnanou. Tyto hmoty představují redukované hmotnosti a momenty setrvačnosti jednotlivých těles systému, kterým jsou dále vypočteny jejich tuhosti na základě jednotlivých tuhostí těles. Jakmile jsou tyto hmoty definovány, lze matematický model vyjádřit například pomocí Lagrangeovy rce. 2. druhu [19]. Takto získaný matematický model bude jednoduchý a systém bude popisován pro jeho vlastní chování pouze okrajově.

Bližšího přiblížení matematického modelu lze dosáhnout rozdělením dvojhmotového systému na více podstatných hmot, čímž je dosaženo přesnějšího vyjádření matematického popisu CNC osy. [1]

Další způsob, který lze využít k získání matematického popisu stroje je použití softwarových nástrojů (Matlab-Simulink/Simscape, ADAMS, Nastran, Dynast, aj.) pro modelování dynamického systému CNC osy, jako vázané soustavy těles (MBS-Multi body system), jehož tělesa mohou být modelována jako pružná (vyjímaje Matlab/SimScape) a to s využitím metody konečných prvků. Konečně – prvkový vázaný systém může být realizován buď přímo v programu, anebo lze jednotlivá tělesa předpřipravit v MKP softwaru (ANSYS, aj.) a dodatečně je importovat do původního MBS programu (ADAMS).

Tento způsob modelování pomocí softwarových nástrojů je využíván především k rozsáhlejšímu zjištění dynamických vlastností v počátcích vývoje stroje, na základě kterých mohou být ušetřeny časové a finanční prostředky při procesu návrhu [11]. Využitím zmíněného přístupu je samozřejmě možné analyzovat již vyrobený systém (CNC osa) pro získání přehledu jeho dynamických vlastností.



Obr. 2 Porovnání tradičního procesu návrhu a návrhu stroje softwarovými nástroji (převzato z [11])

3.5 MKP prvky pro tělesa vázaného systému

Kapitola metody konečných prvků pro vytvoření těles vhodných pro použití ve vázané mechanické soustavě pojedná o přístupech, které jsou možné v programu Ansys využít pro vytvoření pružného tělesa na bázi MKP.

Poddajné těleso je reprezentováno jako konečně-prvková síť, resp. objem požadovaného tělesa je vyplněn konečným počtem jednoduchých prvků.

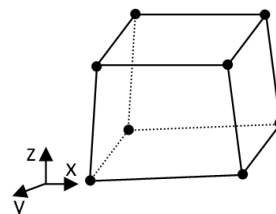
Z hlediska dynamiky je u těchto těles požadováno pravidelné síť a z toho důvodu je nutné zvážit zjednodušení geometrie požadovaného tělesa.

Důležitým faktorem je vhodně zvolený prvek, který bude odpovídat účelu. V tomto případě je vyžadováno zvolit prvek pro použití z hlediska analýzy dynamických vlastností tělesa. Dále je potřeba zvážit, jak přesný model je nutný a na základě tohoto požadavku zvolit velikost vybraného prvku.

Vhodné prvky pro vytvoření konečně-prvkové sítě požadovaného tělesa jsou v programu Ansys nabízeny následující:

Solid 185

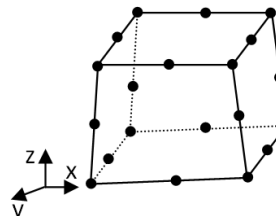
Určen pro modelování 3D pružných konstrukcí. Definován osmi uzly. Každý z uzlů má 3° volnosti, tj. translaci v souřadném systému XYZ.



Obr. 3 Solid 185

Solid 186

Prvek, který je o řád složitější nežli výše uvedený. Je definován 20 uzly. Taktéž každý z uzlů vlastní 3° volnosti pro translaci v s. s. XYZ.



Obr. 4 Solid 186

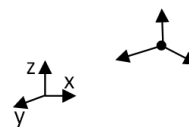
Hlavní podstatou tvorby pružného tělesa pro účely exportu do MBS programu ADAMS je vytvoření *bodů rozhraní* („interface point“ dále jen IFP). Bod rozhraní je uzel, pomocí kterého lze dále pružnému tělesu přiřadit požadovanou kinematickou vazbu, nebo do tohoto místa aplikovat sílu.

Je nutné zvážit a následně vybrat plochy, ve kterých bude v programu Adams definováno působíště síly, nebo v této ploše bude uvažováno připojení dalšího tělesa pomocí z některých kinematických vazeb. Tato plocha je spojena s požadovaným uzlem (IFP) pomocí *pavučiny* (spiderweb), tvořené buď to z prutů, nebo z hmoty. Tyto prvky jsou vyznačovány vysokou tuhostí a velmi malou hustotou (hmotností). Pomocí prutů (hmoty) jsou spojeny všechny uzly vybrané plochy k bodu rozhraní a tím je následně vytvořena zmíněná pavučina.

Prvky pro vytvoření pavučiny lze použít např.:

MASS 21

Bodový 3D prvek je definován jako samostatný uzel se 6° volnosti tj. 3 translace a 3 rotace v s. s. XYZ.



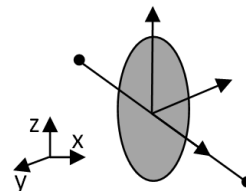
Obr. 5 Mass 21

MPC184

Základní třída pro vícebodové vazební prvky, pro aplikaci kinematické vazby do uzlů. Tuhý prvek pro modelování vazeb mezi poddajnými tělesy přenášející síly a momenty. Prvek se dvěma uzly s 3 – 6° volnosti (záleží na nastavení)

Pro výpočty vazebních rovnic používá dvě metody:

- Přímá eliminační (provede redukci ° volnosti)
- Lagrangeova (zachová pro výpočty všechny ° volnosti)

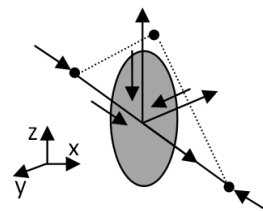


Obr. 6 MPC 184

BEAM188

3D prvek je používán pro analýzu štíhlých mírně oválných prutů. Je určen pro výpočty založené na Timoshenkově teorii zahrnující stříhový deformační efekt (spoje namáhané i na stříh).

Má 2 uzly, přičemž každý má 6-7° volnosti zahrnující 3 translace a 3 rotace v souř syst. XYZ a velikost deformace.



Obr. 7 Beam 188

Po připojení pavučiny k bodu rozhraní je zapotřebí následně spočítat vazební rovnice každého spojení. Jednotlivé vazební rovnice mezi uzlem plochy a IFP pro požadované stupně volnosti je možné v programu Ansys spočítat pomocí dvou přístupů, kde je nutné definovat požadovaný bod IFP a body plochy, pro kterou byla vytvořena pavučina (více viz. [27]). Vazební rovnice lze spočítat pomocí příkazu:

- CE
- CERIG

Pro realizaci pružného tělesa se ukázalo jako nejvhodnější přístupem volba prvku SOLID 185 pro vytvoření sítě konečných prvků požadovaného tělesa. Dále byl zvolen prut MPC 184 jako prvek pro vytvoření pavučiny, kde se pro řešení vazebních rovnic projevilo jako velmi vhodné použití příkazu CE z hlediska rychlosti výpočtu.

4 Analýza problému

4.1 Zhodnocení rešeršní studie

Na úvod rešeršní studie byly popsány komponenty, které jsou obsažené v systému CNC posuvové osy s kuličkovým šroubem.

Dále zde bylo velice stručně popsáno, jakými metodami lze sestavit matematická model CNC osy s kuličkovým šroubem.

Další část studie se zabývala popisem jednotlivých kroků potřebných pro modelování pružného tělesa, který bude dále použit ve vázané mechanické soustavě CNC osy.

4.2 Analýza nadřazených restrikcí

Realizace modelu pro přibližnou analýzu vlastností posuvové osy, proběhne virtuální formou pomocí programů, umožňující vytvoření celkového simulačního modelu v prostředí Matlab-Simulink.

4.3 Volba metod pro řešení problému

CNC osa bude sestavena jako vázaný mechanický systém těles v programu Adams a její pohyb bude realizován pomocí matematického modelu synchronního motoru v Matlab-Simulink. Řízení sestaveného systému bude uvažováno se začleněním některých senzorů potřebných pro zpětnou vazbu a některé senzory budou zanedbány.

5 Poddajná tělesa systému CNC BSA

Poddajné těleso lze do modelu vázaných těles začlenit na základě uvážení různých aspektů. Jedním z nich je skutečnost, že nelze přenést na těleso silové působení bez jeho deformace. Vlastnosti pružného tělesa se obecně projeví při události, kdy maximální budící frekvence vnější zatěžující síly působící na soustavu jsou nižší, nežli vlastní frekvence vybraného konstrukčního prvku náležící v soustavě. [15]

Stanovení rozsahu budící frekvence lze za předpokladu, že budící síla je dána vlastní frekvencí rotace kuličkové šroubu při maximální úhlové rychlosti PMSM, avšak toto omezení pracovního frekvenčního pásma na takto nízkou hodnotu (75 Hz) nemá význam.

Prvky systému je potřeba analyzovat pro rozsáhlejší šířku pásma, jelikož jsou zde další aspekty mající vliv na vznik vibrací, přičemž proces obrábění je jedním z hlavních aspektů.

Je doporučeno vyšetřovat dynamické vlastnosti strojů příp. těles technické soustavy do hodnoty frekvence 1kHz, a to především z důvodů realizace měření. [1]

5.1 Prvotní frekvenční analýza

Pro rychlé a jednoduché zjištění prvních vlastních frekvencí byly vybrány tělesa a následně vyšetřována modální analýzou v programu Workbench od Ansys.

Individuální těleso soustavy (Lineární osa kuličkovým šroubem) bylo importováno do prostředí s přiřazením definovaného materiálu a to s pomocí knihovny poskytující program, tím byly doplněny potřebné materiálové konstanty. Následně bylo zapotřebí vytvořit konečně-prvkovou síť pro jednotlivá tělesa. Síť byla vygenerována zcela automaticky pouze se zadáním maximální velikosti prvku (podle tělesa od 1-10 mm). Kinematické vazby byly přiřazeny podle funkce v každém vyšetřovaném tělese, i když tento krok není nutný (prvních 6 tvarů by byli spočítány jako nulové, vyplývá z počtu ° volnosti tělesa v prostoru). Modální analýza proběhla pro 10-12 prvních vlastních čísel jednotlivého tělesa.

Kul. šroub		Rotor mot.		Spojka		Spojka Z		Stůl		Lin. vedení	
č. λ	f [Hz]	č.λ	f [Hz]	č.λ	f [Hz]	č.λ	f [Hz]	č.λ	f [Hz]	č λ	f [Hz]
1	49,587	1	4033,3	1	324,26	1	26276	1	2248,3	1	1131,6
2	49,644	2	5540,3	2	577,84	2	42518	2	2445	2	1136,9
3	136,86	3	5567,9	3	588,88	3	44834	3	2641,2	3	1167,2
4	137	4	12954	4	618,78	4	44944	4	2669	4	1171,7
5	268,41	5	14951	5	746,37	5	49165	5	3740,6	5	1228,1
6	268,66	6	15003	6	748,87	6	49552	6	3931,2	6	1231,8
7	443,52	7	16679	7	753,21	7	51983	7	4219,4	7	1319,4
8	443,89	8	23817	8	803,64	8	61026	8	4322,7	8	1323,8
9	661,76	9	23935	9	1031,2	9	61078	9	4636,3	9	1442
10	662,26	10	31618	10	1428,3	10	72794	10	5323,5	10	1445,5
11	922,48	11	31841	11	1583,4	-	-	-	-	-	-
12	923,11	12	32833	12	1843	-	-	-	-	-	-

Tab. 2 První vlastní frekvence zvolených těles

Z výsledků modální analýzy uvedených v *Tab. 2* je patrné, které tělesa je vhodné vyšetřovat dále jako poddajné.

Kuličkový šroub jako některé další rotační tělesa (spojka, rotor PMSM) má některé vlastní tvary složené ze zdvojených frekvencí tj. frekvence, které při rotaci vychylují hmotu radiálně v odlišných směrech. Toto těleso bude uvažováno jako pružné pro jeho nízké frekvence.

Analýza *spirálové spojky* proběhla pro dva případy, kdy v prvním byla uvažována původní geometrie a v druhém případě (v *Tab. 2* sloupec „*Spojka Z*“) byla spirála spojky zanedbána. Vlastnosti pružné spojky budou realizovány pomocí pružného spoje v kapitole uvedené dále.

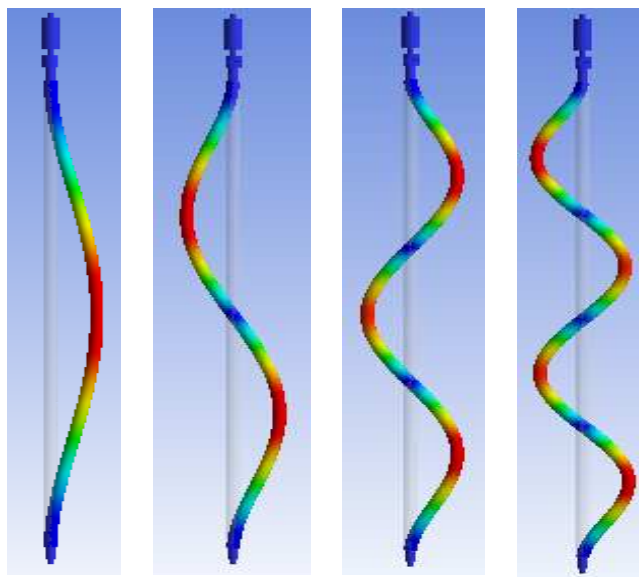
Rotor motoru za výše uvedené podmínky selekce na základě vlastních čísel pod hranici 1 kHz nemusí být uvažován jako pružný. Jeho modelování jako pružného tělesa vychází z článku [7], kde je doporučováno z hlediska synergie mechanické soustavy těleso rotoru uvažovat jako pružné.

Těleso *stolu* z výsledku analýzy nemusí být bráno v úvahu jako poddajné, jelikož hodnota prvního tvaru je velmi nízká a druhý vlastní tvar má hodnotu vlastní frekvence dvojnásobně větší než je limit pro stanovení tělesa jako pružného, avšak čistě z hlediska zájmu bude toto těleso takto chápáno.

Lineární vedení lze z výsledků prohlásit za tuhé, i přes to že hodnoty frekvencí prvních vlastních tvarů jsou blízké stanovenému limitu pro určení poddajného tělesa. Realizace lineárního vedení jako diskretního modelu na bázi MKP by celkový model vázané sestavy byl velmi výpočtově náročný.

Ostatní tělesa (ložiska, pojistná matice, aj.) nebyly analyzovány, jelikož s uvážením jejich rozměrů a hmotností lze přepokládat, že budou dostatečně tuhá.

K účelům představy jsou v *Obr. 8* zobrazeny některé první vlastní tvary rotační soustavy systému.



Obr. 8 První vlastní tvary rotačního systému

5.2 Modelování poddajných těles

Algoritmus modelování poddajných těles v programu Ansys je pro všechna definovaná tělesa lineární osy zcela totožný. Tato pružná tělesa budou použita v programu Adams pro vytvoření celkově komplexnějšího modelu vázaných těles.

V prvním kroku je z účelu jednoduchosti generování sítě vhodné upravit geometrické modely jednotlivých těles tak, aby konečně-prvková síť splňovala podmínku pravidelného rozložení. Budou zjednodušené konstrukční prvky, které jsou z hlediska dynamiky nepodstatné, tj. zápichy, závit kuličkového šroubu, sražení hran u všech součástí, prvky určené pro montážní operace aj.

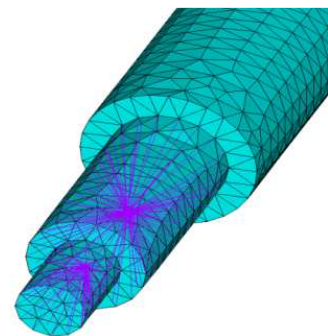
Dále je nutné definovat body rozhraní požadovaných funkčních ploch, ke kterým budou přiřazené kinematické vazby mezi tělesy, nebo zde bude určeno silové působení.

Níže uvedené odstavce slouží jako přehled, kde je k jednotlivému tělesu přiřazen obrázek (Obr. 9-12) se zobrazením pavučin (fialové pruty na obrázcích) pro požadované plochy. Všechny tělesa s výjimkou tělesa stolu, mají v konečné fázi velikost objemového prvku 3 mm. Velikost 5mm pro objemové prvky stolu se ukázalo jako vhodným z hlediska rychlosti simulace a požadované přesnosti.

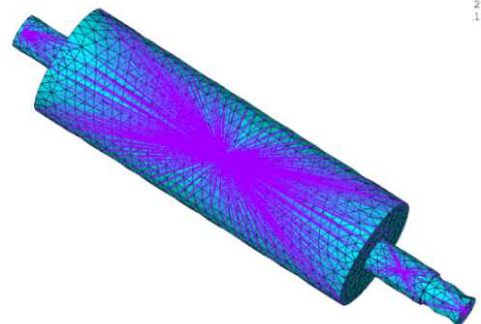
Kuličkovému šroubu byly definovány 3 body rozhraní, přičemž první bod slouží k uchycení spojky na válcovou plochu. Druhý bod rozhraní je definován pomocí válcové plochy určené k vytvoření kinematické vazby s axiálním ložiskem. Obdobně je na druhém konci definován 3 bod, taktéž pro zavázání hřídele k radiálnímu ložisku.

Body rozhraní pro účely poddajného rotoru PMSM byly definovány pro 4 válcové plochy. První a třetí bod rozhraní je zde určen pro definování vazeb simulující ložiska uvnitř pohonu. Druhý bod rozhraní je určen pro definování elektromagnetického momentu působícího v PMSM a poslední čtvrtý bod slouží pro přichycení plochy ke spojce.

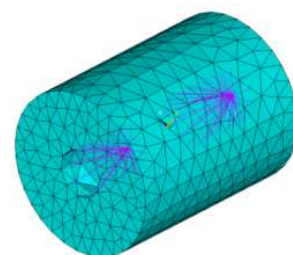
Spojka pro přenos pohybu z rotoru na kuličkový šroub vlastní dva body vytvořených z vnitřních válcových ploch, přičemž první slouží k definici vazby mezi spojkou a rotorem a druhý bod je obdobně určen pro přichycení tělesa kuličkového šroubu.



Obr. 9 Poddajný kuličkový šroub

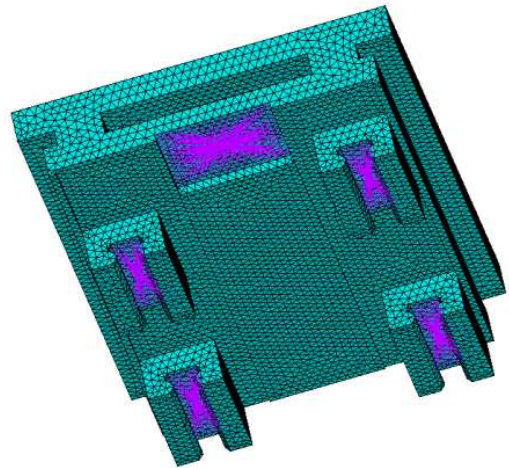


Obr. 10 Poddajný rotor



Obr. 11 Poddajná spojka

V neposlední řadě je zde uveden výčet bodů rozhraní pro účely vázaného tělesa stolu jako poddajného. První bod je vytvořen na základě plochy určené k přichycení matice kuličkového šroubu. Zbylé 4 body rozhraní jsou pomocí vnitřních ploch vozíku lineárního vedení určené takéž pro přiřazení potřebných kinematických vazeb.



Obr. 12 Poddajný stůl

5.3 Ověření numerického řešení

Ověření numerického řešení výpočtu vlastních frekvencí těles bude provedeno pomocí experimentu pro určení vlastních frekvencí reálné části stroje. Toto je vhodné pro zjištění chyby vypočtené frekvence soustavy od její reálné hodnoty. Touto chybou lze určit, v jakém intervalu bude nahlíženo na přesnost numericky vypočtených frekvencí jednotlivých těles.

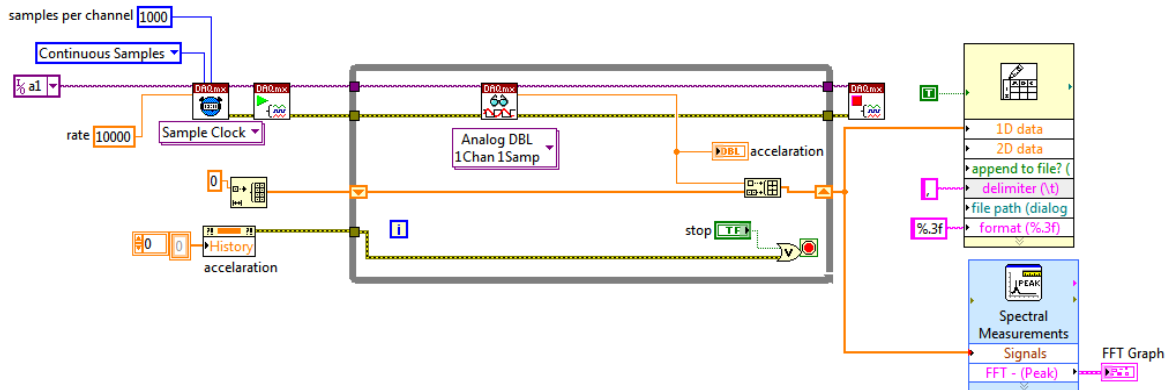
Je komplikované demontovat reálnou sestavu a tělesa potřebné pro ověření měřit samostatně. Proto bude pro měření zvolen obdobný kuličkový šroub s maticí, který se liší od použitého šroubu obsaženého v předmětné lineární ose pouze délkou a stoupáním závitu.

Pro účely měření bude sestaven program, který bude zaznamenávat signál akcelerometru jako zobecněnou souřadnici pomocí měřicí karty. Dále proběhne samotné měření na zvoleném objektu.

Bude vytvořen geometrický model sestavy kuličkového šroubu a následně bude provedena jeho numerická modální analýza na bázi MKP. Na závěr kapitoly proběhne porovnání výsledků vlastních frekvencí této sestavy.

5.3.1 Program pro měření

Jednoduchý program pro sběr dat byl sestaven v prostředí NI LabView, jehož hlavní funkcí je zaznamenávání dat v čase o dané vzorkovací frekvenci. Pro účely ověření měření je vložen v programu graf se vstupem zpracovaných dat Furrierovou transformací.



Obr. 13 Blokový program pro ukládání a zobrazení zpracovaných dat z měření

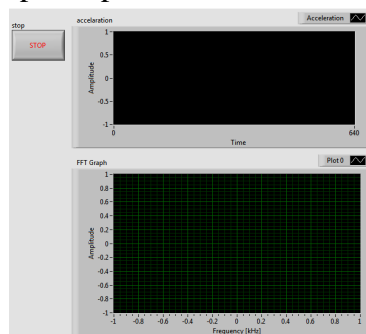
Celkové měření bylo sestaveno s využitím měřicí karty (NI9234 [29]) určené pro obdobné aplikace. Na analogovém vstupu karty byl připojen akcelerometr sloužící pro snímání odezvy zrychlení.

V první řadě bylo potřeba v projektu programu po nastavení kanálu pro měření akcelerometrem zadat několik parametrů:

Parametr	Hodnota parametru
Rozsah vstupního signálu	± 5 [g]
Citlivost	10,65 [mV/g]
Vzorkovací frekvence	10 [kHz]

Tab. 3 Parametry nastavení akcelerometru

Po tomto kroku bylo potřeba ověřit, jestli program vyhodnocuje vlastní frekvence správně. K tomuto účelu byl použit externí disk (HPpda1000a), který by měl pracovat se stálými otáčkami (5400 min^{-1}), takže jeho budící frekvence (90 Hz) působící na obal disku poslouží jako testovací předmět pro experiment.



Obr. 14 Front panel programu

5.3.2 Měření objektu

Samotný proces měření byl proveden zavěšením sestavy kuličkového šroubu s maticí na obou koncích provazem. Buzení pro získání vlastních frekvencí proběhlo úderem kladívka v axiální ose šroubu a následná odezva zrychlení byla snímána na druhém konci akcelerometrem.

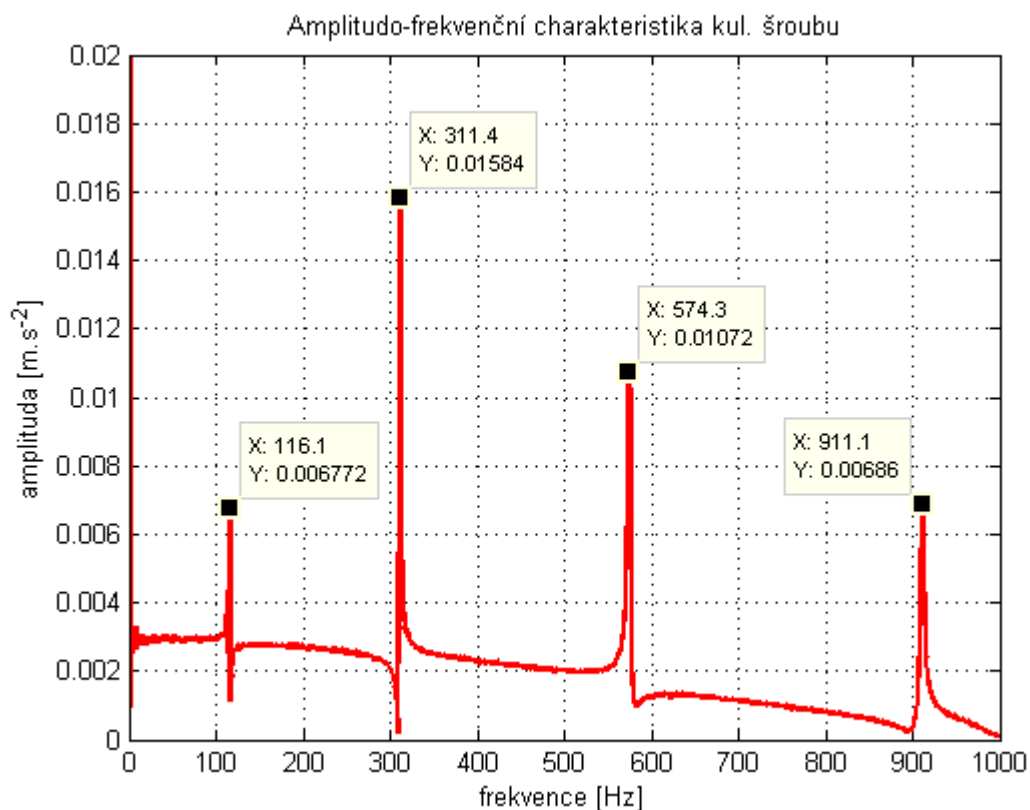


Obr. 15 Zavěšení sestavy kuličkového šroubu



Obr. 16 Detail připevněného akcelerometru

Měření odezvy zrychlení sestavy proběhlo více než 3 krát (7x v tomto případě) z hlediska statistické chyby měření, přičemž nebyla měřena síla buzení způsobená úderem kladívka, jelikož předmětem měření jsou pouze vlastní frekvence pro ověření numerického řešení.



Obr. 17 Výsledek FFT analýzy z jednoho vzorku měření

Zpracování signálu proběhlo v prostředí Matlab s použitím implementovaného algoritmu diskretní Furrierovy transformace (Fast Furrier Transformation) pomocí příkazu FFT se zadáním vektoru naměřených vzorků a frekvence původního zapisování. [13]

Výsledky vlastních čísel pro jednotlivá měření byly odečteny z grafů a zaznamenány do tabulky *Tab. 4*. Tyto výsledky budou zpracovány dále.

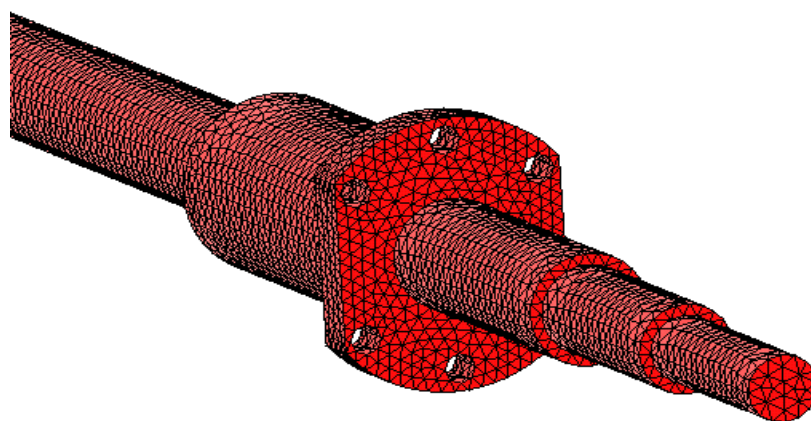
Č.λ	num.	m.1	m.2	m.3	m.4	m.5	m.6	m.7	Legenda:
	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	
1	107,61	113,00	116,10	113,20	116,10	113,20	116,10	112,70	m.i - měření $i=1...7$
2	304,01	310,90	311,40	307,20	308,60	310,80	309,00	308,90	num. - numerické řešení
3	593,30	573,50	574,30	573,80	573,50	572,30	572,60	573,50	λ - č. vlastního tvaru
4	967,42	911,30	911,10	909,60	910,40	909,30	909,40	909,00	

Tab. 4 Výsledky frekvencí z numerického řešení a z měření po zpracování FFT

5.3.3 Numerické řešení

Na základě změřené sestavy šroubu bude vytvořen geometrický model se zanedbanými nepodstatnými prvky (závit šroubu, kuličky v matici, atd.) z hlediska vyšetřování vlastních frekvencí. Síť modelu s konečným počtem prvků (Solid185) bude vytvořena pro předmětnou sestavu. Bude definována materiálem oceli s jednotnou a pravidelnou sítí prvků, které mají maximální velikost 3mm. Z hlediska účelu pro modální analýzu by taková to struktura měla odpovídat požadavkům přesnosti.

Numerické řešení modální analýzy nesymetrickou metodou Block-Lanczos bylo provedeno pro první 4 vlastní tvary (*Tab. 4*).



Obr. 18 Detail konečně-prvkového modelu sestavy kuličkového šroubu

5.3.4 Zhodnocení měření

Vlastní frekvence měřené sestavy, které byly po zpracování odečteny z jednotlivých amplitudo-frekvenčních grafů, je vhodné porovnat s numerickým řešením na bázi MKP.

Přesnost jednotlivých měření je potřeba dále posoudit pro náhodnou-systematickou statistickou chybu měření. Zpracování výsledků měření proběhne na základě následujících vzorců:

- rozptyl pro n -měření

$$s(f)^2 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (f_i - \bar{f})^2, \text{ kde } f_i \text{ je hodnota vlastní frekvence z } i\text{-tého měření} \quad (5.1)$$

- směrodatná odchylka

$$s(f) = \sqrt{s(f)^2} \quad (5.2)$$

- počet stupňů volnosti

$$k = n - 1 \quad (5.3)$$

- Kvantil studentova rozdělení pro požadovaný °volnosti

$$t_{0,99} = 3,143 \quad (5.4)$$

- Nejistota měření

$$\Delta f = t_{0,99} \cdot s(f) \quad (5.5)$$

Zprůměrováním hodnot měření a porovnáním s hodnotami numerického modelu se měření odchyluje od modelu s chybou $ch.f$ přibližně o 6% v nejvíce rozdílných výsledných vlastních frekvencích.

Chyba měření pro takto malý soubor je největší v první vlastní frekvenci, kdy její hodnotu lze určit v intervalu $f_1 \in \langle 109,15; 119,53 \rangle$.

Číslo módu	\bar{f} [Hz]	ch. f [%]	$s^2(f)$ [Hz ²]	$s(f)$ [Hz]	$\bar{f} \pm \Delta f$ [Hz]
1	114,34	6,26	2,73	1,65	114,34 ± 5,19
2	309,16	1,69	1,70	1,30	309,16 ± 4,09
3	573,36	3,36	0,47	0,69	573,36 ± 2,16
4	910,01	5,93	0,84	0,92	910,01 ± 2,89

Tab. 5 Zpracování výsledků měření

6 Model vázané mechanické soustavy lineární osy

Kapitola je členěna na dva základní celky, které jsou nutné pro sestavení komplexního modelu posuvové osy.

V první části je matematicky popsán a sestaven model synchronního motoru s permanentními magnety pro dva případy možného simulačního modelování.

V navazující části je sestaven model posuvové osy jako vázaná soustava tvořena kombinací pružných a tuhých těles.

6.1 Matematický model PMSM

V této části bude uveden matematický popis PMSM pro modelování v rotorových souřadnicích umožňující jednoduchý přístup návrhu řízení.

Tabulka potřebných technických parametrů servomotoru AM3033-0E00 pro provozní jmenovité napětí $U_n = 400$ V

Název parametru	Hodnota	Přípustná hodnota
Jmenovitý/špičkový moment	$M_n = 2,79$ [N.m]	$M_{max} = 11,76$ [N.m]
Jmenovitý/špičkový proud	$I_n = 2,34$ [A]	$I_{max} = 12,9$ [A]
Jmenovité otáčky	$N_n = 4500$ [min ⁻¹]	-
Počet pól párů	$P_p = 8$ [-]	-
Odpor vinutí statoru	$R_s = 9.01$ [Ω]	-
Indukčnost vinutí statoru	$L_s = 18,5$ [mH]	-
Momentová konstanta	$K_t = 1,19$ [N.m.A ⁻¹]	-

Tab. 6 Výčet parametrů potřebných pro model PMSM [20]

6.1.1 Základní rovnice PMSM

Práce není koncipována pro téma PMSM, proto budou popsány pouze rovnice potřebné pro sestavení matematického modelu, více lze nalézt v [17], [18].

Základní matematický model je obecně popsán ve vektorovém tvaru pro třífázové harmonické napětí se symetrickými vinutími, spřaženém magnetickém toku Ψ_m natočeného o úhel Θ_R a rozptylovou indukčností statorového vinutí L_s .

$$\mathbf{u}_d = R_s \cdot \mathbf{i}_s + \frac{d\Psi_s}{dt} \quad (6.1)$$

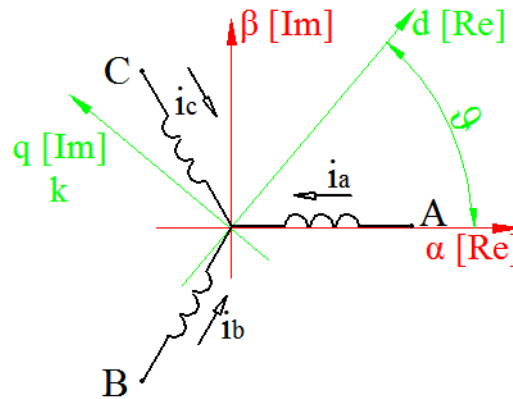
$$\Psi_s = L_s \cdot \mathbf{i}_s + \Psi_m e^{j\Theta_R} \quad (6.2)$$

Tento zápis lze sice jednoduše použít pro další kroky sestavení modelu, avšak práce s tímto modelem by byla poněkud komplikovanější. Proto, bude zvolen klasický přístup simulování PMSM. Nejdříve je nutné popsat transformace, které umožní převést výše uvedené matematické vyjádření PMSM do požadovaného tvaru.

6.1.2 Transformace souřadného systému

Pro jednodušší zápis, který pak usnadní nejen sestavení matematického modelu, ale i návrh řízení vlastního, je vhodné převést třífázový statorový systém do rotujícího souřadného systému vztaženého k rotoru PMSM.

Vzájemné transformace do požadovaného s. s. (souřadný systém) probíhá ve dvou krocích, tj. pomocí transformace 2/3 (3/2) a následně Parkovou (Parkovou inverzní) transformací.



Obr. 19 Princip transformace trojfázového souřadného systému

6.1.2.1 Transformace 2/3

První transformace 2/3 slouží k převedení trojfázový s. s. [a, b, c], taktéž do statorových souřadnic, avšak do kolmého s. s. [α , β].

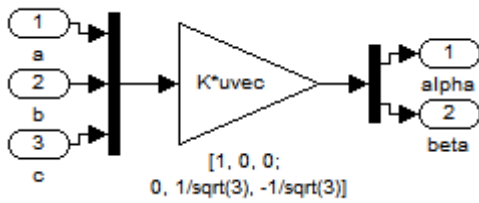
Platnost níže uvedených rovnic v maticovém tvaru, je pouze za předpokladu totožného odporu vinutí R_s a indukčnosti L_s pro každou fázi a za podmínky uvažování symetrického zdroje napětí.

$$\begin{bmatrix} x_\alpha \\ x_\beta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1/\sqrt{3} & -1/\sqrt{3} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_a \\ x_b \\ x_c \end{bmatrix}, \text{ kde } x_o = f(u(t), i(t)), o = a, b, c, \alpha, \beta, d, q \quad (6.3)$$

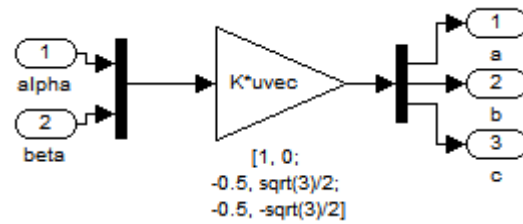
Celkový matematický model musí pracovat se zpětně převedenými hodnotami v s. s. [a, b, c], proto je definována také inverzní transformace 3/2

$$\begin{bmatrix} x_a \\ x_b \\ x_c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ -1/2 & \sqrt{3}/2 \\ -1/2 & -\sqrt{3}/2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_\alpha \\ x_\beta \end{bmatrix}. \quad (6.4)$$

Analogicky je model jednotlivých transformací realizován v Simulink (viz. Obr. 20, 21)



Obr. 20 Transformace 2/3



Obr. 21 Transformace 3/2

6.1.2.2 Parkova transformace

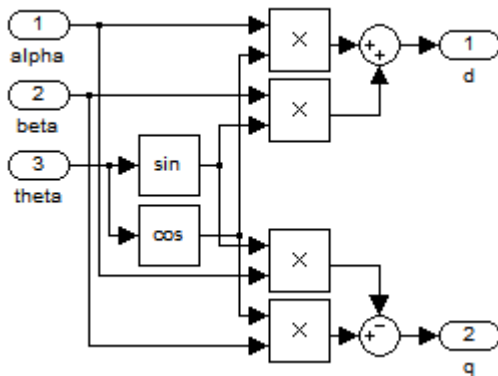
Dalším krokem celkové transformace je převedení předešlého statorového pravoúhlého systému do rotačního [d, q] s. s. rotujícího rychlostí magnetického pole

$$\begin{bmatrix} x_\alpha \\ x_\beta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(\vartheta_k) & -\sin(\vartheta_k) \\ \sin(\vartheta_k) & \cos(\vartheta_k) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_d \\ x_q \end{bmatrix}, \text{ kde } \vartheta_k \text{ je úhel natočení rotoru k souřadnici q} \quad (6.5)$$

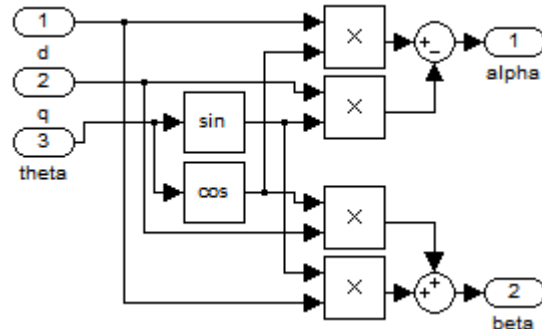
a inverzní transformace je následující

$$\begin{bmatrix} x_d \\ x_q \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(\vartheta_k) & \sin(\vartheta_k) \\ -\sin(\vartheta_k) & \cos(\vartheta_k) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_\alpha \\ x_\beta \end{bmatrix}. \quad (6.6)$$

Matematický vyjádření Parkovy transformací sestavené v pro účely simulace.



Obr. 22 Parkova transformace



Obr. 23 Inverzní Parkova transformace

6.1.3 Rovnice PMSM pro d, q souřadnice

Po úpravách lze vyjádřit napěťové rovnice pro rotorové [d, q] souřadnice, za stejných výše uvedených předpokladů a dále za předpokladu konstantní funkce spřaženého magnetického toku ($d/dt(\psi_m) = 0$)

$$\begin{aligned} u_d &= R_s \cdot i_d + L_s \frac{di_d}{dt} - \omega_s \cdot L_s \cdot i_q \\ u_q &= R_s \cdot i_q + L_s \frac{di_q}{dt} + \omega_s \cdot L_s \cdot i_d + \omega_s \cdot \psi_m \end{aligned}, \quad (6.7)$$

kde se magnetické statorové pole otáčí úhlovou rychlostí danou součinem počtu pól-párů motoru a úhlové rychlosti rotoru

$$\omega_s = P_p \cdot \omega_r \quad (6.8)$$

Konstantní spřažený magnetický tok je dán vztahem

$$\psi_m = K_t \cdot \frac{2}{3 \cdot \sqrt{2}} \cdot P_p, \quad (6.9)$$

kde K_t je momentová konstanta motoru přepočtena pro jmenovité hodnoty uváděné pro pracovní oblast napájecího napětí (viz. Tab. 6)

$$K_t = \frac{M_n}{I_n} \quad (6.10)$$

Moment, který působí v elektromagnetickém poli je dán vztahem

$$M_{el} = \frac{3}{2} \cdot P_p \cdot \psi_m \cdot |i_s| \cdot \sin(\delta), \quad (6.11)$$

kde i_s je vektor statorového proudu, který je natočen vůči vektoru magnetického toku ψ_m o úhel δ . Pro případy regulace je $\delta = 90^\circ$ (proud $i_d = 0$), následně lze psát

$$M_{el} = \frac{3}{2} \cdot P_p \cdot \psi_m \cdot i_q = \frac{K_t}{\sqrt{2}} \cdot i_q \quad (6.12)$$

Z rovnováhy momentů pomocí pohybové rovnice vyplývá vztah

$$M_{el} = J \cdot \frac{d\omega_r}{dt} + M_z \quad (6.13)$$

Nyní lze vyjádřit stavové rovnice potřebné pro matematický model PMSM. Elektrická část modelu je vyjádřena pouze upravením ric. (6. 7) na tvar

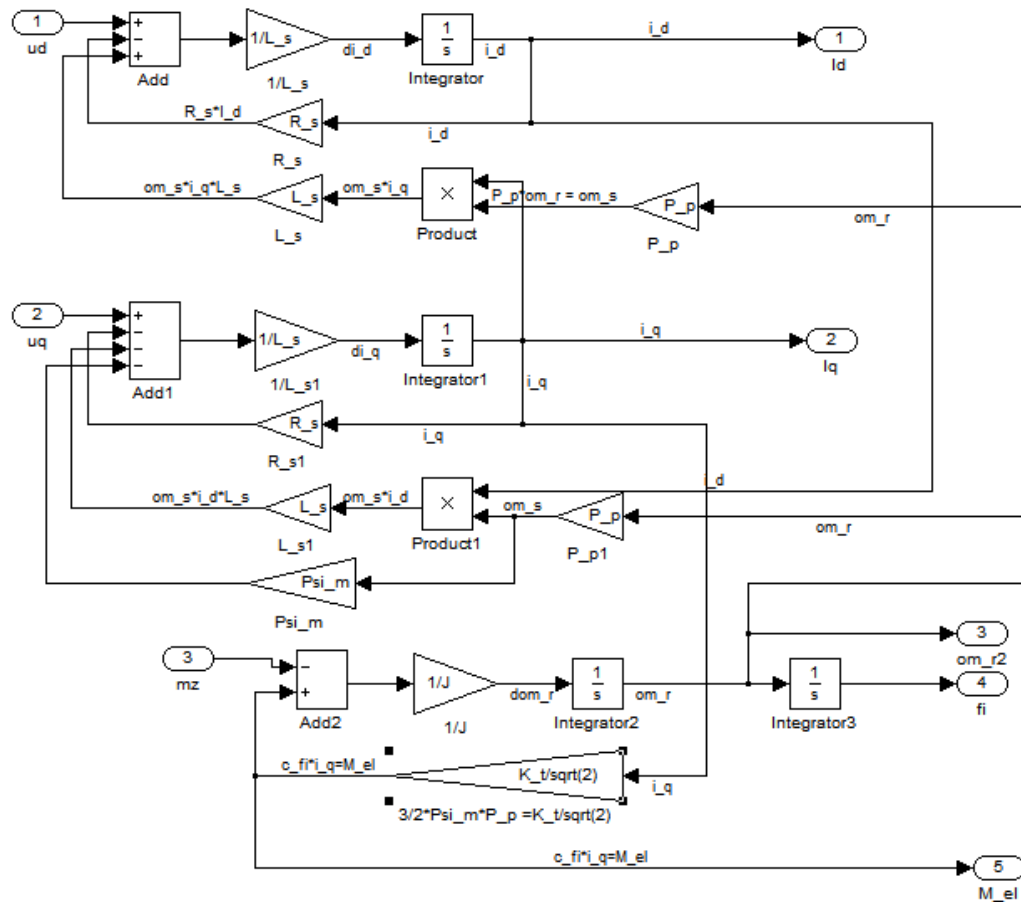
$$\begin{aligned} \frac{di_d}{dt} &= \frac{u_d - R_s \cdot i_d + \omega_r \cdot P_p \cdot L_s \cdot i_q}{L_s} \\ \frac{di_q}{dt} &= \frac{u_q - R_s \cdot i_q - \omega_r \cdot P_p \cdot L_s \cdot i_d - \omega_r \cdot P_p \cdot \psi_m}{L_s} \end{aligned} \quad (6.14)$$

Mechanická stavová rovnice je vyjádřena dosazením rce. (6. 12) do (6. 13) a upravena na požadovaný tvar

$$\frac{d\omega_r}{dt} = \frac{\frac{K_t}{\sqrt{2}} \cdot i_q - M_z}{J} \quad (6.15)$$

6.1.4 Model PMSM v Matlab-Simulink

Matematický model servomotoru je vyjádřen na základě ric. v rotorových souřadnicích (6. 14), (6. 15), je v tomto případě sestaven pomocí programu Matlab-Simulink. Blokové schéma matematického zápisu modelu je ukázáno v *Obr. 24*.

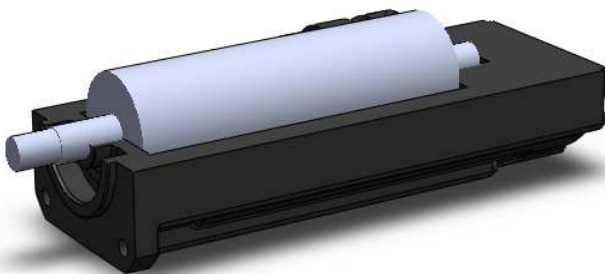


Obr. 24 Matematický model PMSM v Matlab-Simulink

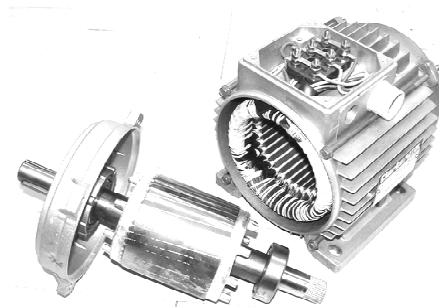
6.1.5 Model PMSM v ADAMS

Synchronní motor lze simulovat pro zjištění jeho dynamických vlastností, taktéž pomocí vyjádření ric. (6. 14), (6. 15), které je možno definovat v prostředí programu Adams.

Jak bylo uvedeno v kapitole 3.3.1, byly stator a rotor motoru geometricky modifikovány (Obr. 25) pro potřeby vázaného systému PMSM.



Obr. 25 Řez zjednodušenou geometrií sestavy PMSM

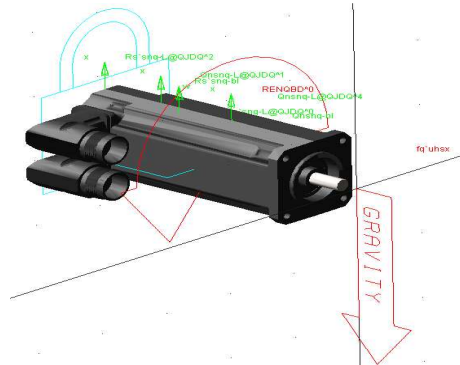


Obr. 26 Předloha modelu PMSM (převzato z [17])

Geometrické modely těles servomotoru v podporovaném formátu (parasolid *.x_t) s definovaným počátkem budou importována do pracovního prostředí programu Adams.

Tělesa je nutné blíže specifikovat pro účely vázané sestavy těles a dále je nezbytné celkovému vázanému modelu přiřadit charakteristické rovnice. Tyto požadavky lze rozdělit na následující kroky:

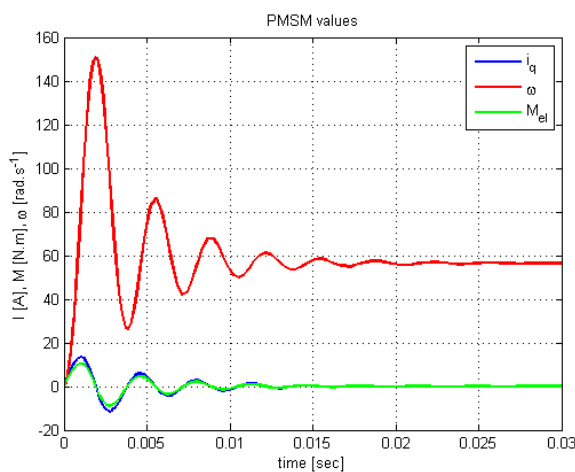
- Přiřazení materiálu jednotlivým tělesům (Rotor ocel, Stator dural)
- Definování kinematických idealizovaných vazeb
 - pevná vazba: těleso Statoru k zemi
 - rotační vazba: tělesa Rotor, Stator
- Zadání diferenciálních rovnic (6. 14) pro „elektrickou“ část modelu (*Build* → *System elements* → *differential equation*)
- Přiřazení elektromagnetického momentu jako funkci i_q do těžiště rotoru (do lokálního souřadného systému), čímž budou definovány mechanické stavy rotoru.



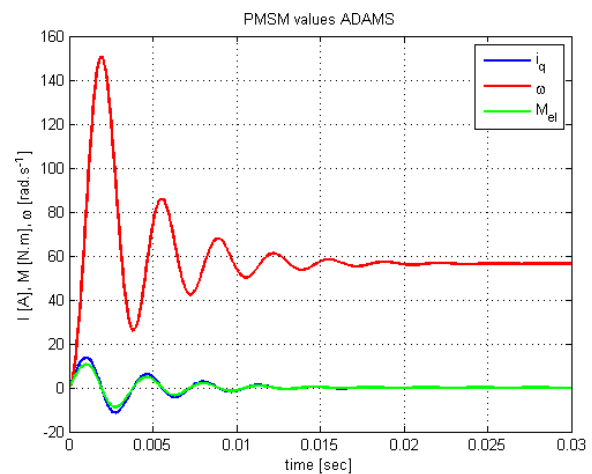
Obr. 27 Náhled modelu PMSM vytvořený v Adams

6.1.6 Porovnání modelů PMSM

Výše popsané modely vytvořené rozdílnými přístupy je potřeba porovnat pro jejich adekvátní vzájemnou náhradu. Vlastnosti PMSM tj. některé výstupní stavy jsou porovnávány pro vstupní napětí $u_{d,q}(t \geq 0) = 400\text{ V}$ s nastaveným krokem simulace $dt = 0,5\text{ ms}$ pro oba simulační programy.



Obr. 28 Hodnoty z matematického modelu



Obr. 29 Hodnoty z MBS modelu (Příloha 1)

Výsledky průběhů ¹ jednotlivých motorů spolu celkem přesně korespondují, takže může být v celkovém simulačním modelu vybrán jako hnací prvek posuvové osy kterýkoliv model PMSM.

6.1.7 Model měniče motoru

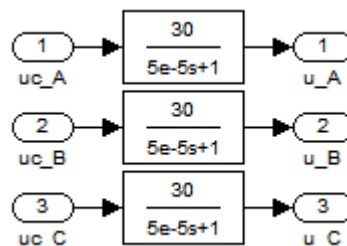
Na závěr podkapitoly budu uveden zjednodušený model elektronického měniče, který je potřebný pro kompletní simulační model.

Bude uvažováno, že elektronický měnič je tvořen z výkonových IGBT prvků (IRG4BC20U [25]) jejichž parametry pro simulaci jsou uvedené v tabulce

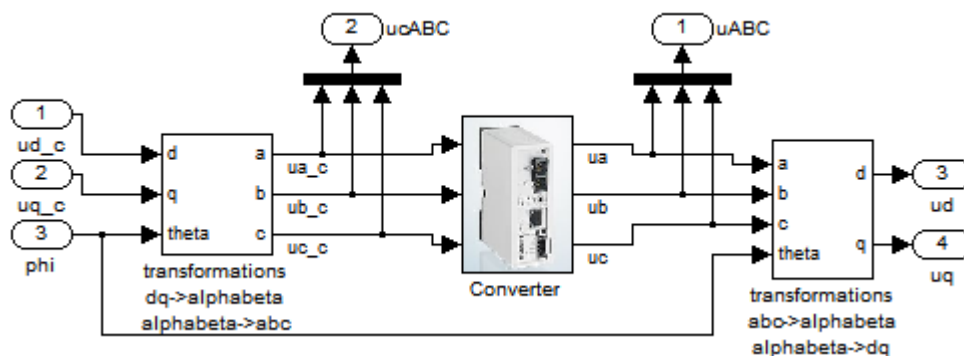
Parametr	Hodnota
Maximální budící napětí	20 V
Maximální spínané napětí	600 V
Maximální spínaný proud	13 A
Maximální spínací frekvence	1 MHz (10 kHz pro simulaci)

Tab. 7 Parametry polovodičových prvků el.měniče

Matematický model bude realizován pomocí přenosové funkce pro každou fázi servomotoru. Přenosová funkce je vyjádřena na základě níže uvedené rovnice (7. 6).



Obr. 30 Přenosové funkce jednotlivé fáze servomotoru



Obr. 31 Blok zapojení měniče s transformacemi souřadných systémů

¹ Výsledky průběhů modelu realizovaným v Adams byly exportovány a zobrazeny pomocí Matlab. Původní výstupní graf viz (Příloha 1)

6.2 Mechatronický model CNC BSA

Původní model servomotoru v programu Adams/View (dále jen AV) poslouží k vytvoření finálního modelu vázané soustavy CNC osy s kuličkovým šroubem.

K rozšíření modelu je třeba importovat zbývající tělesa a těmto tělesům přiřadit kinematické vazby. Na závěr bude z celkového systému vygenerován LTI systém, který poslouží pro celkovou simulaci v Matlab-Simulink.

6.2.1 Import (nahrání) těles

Absolutně tuhá tělesa byla již dříve popsána všemi nutnými parametry. Importování geometrických modelů (resp. parasolid souborů) do pracovního prostředí programu AV je ulehčené díky předem nastavenému (platí taktéž pro poddajná tělesa) globálnímu souřadnému systému (nebude-li uvedeno jinak, je myšlen kartézský s. s.) totožnému pro všechny tělesa. Po přiřazení požadovaného materiálu jednotlivým tělesům je tuhá část modelu připravena.

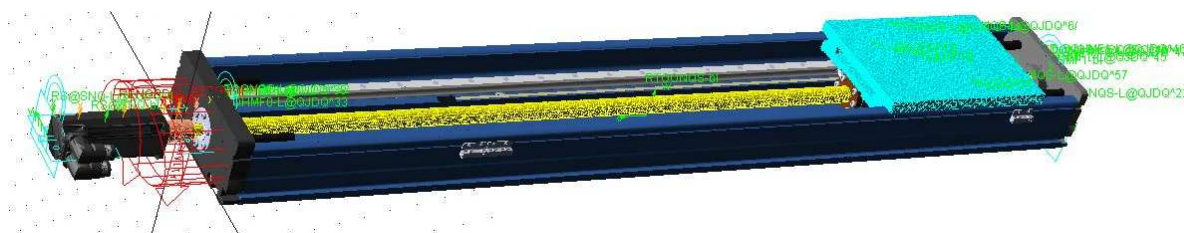
Poddajné tělesa, které byla vygenerována programem Ansys (kapitola 5) do souborů „*.mnf“ (*modal neutral file*) budou taktéž nahrána do pracovního prostředí. Tato tělesa nevyžadují nastavení materiálu, jelikož všechny informace o vlastnostech tělesa jsou určena zmíněným souborem a to včetně vlastních frekvencí daného tělesa.

V prvotní fázi modelování PMSM byl rotor modelován jako tuhý z hlediska optimální simulace. Toto těleso však bylo definováno jako pružné, a proto je prvním krokem pro vytvoření poddajného modelu MBS nahrazení tělesa rotoru tuhého za poddajné. Importem zbylých těles je možno celý geometrický model osy s kuličkovým šroubem považovat za kompletní a lze přistoupit k dalšímu bodu.

6.2.2 Model vázané sestavy těles posuvové osy

Určení vzájemného pohybu jednotlivých dvojic těles je dáno vazbami, které mohou být chápány jako idealizované (tj. základní kinematické vazby), nebo jako pružné (reprezentující silové působení mezi tělesy). Všechny tyto vazby jsou aplikovány do bodu (Marker). Bod určuje lokální souřadný systém tělesa, přičemž u tuhých těles může být dán například těžištěm a u pružných těles byly tyto body určeny v kapitole 5.

Přehled základních kinematických dvojic je uveden v následující tabulce (*Tab. 8*).



Obr. 32 Vázaná mechanická soustava posuvové osy

Těleso 1	Těleso 1	Kinematická vazba
Stator	Zem	Pevná
Stator	Rotor ()	Rotační (2x)
Rotor	Spojka	<i>Pevná</i>
Spojka	Kuličkový šroub	<i>Pevná</i>
Kuličkový šroub	Ložisko axiální	<i>Rotační</i>
Kuličkový šroub	Ložisko radiální	<i>Rotační</i>
Kuličkový šroub	Kuličková matice	Šroubová
Stůl	Kuličková matice	Pevná
Stůl	Lineární vedení	Translační (4x)
Lineární vedení	Ložisko Axiální	Pevná
Lineární vedení	Ložisko radiální	Pevná
Lineární vedení	Zem	Pevná

Tab. 8 Kinematické dvojice vázané mechanické soustavy CNC osy

Pohyblivé kinematické vazby (rotační, translační) mají defaultně nastaveny parametry tření. Tyto parametry jsou koeficient statického tření $\mu_{st} = 0,5$ koeficient dynamického tření $\mu_{dyn} = 0,3$.

V tabulce jsou označeny *kurzívou* základní kinematické vazby pro dvojice těles, které jsou vhodné, aby byly realizovány pružnou vazbou (bushing). Pružná vazba bude uvažována tam, kde je potřeba simulovat chování² silového působení mezi tělesy.

Kuličková ložiska mohou být předmětem simulování pružného spoje, avšak pro účely modelu této aplikace bude uvažováno, že tato vazba bude idealizovaná. Význam definování pružné vazby mezi šroubem a kuličkovými ložisky by byl podstatný při modelování rozměrnějšího stroje.

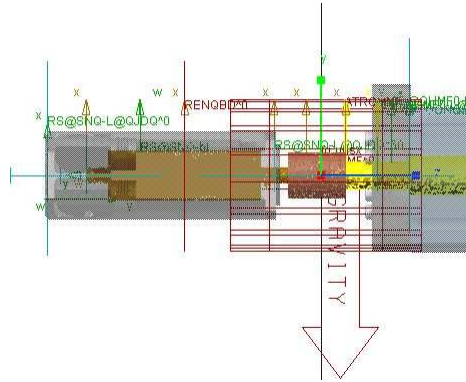
Geometrie spirálové spojky byla zjednodušena tak, aby bylo možné vytvořit její konečně-prvkovou síť. Tímto zjednodušením se změnila mechanické vlastnosti, které jsou více podobné válcovému tělesu nežli pružné spirálové spojce. Požadované vlastnosti pro simulování spojky jsou radiální tuhost a tuhost pružin v krutu.

Tyto parametry poskytované výrobcem [18] budou zadány do pružné vazby, která bude uvažována pro kinematické dvojice rotor-spojka a spojka-kuličkový šroub.

Parametr	Hodnota
Radiální tuhost pružin	$60 \cdot 10^{-3} \text{ [N.m}^{-1}\text{]}$
Tuhost pružin v krutu	$21 \text{ [N.m.rad}^{-1}\text{]}$

Tab. 9 Mechanické parametry spirálové spojky

² Tento fakt lze samozřejmě uvažovat pro všechny tělesa, avšak takovýto model by v tomto případě neplnil účel nejen pro jeho zbytečnou složitost.



Obr. 33 Detail pružných vazeb

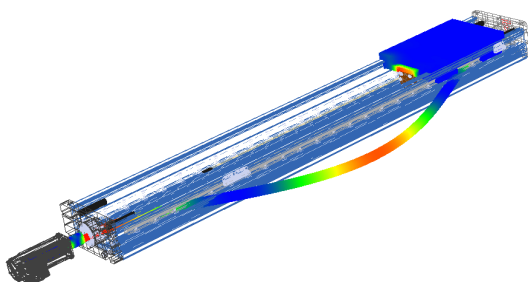
6.2.3 Frekvenční analýza

Sestavený vázaný model je potřebné opět vyhodnotit pro jeho konečné hodnoty vlastních frekvencí. Modální analýza vázané mechanické soustavy v programu Adams lze jednoduše vygenerovat pomocí pluginu Vibration (*Review*→*Display eigen value*).

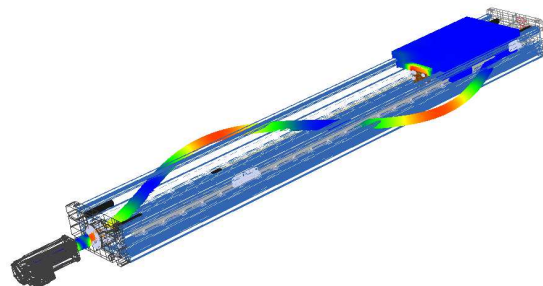
V následující tabulce jsou zobrazeny vlastní frekvence do 1 kHz, jejichž poměrné tlumení ξ je menší než 1 (absolutně tlumený mód).

Číslo módu	Vlastní frekvence f [Hz]	Poměrné tlumení ξ	Reálná složka vlastní čísla λ_{Re}	Imaginární složka vlastní čísla λ_{Im}
4	53,99	0,0175	-0,94	$\pm 53,98$
5	54,35	1,75	-0,95	$\pm 54,33$
6	148,68	0,0925	-13,75	$\pm 148,04$
7	149,61	0,0924	-13,83	$\pm 148,97$
9	291,06	0,1098	-31,96	$\pm 289,29$
10	292,82	0,1098	-32,15	$\pm 291,05$
14	478,46	0,1684	-80,57	$\pm 471,63$
15	481,45	0,1683	-81,01	$\pm 474,58$
19	711,07	0,1731	-123,09	$\pm 700,33$
20	715,5	0,1731	-123,82	$\pm 704,71$
21	769,46	0,1826	-140,54	$\pm 756,52$
25	906,41	0,0717	-65,07	$\pm 904,61$

Tab. 10 Finální frekvenční analýza



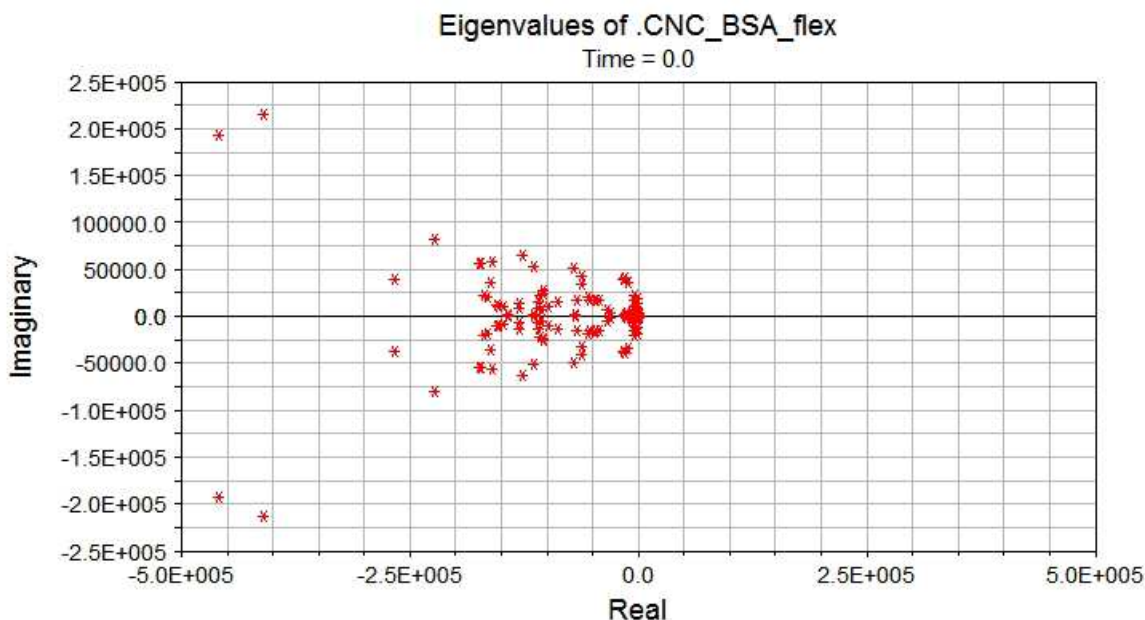
Obr. 34 4. vlastní tvar systému



Obr. 35 6. vlastní tvar systému

Je třeba vyhodnotit vlastnosti celkového mechanického systému z hlediska stability. Stabilita lineárního dynamického systému je určena polohou pólů (vlastních čísel) $\lambda = \lambda_{\text{Re}} + \lambda_{\text{Im}}$ v komplexní rovině, kdy systém je stabilní právě když reálná složka vlastního čísla je menší než nula [3].

$$\lambda_{\text{Re}} \in (-\infty, 0) \quad (6.16)$$



Obr. 36 Rozmístění pólů systému v komplexní rovině

Z výstupního grafu rozložení kořenů charakteristické rovnice dynamického systému, které leží v intervalu stability, a z výsledků modální analýzy lze usoudit, že systém je stabilní. Tento systém se po odeznění budícího signálu nebo poruchy navrátí do rovnovážného stavu.

6.2.4 Lineární dynamický systém posuvové osy

Nyní, když je vytvořen vázaný model systému CNC osy, je potřeba jej „přenést“ do prostředí programu Matlab-Simulink a to vygenerováním matic $(\mathbf{A}, \mathbf{B}, \mathbf{C}, \mathbf{D})$ stavového prostoru reprezentujících tento mechanický systém.

Nejdříve je nutné stanovit vstupy a výstupy systému, které jsou potřebné pro simulační model.

Vstupy LTI systému by mohly být určeny napájecím napětím $u_{d,q}$ servomotoru, pro které byly sestaveny napěťové diferenciální rovnice. Zmíněný přístup je vhodný, avšak tento elektromechanický systém nelze dále upravovat-redukovat, z tohoto důvodu je třeba, aby systém byl pouze mechanický.

Vstupem systému bude tedy zvolen elektromagnetický moment M_{el} , který je získán součinem výstupního proudu i_q matematického modelu PMSM a momentové konstanty K_t . V programu Adams bude vytvořena stavová proměnná M_{el} a původní moment

definovaný momentovou rovnicí v těžišti rotoru bude nahrazen a formulován jako proměnná hodnota příkazem „VARVAL(M_el)“.

Mechanické výstupy soustavy podstatné pro simulaci jsou úhlové veličiny hnané hmoty systému a veličiny přemístění polohovaného stolu. Stavové proměnné pro úhlovou rychlost ω a natočení φ budou sestaveny pro první rotační kinematickou vazbu PMSM, kde jsou pomocí markerů (lokálních souř. sys.) získány žádané hodnoty stavů. Rychlost stolu dx a jeho poloha x taktéž vyžadují sestavení stavových proměnných. Tyto proměnné budou dány obdobně tj. idealizovanou vazbou (resp. jejími marker(y)) pro translaci kinematické dvojice stůl-lineární vedení.

Jakmile jsou vytvořeny stavové proměnné, lze v programu AV postavit lineární dynamický systém pro účely simulace pomocí nástroje „Plant export“, kde je nutné nejdříve zadat název systému, a také jeho vstupní a výstupní signály dané stavovými proměnnými. Dále je zapotřebí zvolit cílový software (Matlab), kde bude systém použit a určit, že má být systém linearizován. Po zvolení řešiče (Adams/Solver) v jazyce C++ lze vygenerovat zdrojový soubor (M-file) pro další práci v softwaru Matlab.

Zadáním příkazu *Adams_sys* v programu Matlab je následně provedeno exportování stavových matic, ze kterých je tvořen LTI systém CNC osy a dále jsou vygenerovány bloky pro účely simulace systému v programu Simulink.

6.2.5 Přepočtení hnané hmoty

Jedním z parametrů matematického modelu servomotoru je moment setrvačnosti J . Jelikož je matematický model servomotoru separován od mechanického modelu CNC osy je nutné tento parametr přepočítat, aby chování servomotoru odpovídalo pohánění celkové soustavy.

Přepočtení momentů setrvačnosti jednotlivých rotujících těles k bodu T (těžiště rotoru) a následně jejich suma je potřebná pro stanovení celkového momentu setrvačnosti $J_{CR,T}$ v místě T , kde je pro účely simulace působíště elektromagnetického momentu.

$$J_{CR,T} = J_{KS,T} + J_{SP,T} + J_{RO,T} \quad (6.17)$$

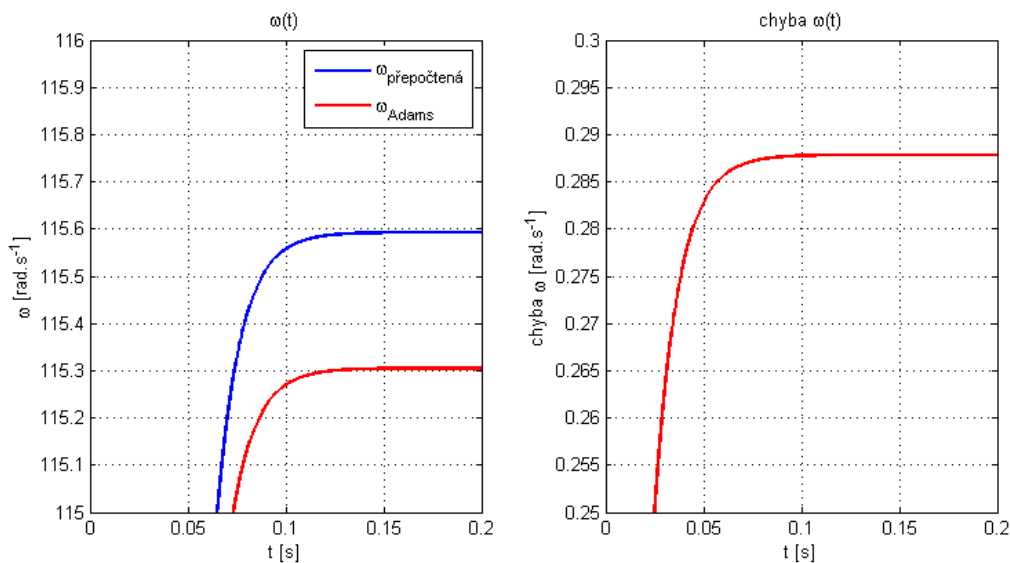
Pro jednoduché zjištění hodnoty momentu setrvačnosti lze použít CAD software (Solid Works), kde jsou geometrické modely těles blíže specifikovány materiálem a celková rotační sestava vlastní globální souřadný systém definovaný v požadovaném bodě.

Dále je nezbytné stanovení celkové hnané hmoty, se kterou bude manipulováno servopohonem, připočíst těleso stolu podle uvedeného vztahu

$$J_{C,T} = J_{CR,T} + \frac{m_s}{p^2}, \quad (6.18)$$

kde p je stoupání závitu kuličkového šroubu a m_s je hmotnost polohovaného stolu.

K rozhodnutí, lze-li použít přepočtené redukované setrvačnosti celkové hnané hmoty, dojde na základě porovnání průběhu úhlové rychlosti z výstupu PMSM, kde je parametr setrvačnosti upraven a z výstupu LTI systému. Tyto průběhy jsou odezvou na konstantní vstupní budící proud $i_q=0,2A$ neřízeného systému.



Obr. 37 Porovnání přepočtené hnané hmoty

Z porovnaných výsledků je viditelná chyba průběhů úhlové rychlosti, která však pro tak nízkou hodnotu může být zanedbána. Nižší hodnota výstupní úhlové rychlosti LTI systému může být zapříčiněna, jak chybou diskretizace sestavené vázané soustavy, tak zanedbáním vlivů tření v jednotlivých kinematických vazbách při použití výše uvedených rovnic.

6.2.6 Redukce mechanického systému

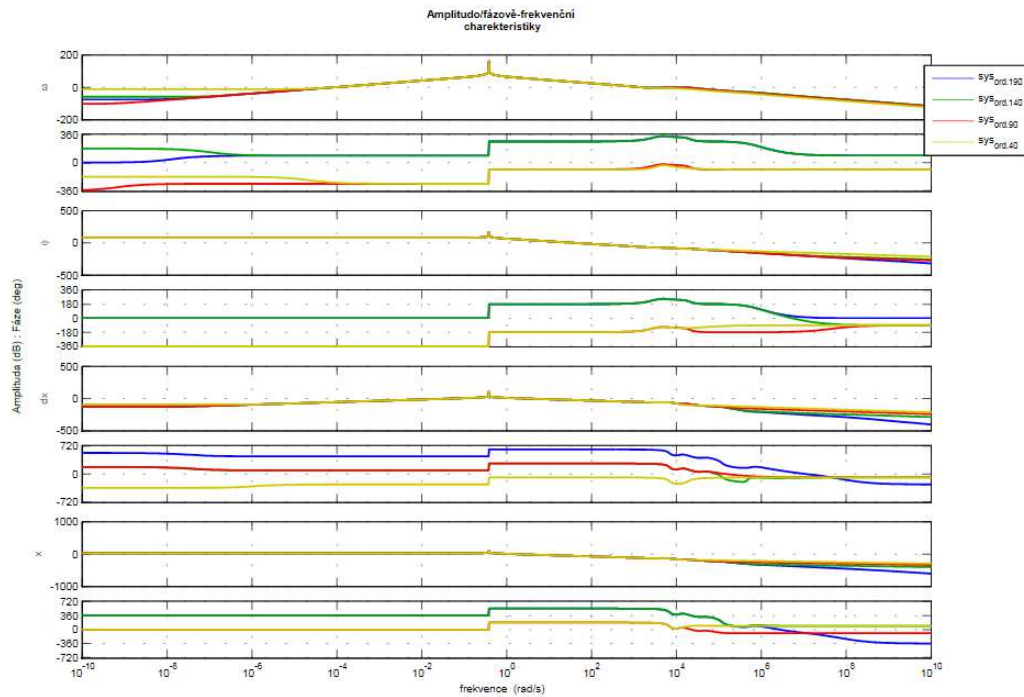
Lineární dynamický model (LTI) mechanické soustavy, který byl vygenerován je velmi vysokého řádu (počet sloupců m a řádků n čtvercové matice \mathbf{A} je $m=n=k=190$) a to v důsledku obsahu pružných prvků ve vázané mechanické soustavě. Simulace tohoto systému je výpočtově náročná a proto je nutné jej redukovat.

Ke snížení řádu lze přistoupit po transformaci lineárního dynamického systému CNC osy do kanonického stavového modelu. Tuto transformaci systému ($sys = BSA_FLEX$) lze v programu Matlab provést příkazem `canon(sys, 'modal')`, kde zvolený doplňující parametr *modal* určuje převedení matice \mathbf{A} systému do modální formy. Zmíněná převedená modální matice systému s komplexně sdruženými vlastními čísly je diagonální matice, která z jednoduchosti popsání bude uvažována pro systém $(\lambda_1, \sigma \pm j\omega, \lambda_2)$ 2. řádu, pak matice \mathbf{A} má následující formu [26]

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} \lambda_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \sigma & \omega & 0 \\ 0 & -\omega & \sigma & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \lambda_2 \end{bmatrix}, \quad (6.19)$$

kde ω je rezonanční frekvence systému a σ je jeho tlumení. Analogický je vyjádřena forma pro použití této transformace na vyšetřovaný dynamický systém CNC osy.

Redukování systému bude provedeno přímou redukcí tj. vybráním vlastních čísel resp. vymezením frekvenčního intervalu, který je z podstaty simulace potřebný. Nejdříve bude zjištěno, do jaké míry může být systém snížen a to z amplitudo/fázové frekvenční charakteristiky (Bodeho diagramů) rozdílně redukovaných systémů. Tyto charakteristiky jednotlivých odlišně redukovaných systémů ($k = 140, 90, 40$) budou porovnány vzhledem k původnímu systému a to ve frekvenčním intervalu $\omega \in (10^{-1}; 10^4) \text{ rad.s}^{-1} \approx f \in (0,15; 1,5 \cdot 10^3) \text{ Hz}$.



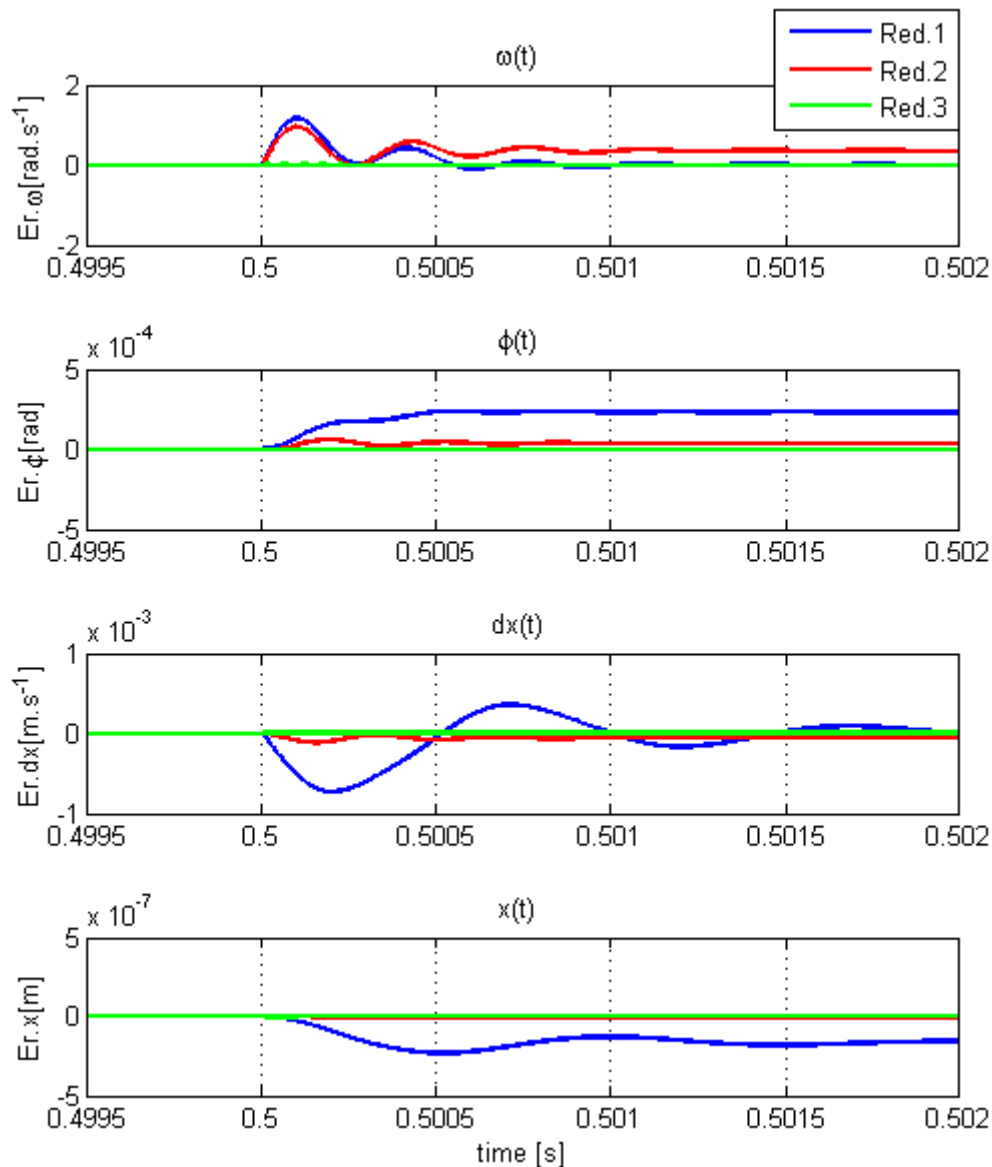
Obr. 38 Analýza redukovaných systémů ve frekvenční oblasti (viz Příloha 2)

Amplitudové frekvenční charakteristiky pro přenosy úhlových (ω, φ) stavů vůči vstupnímu momentu M_{el} jsou pro všechny redukované systémy přibližně totožné, a však se liší ve fázi 3. redukovaného systému.

Přenosy kinematických veličin stolu ($dx/M_{el}, x/M_{el}$) jsou taktéž amplitudo-frekvenční charakteristiky víceméně stejné. Fázové charakteristiky redukovaných systémů se od původního liší, nejvíce podstatné polohové přenosy systémů (x/M_{el}) odpovídají původnímu.

Konečné rozhodnutí, jakým způsobem proběhne přímá redukce, bude provedeno na základě simulace původního a redukovaného dynamického systému při buzení skokovou změnou vstupního momentu. Proběhnu simulace pro redukce řádů $k = 20, 40, 60$.

Graf Obr. 39, který porovnává rozdíly odezev kinematických veličin redukovaných systémů od původního, poslouží k vyvození závěru pro výběr řádu matice \mathbf{A} .



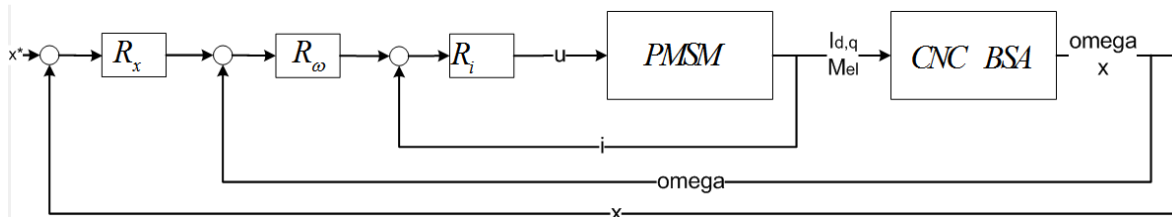
Obr. 39 Odezvy stavů redukovaných systémů na skokovou změnu momentu

Podstatnými faktory pro výběr je stavová veličina polohy stolu a rovněž řád systému, proto bude provedena přímá redukce a to vybráním prvních 10 nejnižších vlastních čísel původního systému, tomu odpovídá 40. řád matice \mathbf{A} . Původní dynamický systém byl tak redukován na 21%.

7 Řízení systému

Vyšetřované jednotlivé modely celkového systému CNC osy mohou sloužit k počátečnímu přibližnému návrhu řízení, které může využít různých přístupů teorie řízení. Navrhnuté řízení je potřeba otestovat simulací a tím lze provést rozhodnutí, je-li zkoumaný přístup vhodný pro řízení reálné soustavy osy.

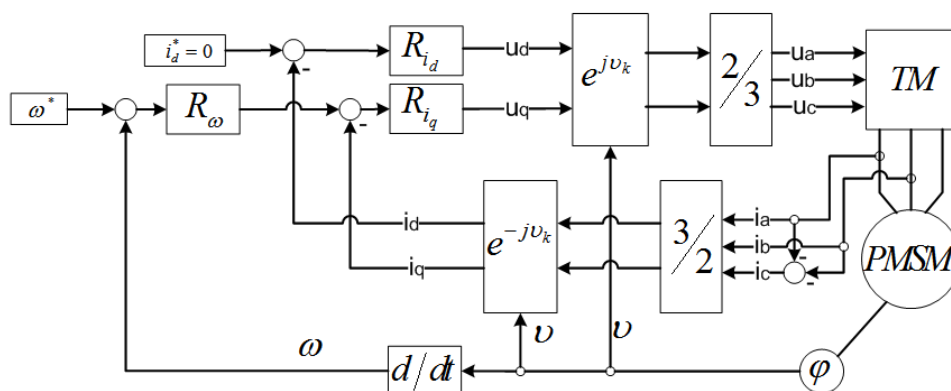
Pro výše uvedené modely bude použito konvenčního přístupu kaskádního řízení (Obr. 40), kdy jednotlivým uzavřeným smyčkám s rozdílnou hierarchií budou navrženy odpovídající PI příp. PID regulátory.



Obr. 40 Kaskádní řízení CNC osy

7.1 Návrh řízení PMSM

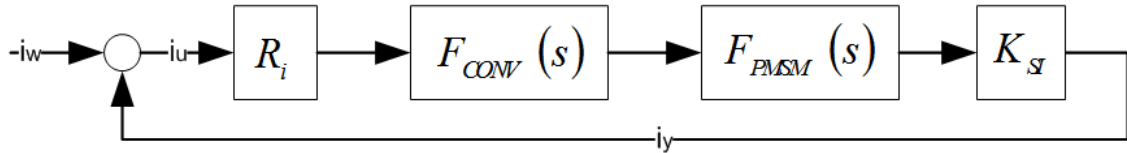
Teorie vektorového řízení synchronního motoru požaduje vytvářet satorové magnetické pole tak, aby bylo kolmé na magnetické pole vytvořené permanentními magnety, které odpovídá poloze rotoru. Poloha rotoru φ ($v=v_k$) pro informaci o budícím toku je přímo získána snímačem úhlového natočení rotoru (resolver) a dále slouží pro přímé využití k potřebám transformace souřadných systémů. S předpokladem, že budící magnetický tok je ve směru osy d , pak kolmý satorový tok je vytvořen v ose q . Z těchto faktů lze navrhnout osové regulátory a to především regulátoru proudu i_q , který má význam momentotvorného proudu. [16]



Obr. 41 Schéma vektorového řízení

7.1.1 Řízení proudové smyčky

Jak už bylo zmíněno, soustava motoru obsahuje několik dalších prvků, které je důležité začlenit do modelu. Tyto prvky (tranzistorový měnič, senzor proudu) včetně elektrického modelu motoru lze vyjádřit přenosovými funkcemi pro účely návrhu proudového regulátoru R_i . [18]



Obr. 42 Blokové schéma proudové smyčky

Regulátory proudů budou navrženy pro obě složky za stejných podmínek, čímž vznikne jednotný regulátor. Základní přenosová funkce motoru určená pro návrh regulátoru, vychází z napěťových rovnic (6. 7) a předpokladů, že proud $i_d = 0$ $\omega_r = 0$.

Napěťová rovnice za výše uvedených podmínek je v tvaru

$$u_q(t) = R_s \cdot i_q(t) + L_s \frac{di_q(t)}{dt}, \quad (7.1)$$

kde po převedení do Laplaceova zápisu a úpravě lze psát

$$u_q(s) = R_s \cdot i_q(s) + s \cdot L_s \cdot i_q(s) = R_s \cdot i_q(s) \cdot \left(1 + s \frac{L_s}{R_s}\right). \quad (7.2)$$

Přenosová funkce motoru je následně dána

$$F_{pmsm}(s) = \frac{i_q(s)}{u_q(s)} = \frac{1}{R_s} = \frac{K_{pmsm}}{\frac{L_s}{R_s} \cdot s + 1}, \quad (7.3)$$

kde τ_{PMSM} je elektromagnetická časová konstanta motoru.

Přenos tranzistorového měniče je dán zesílením obsažených polovodičových prvků

$$K_{conv} = \frac{U_{in}}{U_{co}} = \frac{U_{ce}}{U_{ge}} \quad (7.4)$$

a časovou konstantou danou z předpokládané spínací frekvence ($f_{conv} = 10[kHz]$)

$$\tau_{conv} = \frac{1}{2f}. \quad (7.5)$$

Zmíněný přenos měniče je

$$F_{conv}(s) = \frac{K_{conv}}{1 + s \cdot \tau_{conv}}. \quad (7.6)$$

Posledním prvkem soustavy motoru je senzor proudu. Přenos (zesílení) senzoru proudu lze definovat z poměru vstupního proudu a výstupního napětí

$$K_{si} = \frac{U}{I} \quad (7.7)$$

Celkový přenos systému otevřené proudové smyčky je součinem výše uvedených přenosů

$$\begin{aligned} F_i(s) &= F_{pmsm}(s) \cdot F_{conv}(s) \cdot K_{si} = \frac{K_{pmsm} \cdot K_{conv} \cdot K_{si}}{(1 + s \cdot \tau_{pmsm})(1 + s \cdot \tau_{conv})} = \\ &= \frac{K_{Ci}}{(1 + s \cdot \tau_{PMSM})(1 + s \cdot \tau_{conv})} \end{aligned} \quad (7.8)$$

Přenos regulátoru bude vypočten na základě metody optimálního modulu

$$F_{om}(s) = \frac{1}{2 \cdot s \cdot \tau_{\sigma} \cdot (1 + s \cdot \tau_{\sigma})}, \quad (7.9)$$

kde τ_{σ} představuje nejmenší hodnotu ($\tau_{\sigma} = \tau_{conv}$) časových konstant

Pro regulátor proudu pak platí

$$R_i(s) = \frac{1}{F_{oi}(s)} F_{om}(s) = \frac{1 + s \cdot \tau_{pmsm}}{2 \cdot s \cdot \tau_{conv} \cdot K_{Ci}} \quad (7.10)$$

Otevřená proudová smyčka proudové smyčky systému je

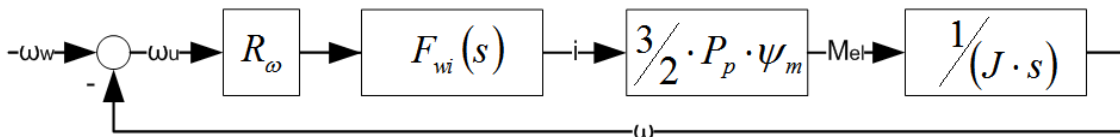
$$F_{oi}(s) = F_i(s) \cdot R_i(s) = \frac{1}{2 \cdot s \cdot \tau_{conv} \cdot K_{Ci} \cdot (1 + s \cdot \tau_{conv})}. \quad (7.11)$$

Celkový systém servopohonu s regulátorem proudu je dán uzavřenou smyčkou, která po úpravě a zanedbání kvadrátu časové konstanty měniče ($\tau_{conv}^2 \doteq 0$) má přenos

$$F_{wi}(s) = \frac{F_{oi}(s)}{1 + F_{oi}(s)} = \frac{1}{2 \cdot s^2 \cdot \tau_{conv}^2 + 2 \cdot s \cdot \tau_{conv} + 1} \doteq \frac{1}{2 \cdot s \cdot \tau_{conv} + 1}. \quad (7.12)$$

7.1.2 Řízení otáčkové smyčky

Stejný princip návrhu je použit taktéž při návrhu pro nadřazenou otáčkovou smyčku motoru resp. celkového systému osy. [18]



Obr. 43 Blokové schéma otáčkové smyčky

Přenos pro elektromechanickou přeměnu

$$\begin{aligned} F_{\omega}(s) &= F_{wi}(s) \cdot \frac{3}{2} \cdot P_p \cdot \psi_m \cdot \frac{1}{J \cdot s} = \frac{1}{2 \cdot \tau_{conv} \cdot s + 1} \cdot \frac{3}{2} \cdot P_p \cdot \psi_m \cdot \frac{1}{J \cdot s} = \\ &= \frac{K_{C\omega}}{(2 \cdot \tau_{conv} \cdot s + 1) \cdot s} \end{aligned} \quad (7.13)$$

Je vhodné zavést substituci časové konstanty pro zjednodušení výpočtu

$$2 \cdot \tau_{conv} = \tau_{\Sigma} \quad (7.14)$$

Regulátor uhlové rychlosti motoru bude vypočten z přenosu symetrického optima

$$F_{so}(s) = \frac{4 \cdot \tau_{\sigma} \cdot s + 1}{8 \cdot \tau_{\sigma}^2 \cdot s^2 (\tau_{\sigma} \cdot s + 1)}, \text{ kde } \tau_{\sigma} = \tau_{\Sigma} \quad (7.15)$$

a jeho tvar po úpravě je

$$R_{\omega}(s) = \frac{4 \cdot \tau_{conv} \cdot s + 1}{8 \cdot \tau_{\Sigma}^2 \cdot s \cdot K_{C\omega}}. \quad (7.16)$$

Přenos otevřené otáčková smyčky systému je vyjádřen

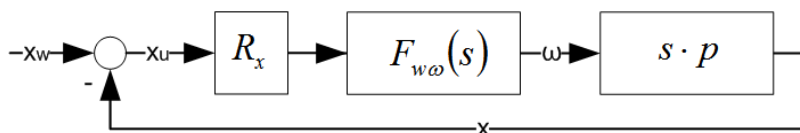
$$F_{o\omega}(s) = R_{\omega}(s) \cdot F_{\omega}(s) = \frac{4 \cdot \tau_{conv} \cdot s + 1}{8 \cdot \tau_{\Sigma}^2 \cdot s^2 \cdot (2 \cdot \tau_{conv} \cdot s + 1)}, \quad (7.17)$$

kdy pro uzavřenou smyčku lze uvažovat zápis přenosu následující

$$F_{w\omega}(s) = \frac{4 \cdot \tau_{conv} \cdot s + 1}{8 \cdot \tau_{\Sigma}^2 \cdot s^2 \cdot (2 \cdot \tau_{conv} \cdot s + 1) + (4 \cdot \tau_{conv} \cdot s + 1)}. \quad (7.18)$$

7.2 Řízení polohové smyčky

Polohová smyčka je poslední v kaskádní struktuře celkového řízení a je nadřizená předchozím smyčkám.



Obr. 44 Blokové schéma otáčkové smyčky

Přenos mezi polohou stolu otáčkami je závislý na stoupání závitu šroubu p

$$F_x(p) = F_{w\omega} \cdot p \cdot s \quad (7.19)$$

Jelikož je obtížné získat i přes zjednodušení a substituce tvar předchozí uzavřené smyčky takový, aby byl vhodný pro vyjádření přenosu mezi úhlovou rychlostí motoru a polohou stolu, který by byl vhodný pro návrh regulátoru pomocí výše uvedených metod, bude použito nástroje poskytující knihovna softwaru Matlab-Simulink.

PID blok pro návrh poskytuje automatického naladění regulátoru, který však pro tento jednoduchý případ nemusel být použit. Regulátor byl naladěn na tyto hodnoty:

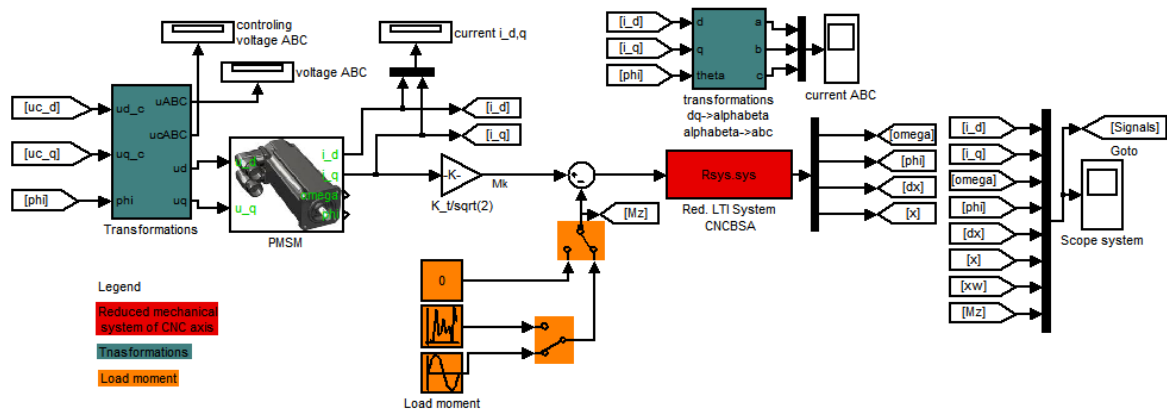
Parametr regulátoru	Hodnota parametru
Proporcionální složka P	2000
Integrační složka I	0,001
Derivační složka D	1
Koeficient filtru F	100

Tab. 11 Parametry polohového PID regulátoru

7.3 Zpětnovazební řízení systému

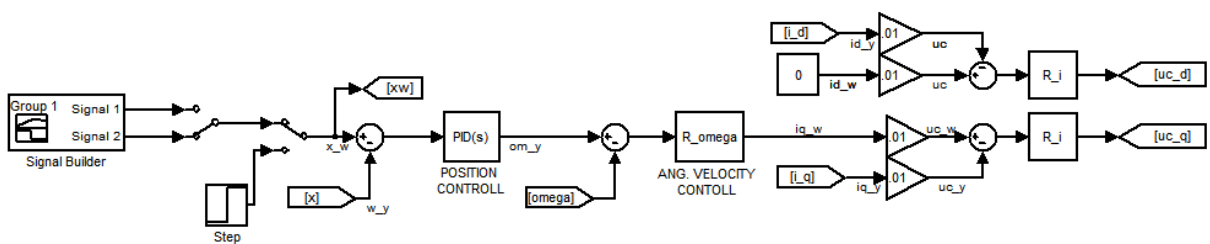
Závěrem kapitoly je uvedeno popsání simulačního modelu CNC osy. Model v Matlab-Simulink je rozdělen na dva základní celky, systémový a řídicí.

První systémová část modelu je složena z několika (sub)systémů, přičemž na *Obr. 45* je červeně označen LTI redukovaného mechanického modelu CNC osy, jehož pohyb je realizován subsystémem matematického modelu PMSM, který ovšem nelze realizovat bez potřebných transformací. V subsystému nalevo od servomotoru je začleněn jak model měniče, tak transformace nutné pro řízení motoru. Pro účely vyhodnocování je zatěžující moment soustavy začleněn do vstupu mechanického systému.



Obr. 45 Model řízené posuvové osy

Kaskádní řízení, které bylo navrženo je v Matlab-Simulink realizováno přenosy vypočtených regulátorů jednotlivých zpětnovazebních smyček a blokem PID regulátoru (resp. PI).



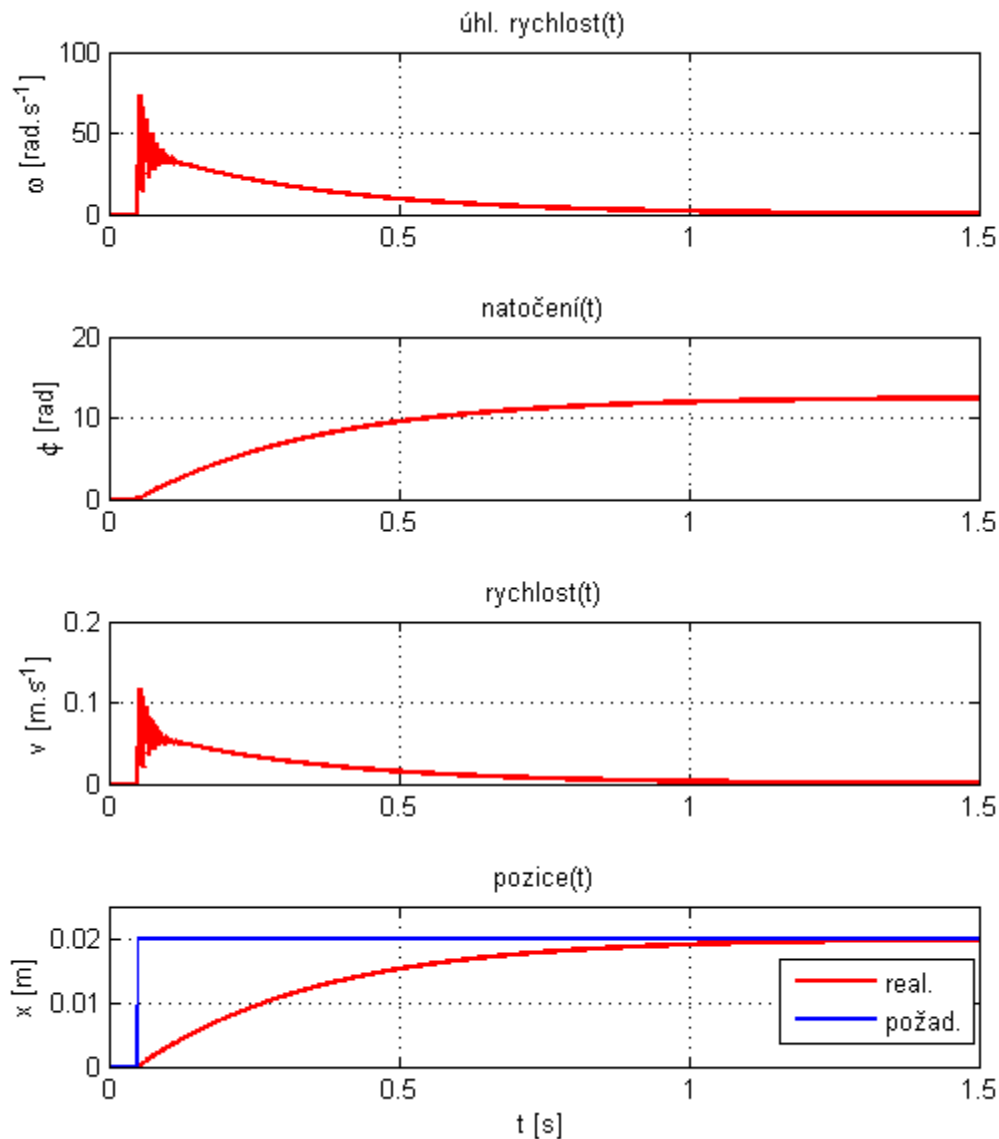
Obr. 46 Kaskádní řízení v Matlab-Simulink

8 Výsledek a diskuze výsledku

Kapitolou bude prezentováno chování navrhnutého řízení pro systém CNC osy. Simulace proběhne pro několik případů odezev kinematických a elektrických veličin na skokovou či proměnu změnu požadované hodnoty. Dále bude zhodnoceno řízení při buzení systému harmonickou silou reprezentující proces obrábění.

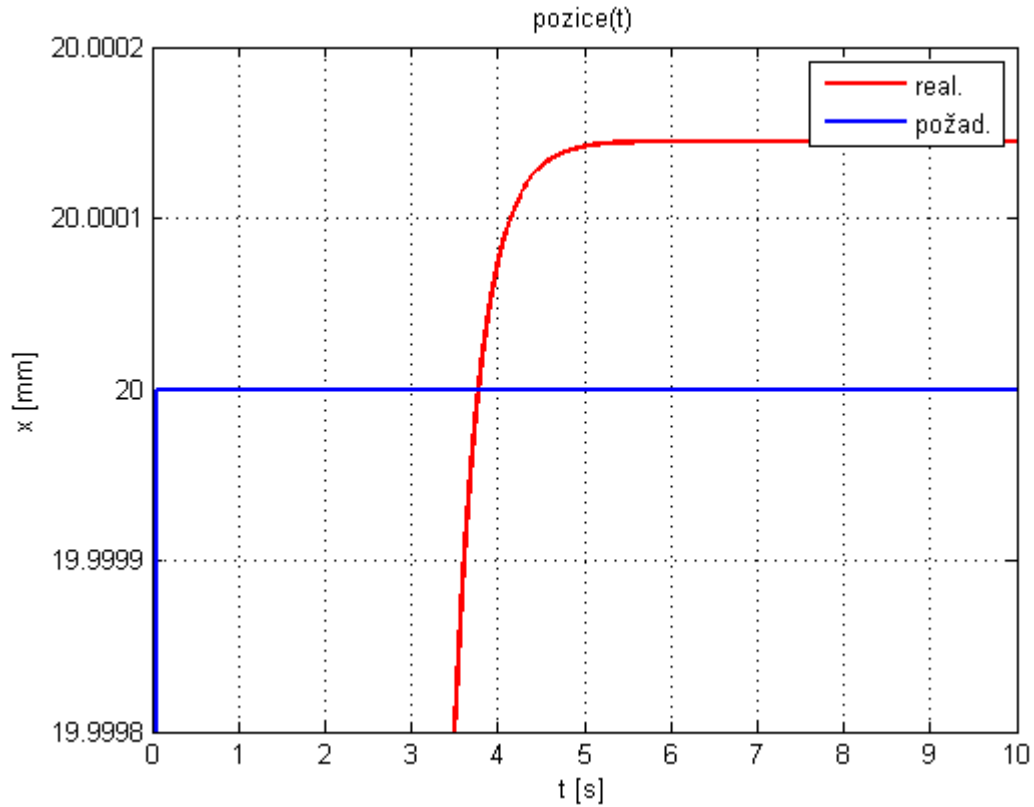
8.1 Odezva polohy stolu na skokovou změnu

Základní vyhodnocovací simulace je provedena pro požadovanou hodnotu polohy stolu x , v tomto případě bude zvolena na hodnotu polohy $x=20\text{mm}$. Průběhy jednotlivých mechanických stavů modelu jsou zobrazeny následujícím grafem při skokové změně v čase $t=0,05\text{s}$.

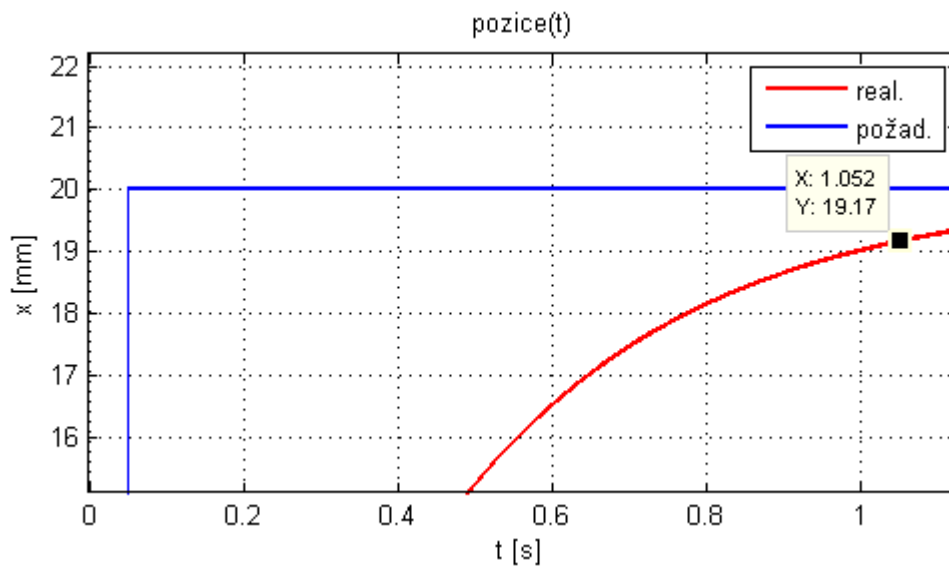


Obr. 47 Průběhy odezev kinematických veličin na jednotkový skok

Pro účely vyhodnocení vhodnosti zvoleného řízení bude zobrazeno podrobnější chování polohování stolu vůči jeho požadované hodnotě a to grafy, ve kterých je zobrazeno ustálení polohy a dalším průběhem je zobrazeno, jaké hodnoty polohy je dosaženo po uplynutí $1s$ od skokové změny požadované hodnoty.

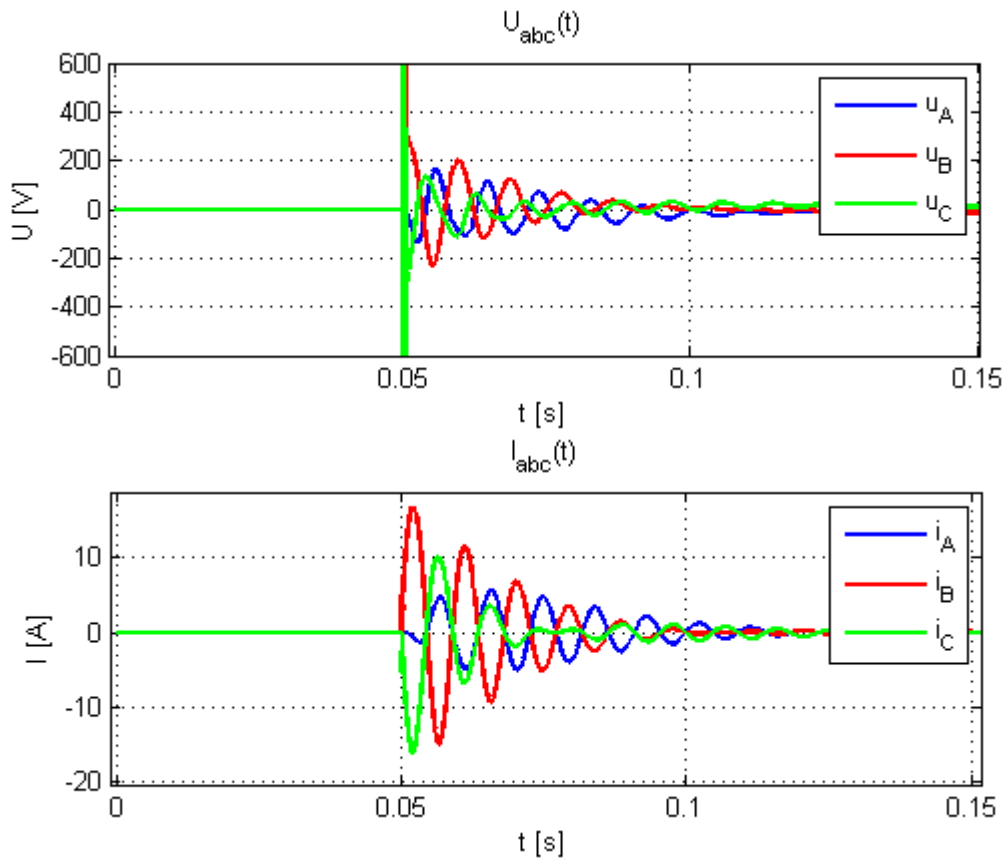


Obr. 48 Ustálení polohy stolu



Obr. 49 Průběh polohy stolu v čase $1s$ po inicializaci změny

Časové průběhy elektrických veličin pro jednotlivé fázové vinutí použitého servomotoru budou taktéž předmětem rozhodnutí vhodnosti navrženého řízení celkového systému. Průběhy jsou zobrazeny pouze v krátkém časovém intervalu zobrazující rozběh PMSM.

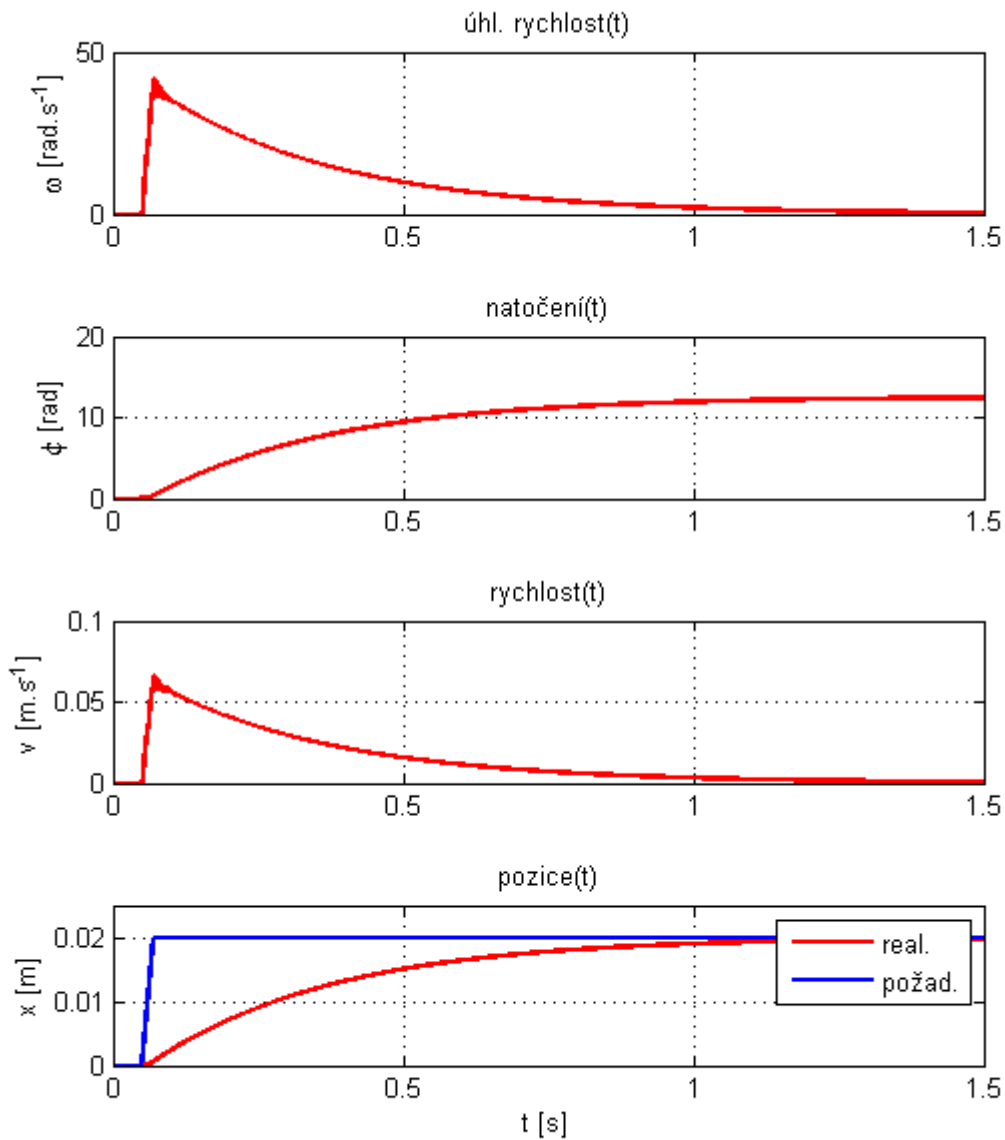


Obr. 50 Elektrické veličiny servomotoru

8.2 Odezva polohy stolu na přibližnou skokovou změnu

Další vyhodnocení navrženého řízení proběhne pro požadovanou hodnotu, kdy bude skoková změna polohy nahrazena jejím přibližným tvarem. Tvar náhradní skokové změny je realizován pomocí rampy se sklonem $89,9^\circ$ (oproti původním 90°), který započne v čase $t_1 = 0,05$ s a konečná požadovaná hodnota polohy stolu $x = 20$ mm bude definováno v konečném čase rampy $t_2 = 0,07$ s.

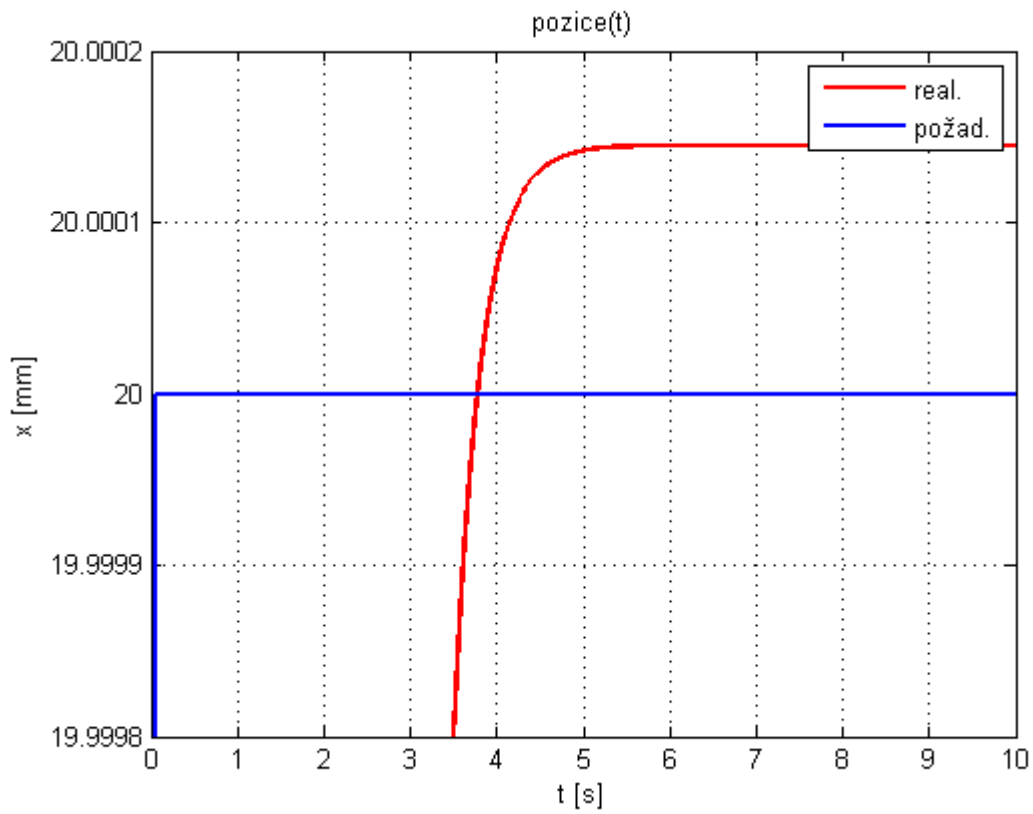
Průběhy mechanických stavových veličin dynamického systému budou zobrazeny stejným způsobem, jako v předešlém případě.



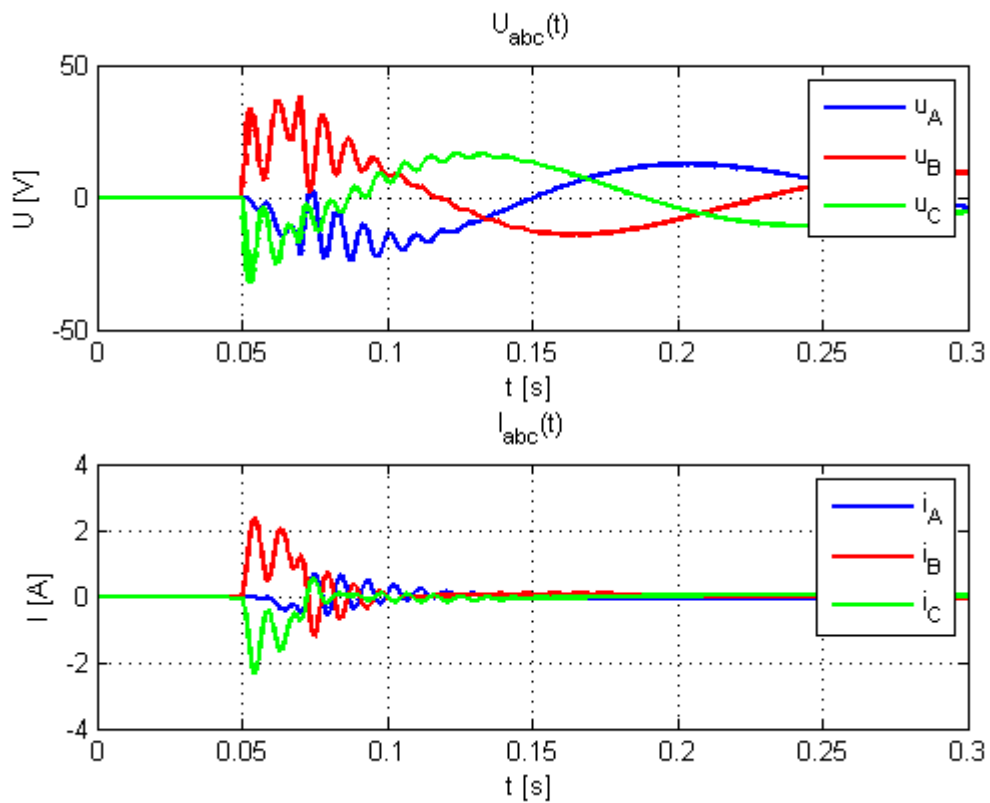
Obr. 51 Průběhy odezev kinematických veličin na přibližný jednotkový skok

Taktéž pro účely vyhodnocení navrhnutého řízení bude detailněji ukázáno (Obr. 52) ustálení polohy stolu pro jeho požadovanou hodnotu.

Průběhy elektrických veličin napájení PMSM při rozběhu motoru budou prezentovány grafy zobrazeny v Obr. 53.



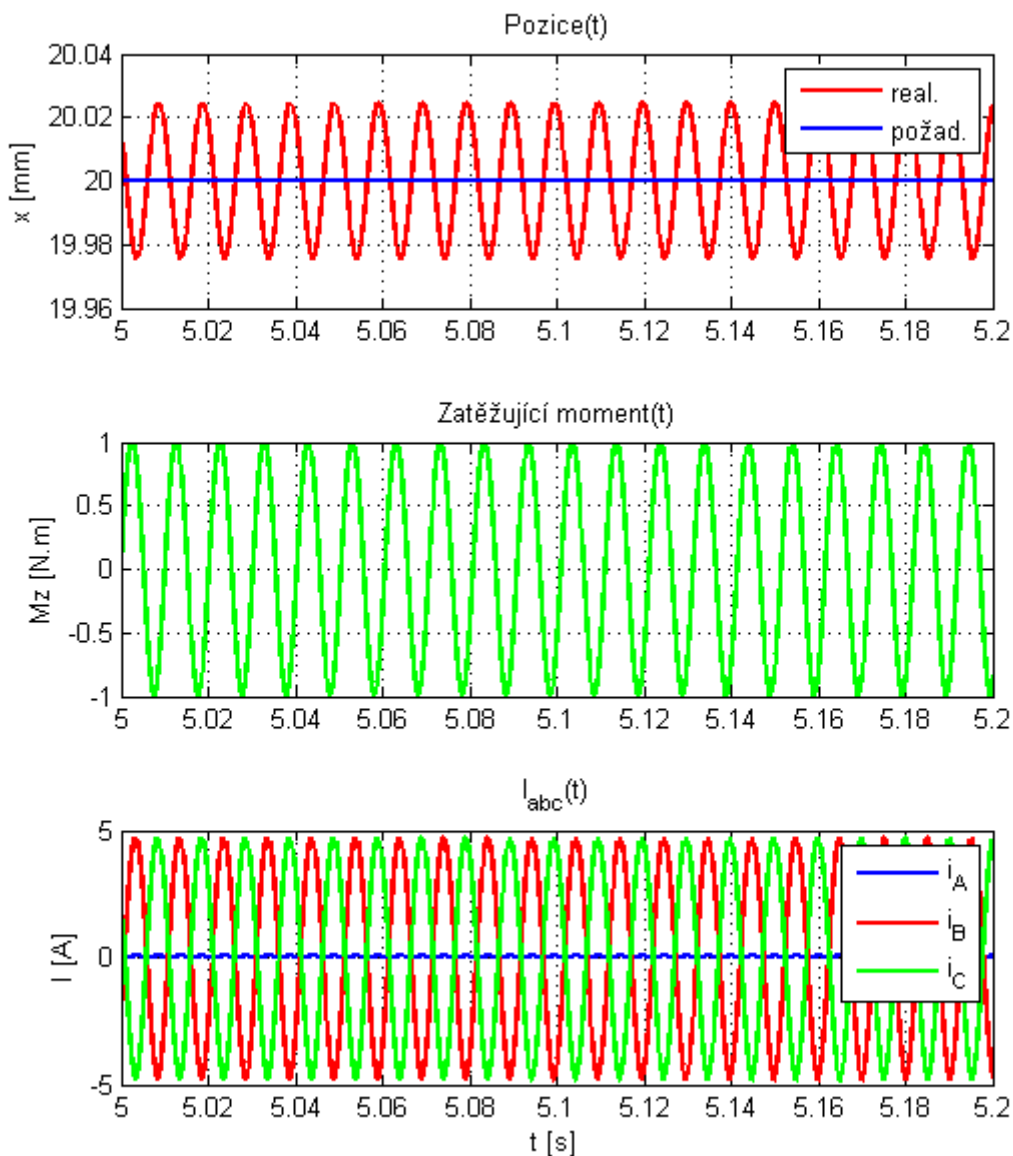
Obr. 52 Ustálení polohy stolu



Obr. 53 Elektrické veličiny servomotoru

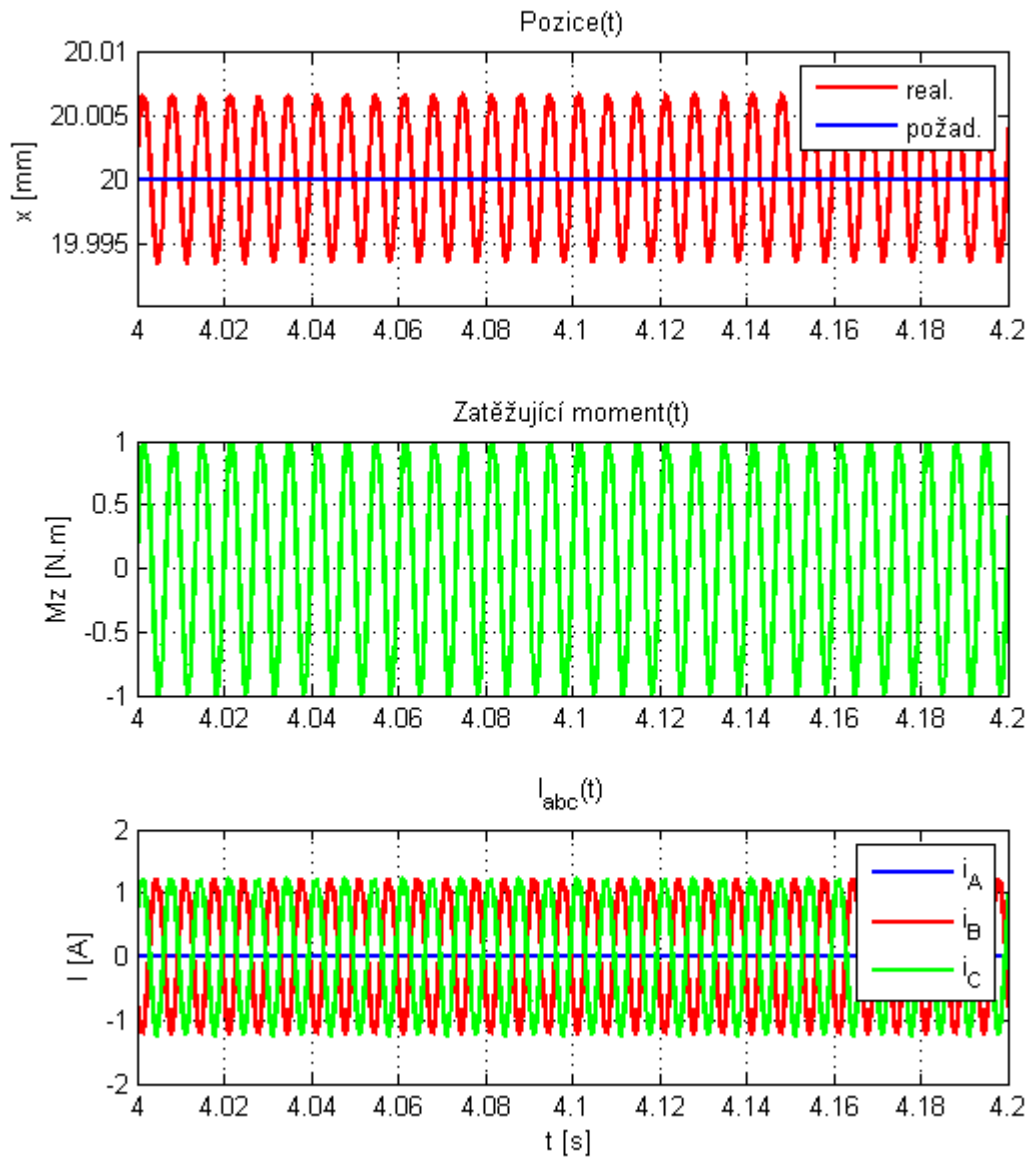
8.3 Simulace zatížení

V této simulaci je uvažováno se stejnou požadovanou hodnotou polohy, jako v předešlém případě. Na vstupu redukovaného mechanického modelu CNC osy je signál hnacího momentu z výstupu servomotoru odečítán harmonický budící signál zatěžujícího momentu M_z , který mimo jiné charakterizuje proces obrábění. Zatěžující moment o amplitudě $M_z = 1 \text{ Nm}$ odpovídající řezné síle 100 N v ose polohování. Budící frekvence je zvolena na základě uvažování dvouzubé frézy s otáčkami $\sim 3000 \text{ min}^{-1}$ odpovídající vlastní frekvencí systému $f = 100 \text{ Hz}$. Průběhy jsou zobrazeny pro ustálenou hodnotu - polohy stolu, zatěžujícího momentu a akčního zásahu proudů jednotlivých fází statoru PMSM.



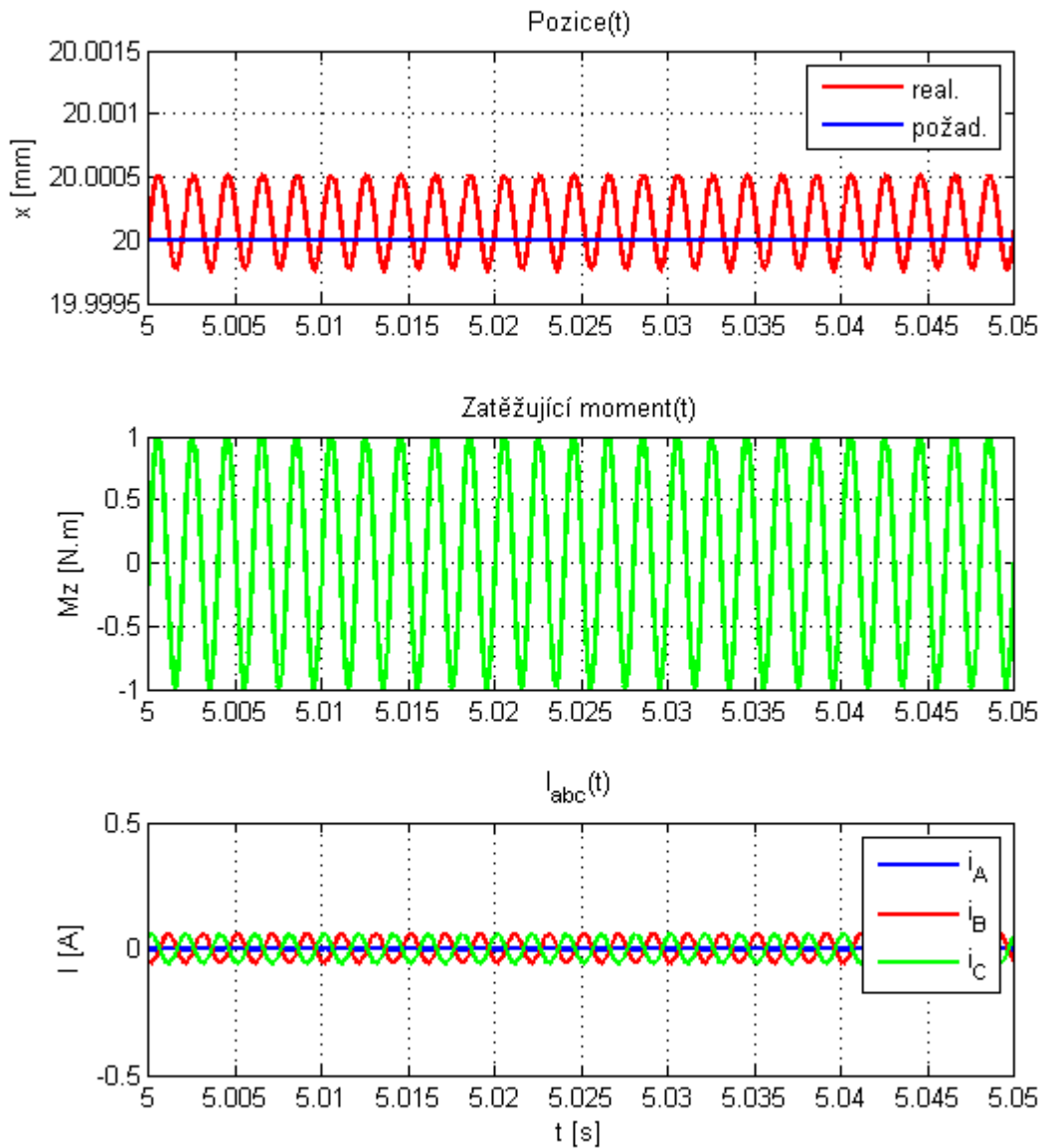
Obr. 54 Průběhy vybraných stavů při buzení harmonické síly $f=100 \text{ Hz}$

Zde je prezentována obdobná simulace, jsou zobrazeny průběhy pro stejný případ s odlišnou frekvencí zatěžujícího momentu $f = 150 \text{ Hz}$, která odpovídá, např. frézování dvoubřitou frézou s otáčkami 4500 min^{-1} . Zmíněná frekvence odpovídá 2. vlastní frekvenci kuličkového šroubu.



Obr. 55 Průběhy vybraných stavů při buzení harmonické síly $f=150 \text{ Hz}$

Pro účely porovnání je na závěr kapitoly uvažováno s vyšší budící frekvencí $f = 500\text{Hz}$ než v předešlém případě, která může simulovat vysokorychlostní frézování dvoubřitou frézou s otáčkami 15000 min^{-1} . Zmíněná frekvence odpovídá 5. vlastní frekvenci stolu a 14. vlastní frekvenci kul. šroubu.



Obr. 56 Průběhy vybraných stavů při buzení harmonické síly $f=500\text{ Hz}$

8.4 Diskuze

Poloha stolu řízená na jednotkový skok je doprovázena rozkmitáním rychlostí, jelikož skoková změna je pro dynamickou soustavu extrémním požadavkem chování. Řízení na požadovanou hodnotu je vcelku přesné, ale velmi pomalé, kdy k ustálení polohy dojde až po přibližně 5s a to s odchylkou $0,1\mu\text{m}$ od požadované hodnoty. Napájení statorových vinutí servomotoru v době rozběhu dosáhne velmi vysoké hodnoty napětí a to přes 600V s budícím proudem 15A, který je o 2A vyšší než maximální přípustný, pro který je motor dimenzován. Tyto elektrické veličiny v reálně řízené soustavě nebudou tak vysoké, jelikož pro uvažovanou aplikaci je řízení navrženo pro veličiny odpovídající odběru ze sítě 400V, na kterou by měl být v tomto případě PMSM zapojen. Důsledky této regulace mohou být odstraněny změnou proporčních a integračních konstant jednotlivých PI regulátorů, anebo s přistoupením k novému návrhu regulátorů pomocí odlišné metody (např. Ziegler-Nichols, využití PID nástroje v Simulink).

V případě, kdy je skoková změna polohy zaměněna za její přibližnou náhradu rampou, jsou průběhy rychlostí téměř bez zákmitu a dosažení požadované hodnoty polohy stolu lze z porovnání grafů usoudit jako totožné. Tímto přístupem je dosaženo snížení odebíraného napětí servomotoru při rozběhu, jehož hodnoty jsou pro jednotlivé vinutí statoru pod 50V. Budící proudy servomotoru spínané měničem jsou o hodnotách nepřesahujících 2,5A. Z tohoto důvodu je potřeba ošetřit, aby požadovaná hodnota byla rampového charakteru např. pomocí vyhledávací tabulky (Look-up table), kde by byl přepočítán tvar skokové změny. Další vhodnou možností je začlenit do kaskádní struktury regulace regulátor (např. stavový regulátor), který by byl rozšířen o stav rychlosti polohy stolu.

Dalším případem je původní simulace rozšířena o přibližné simulování procesu obrábění, který je realizován harmonickou budící řeznou silou $F=100\text{N}$ působící v ose polohování, která je následně zjednodušeně násobena stoupáním šroubu pro získání přibližného zatěžujícího momentu $M_z=1\text{N.m}$. Tato harmonická síla (moment) je uvažována pro 3 případy budící frekvence pro některé případy vlastních frekvencí systému.

První simulací, kdy frekvence buzení ($f=100\text{Hz}$) odpovídá 4 vlastním tvaru systému charakteristického pro kuličkový šroub, je ustálená poloha stolu rozkmitána s amplitudou $23\mu\text{m}$ od původní ustálené polohy. Průběhy statorových proudů (fáze B, C) při akčním zásahu regulátoru, který kompenzuje tuto výchylku, mají amplitudu 5A.

Uvažováním účinků klasického obrábění je dosaženo budícího momentu o frekvenci $f=150\text{Hz}$ přibližně vlastní frekvenci systému odpovídající taktéž vlastnímu tvaru šroubu. Hodnota amplitudy harmonické odezvy polohy stolu je $6\mu\text{m}$ od požadované hodnoty. Řízení pro kompenzaci takto charakteristického kmitání polohy má následek spínání budícího proudu servomotoru 1,1A.

Budou-li zvýšeny otáčky tak, aby odpovídali vyšší budící frekvenci $f=500\text{Hz}$, která i přes skutečnost, že je taktéž charakteristická pro vlastní tvar šroubu v systému CNC osy, bude snížena amplituda rozkmitání polohy stolu. Rozdíl reálné polohy od požadované hodnoty bude v tomto případě snížen z původní hodnoty amplitudy polohy $6\mu\text{m}$ „pouze“ na $\sim 0,3\mu\text{m}$, kdy budící proud bude taktéž snížen k 0,1A pro aktivní fáze statoru (A, B).

Z této simulační analýzy plyne, že celková tuhost CNC osy je poměrně vysoká a může být využita pro obrábění s přesností přibližně $1 \mu m$ za obdobyžných řezných podmínek pro klasické frézování využitých v simulaci.

Vyšetřovanou osu s navrhnutým řízením lze v reálném případě taktéž použít pro klasické obrábění při podmínkách odpovídající frekvenční oblasti $100-150 Hz$, avšak přesnost polohování nebude tak vysoká, jako v předešlém případě a energetická náročnost v důsledku vyšších proudů servomotoru spínaných pro kompenzování zatěžujícího momentu bude 3-5x vyšší než při podmínkách frézování nad touto pracovní oblastí. Jelikož, používaný PMSM v reálné soustavě CNC osy je dimenzován pro chod při jmenovitým proudem $2,9A$ je vhodné, aby reálná soustava byla použita pro polohování při obrábění za podmínky vyšších otáček odpovídajících více tlumeným vlastním tvarům systému ve frekvenčním pásmu nad $500Hz$.

9 Implementace výsledků řešení a náměty na další výzkum

Sestavený virtuální model posuvové osy, lze chápat jako vcelku přesné matematické vyjádření reálného systému, i přes značné množství zjednodušení, které byly provedeny pro ulehčení realizace modelu.

Dynamické vlastnosti modelu by se od reálné soustavy mohly lišit s přihlédnutím k experimentálnímu měření chybou pohybující se zhruba kolem 10%. Proto lze předpokládat, že navržené řízení může být použito pro řízení reálného systému, avšak by bylo zřejmě nutné některé složky regulátoru pozměnit.

Pro účely robustního chování při odlišných způsobech obrábění by bylo vhodné zaměnit polohový regulátor za regulátor využívajícího principu adaptivního řízení, který by se automaticky přizpůsoboval řezným podmínkám stroje, a tak by mohlo být dosaženo přesnějšího obrábění.

10 Závěr

Práce se zabývala problematikou virtuálního modelování CNC osy s kuličkovým šroubem pro zjištění dynamických vlastností reálného stroje.

Na základě prvotní modální analýzy vytipovaných součástí posuvové osy proběhlo rozhodnutí, jímž bylo určeno, která tělesa je vhodné uvažovat ve vázaném modelu jako pružná. Modely určených pružných těles byly vytvořeny na bázi MKP k dalšímu použití a k analýze modelu posuvové osy. Pro účely náhledu s jakou chybou se numerický výpočet modální analýzy individuálního tělesa liší od reálného tělesa, bylo sestaveno experimentální měření, které proběhlo na přibližně podobné sestavě kuličkového šroubu používané v reálné soustavě. Experimentálně získané a zpracované výsledky pomocí FFT byly porovnávány s výsledky modální analýzy MKP modelu měřené sestavy.

V další části práce byl vytvořen komplexní model lineární osy s kuličkovým šroubem, který byl rozdělen na dva vzájemně propojené systémy. Model synchronního motoru byl vyjádřen pomocí matematického zápisu pro rotorové souřadnice v programovém prostředí Matlab-Simulink. Tento model byl porovnáván pro jeho vlastnosti s modelem servomotoru uvažovaného jako vázaná soustavu těles s implementovaným totožným matematickým zápisem v prostředí programu Adams. Model vázané mechanické soustavy posuvu CNC osy byl vytvořen rozšířením modelu PMSM o definovaná tuhá a pružná tělesa. Po následném určení stavů vázané soustavy, byl celkový model generován jako LTI systém pro další využití v Simulink. Tento LTI systém byl analyzován ve frekvenční oblasti pro jeho jednotlivé redukce.

V poslední části bylo navrženo kaskádní řízení pro uzavřené smyčky požadovaných stavů systému celkového modelu v prostředí Simulink. Navržené řízení posuvové osy stroje pomocí PI (PID) regulátorů bylo zhodnoceno pro jeho přesnost, a také pro jeho vlastnosti při simulování harmonického zatěžování. Ze simulační analýzy plyne, že vyšetřovaný systém posuvové osy s kuličkovým šroubem je vhodné použít pro frézování, kdy otáčky nástroje by měly být nad hodnotami, které odpovídají frekvencím pro méně tlumené první tvary systému posuvové osy a to z hlediska energetické náročnosti a přesnosti polohování stolu.

11 Seznam obrázků

<i>Obr. 1</i> Definice hlavních těles systému CNC osy s kuličkovým šroubem.....	14
<i>Obr. 2</i> Porovnání tradičního procesu návrhu a návrhu stroje softwarovými nástroji (převzato z [11])	18
<i>Obr. 3</i> Solid 185	19
<i>Obr. 4</i> Solid 186	19
<i>Obr. 5</i> Mass 21	20
<i>Obr. 6</i> MPC 184	20
<i>Obr. 7</i> Beam 188.....	20
<i>Obr. 8</i> První vlastní tvary rotačního systému.....	23
<i>Obr. 9</i> Poddajný kuličkový šroub	24
<i>Obr. 10</i> Poddajný rotor	24
<i>Obr. 11</i> Poddajná spojka.....	24
<i>Obr. 12</i> Poddajný stůl.....	25
<i>Obr. 13</i> Blokový program pro ukládání a zobrazení zpracovaných dat z měření.....	26
<i>Obr. 14</i> Front panel programu.....	26
<i>Obr. 15</i> Zavěšení sestavy kuličkového šroubu.....	27
<i>Obr. 16</i> Detail připevněného akcelerometru.....	27
<i>Obr. 17</i> Výsledek FFT analýzy z jednoho vzorku měření.....	27
<i>Obr. 18</i> Detail konečně-prvkového modelu sestavy kuličkového šroubu	28
<i>Obr. 19</i> Princip transformace trojfázového souřadného systému.....	31
<i>Obr. 20</i> Transformace 2/3	32
<i>Obr. 21</i> Transformace 3/2	32
<i>Obr. 22</i> Parkova transformace	32
<i>Obr. 23</i> Inverzní Parkova transformace.....	32
<i>Obr. 24</i> Matematický model PMSM v Matlab-Simulink.....	34
<i>Obr. 25</i> Řez zjednodušenou geometrií sestavy PMSM	34
<i>Obr. 26</i> Předloha modelu PMSM (převzato z [17]).....	34
<i>Obr. 27</i> Náhled modelu PMSM vytvořený v Adams	35
<i>Obr. 28</i> Hodnoty z matematického modelu	35
<i>Obr. 29</i> Hodnoty z MBS modelu (Příloha I).....	35
<i>Obr. 30</i> Přenosové funkce jednotlivé fáze servomotoru.....	36
<i>Obr. 31</i> Blok zapojení měniče s transformacemi souřadných systémů	36
<i>Obr. 32</i> Vázaná mechanická soustava posuvové osy	37
<i>Obr. 33</i> Detail pružných vazeb	39
<i>Obr. 34</i> 4. vlastní tvar systému	39
<i>Obr. 35</i> 6. vlastní tvar systému	39
<i>Obr. 36</i> Rozmístěné pólů systému v komplexní rovině	40
<i>Obr. 37</i> Porovnání přepočtené hnané hmoty	42
<i>Obr. 38</i> Analýza redukováných systémů ve frekvenční oblasti (viz Příloha 2)	43
<i>Obr. 39</i> Odezvy stavů redukováných systémů na skokovou změnu momentu.....	44
<i>Obr. 40</i> Kaskádní řízení CNC osy	45
<i>Obr. 41</i> Schéma vektorového řízení.....	45
<i>Obr. 42</i> Blokové schéma proudové smyčky	46
<i>Obr. 43</i> Blokové schéma otáčkové smyčky	47
<i>Obr. 44</i> Blokové schéma otáčkové smyčky	48
<i>Obr. 45</i> Model řízené posuvové osy.....	49

<i>Obr. 46 Kaskádní řízení v Matlab-Simulink</i>	49
<i>Obr. 47 Průběhy odezev kinematických veličin na jednotkový skok</i>	50
<i>Obr. 48 Ustálení polohy stolu</i>	51
<i>Obr. 49 Průběh polohy stolu v čase 1 s po inicializaci změny</i>	51
<i>Obr. 50 Elektrické veličiny servomotoru</i>	52
<i>Obr. 51 Průběhy odezev kinematických veličin na přibližný jednotkový skok</i>	53
<i>Obr. 52 Ustálení polohy stolu</i>	54
<i>Obr. 53 Elektrické veličiny servomotoru</i>	54
<i>Obr. 54 Průběhy vybraných stavů při buzení harmonické síly $f=100$ Hz</i>	55
<i>Obr. 55 Průběhy vybraných stavů při buzení harmonické síly $f=150$ Hz</i>	56
<i>Obr. 56 Průběhy vybraných stavů při buzení harmonické síly $f=500$ Hz</i>	57

12 Seznam tabulek

<i>Tab. 1 Tabulka použitých materiálů a jejich vlastností</i>	14
<i>Tab. 2 První vlastní frekvence zvolených těles</i>	22
<i>Tab. 3 Parametry nastavení akcelerometru</i>	26
<i>Tab. 4 Výsledky frekvencí z numerického řešení a z měření po zpracování FFT</i>	28
<i>Tab. 5 Zpracování výsledků měření</i>	29
<i>Tab. 6 Výčet parametrů potřebných pro model PMSM [20]</i>	30
<i>Tab. 7 Parametry polovodičových prvků el.měniče</i>	36
<i>Tab. 8 Kinematické dvojice vázané mechanické soustavy CNC osy</i>	38
<i>Tab. 9 Mechanické parametry spirálové spojky</i>	38
<i>Tab. 10 Finální frekvenční analýza</i>	39
<i>Tab. 11 Parametry polohového PID regulátoru</i>	48

13 Seznam literatury

- [1] P. Souček, A. Bubák: *Vysoce dynamické pohony posuvů obráběcích strojů*, ISBN 80-238-8426-3, 2002
- [2] J. Slavík, V. Stejskal, V. Zeman: *Základy dynamiky strojů*, ČVUT PRAHA 1997, ISBN 80-01-01622-6
- [3] J. Slavík: *Počítačové metody mechaniky I*, Brno 2001
- [4] J. Petruška: *Počítačové metody mechaniky II*, [online], [cit. 24.5.2013], Dostupné z: <<http://www.umt.fme.vutbr.cz/img/fckeditor/file/opory/PocitacoveMetodyII/PocitacovaMechanikaII.pdf>>
- [5] G. Feng n, Y. Pan: *Investigation of ball screw preload variation based on dynamic modeling of a preload adjustable feed-drive system and spectrum analysis of ball-nuts sensed vibration signals*, *International Journal of Machine Tools & Manufacture* 52 (2012) 85–96
- [6] G. Feng n, Y. Pan: *Establishing a cost-effective sensing system and signal processing Method to diagnose preload levels of ball screws*, *Mechanical Systems and Signal Processing* 28 (2012) 78–88
- [7] M. F. Zaehl, T. Oertlil: *Finite Element Modelling of Ball Screw Feed Drive Systems*, *CIRP Annals-Manufacturing Technology* 53, (2004) 289-292
- [8] T. Fujita, A. Matsubara, D. Kono, I. Yamaji: *Dynamic characteristics and dual control of a ball screw drive with integrated piezoelectric actuator*, *Precision Engineering* 34 (2010) 34–42
- [9] K. Erkorkmaz , A. Kamalzadeh: *High Bandwidth Control of Ball Screw Drives*, *CIRP Annals-Manufacturing Technology* 55, (2006) 393-398
- [10] A. Kamalzadeh, K. Erkorkmaz: *Compensation of Axial Vibrations in Ball Screw Drives*, *CIRP Annals-Manufacturing Technology* 56, (2007) 373-378
- [11] Y. Altintas, C. Brecher, M. Weck, S. Witt: *Virtual Machine Tool*, *CIRP Annals-Manufacturing Technology* 54, (2005) 115-138
- [12] Karpíšek: *Matematika IV.*, ISBN: 978-80-214-3380-9, CERM Brno 2007
- [13] S. Karris: *Signals and Systems*, Orchard Publications 2003, ISBN 0-9709511-8-3
- [14] C. Kratochvíl, M. Houfek, F. Procházka, L. Houfek: *Mechatronické pohonové soustavy*, Brno 2006, ISBN 80-214-3319-1
- [15] C. Kratochvíl, L. Houfek: *Komplexní pohonové soustavy*, Brno 2007, ISBN 80-214-3508-7
- [16] C. Kratochvíl, J. Krejsa: *Modeling of drive systems*, Brno 2003, ISBN 80-214-2520-2
- [17] P. Vorel: *Synchronní stroje s permanentními magnety*, ISBN 80-7204-417-6, CERM Brno 2005
- [18] J. Skalický: *Elektrické regulované pohony*, Brno 2007
- [19] M. Ciklamini: *Zlepšení dynamiky CNC os s kuličkovým šroubem*, Brno 2011

- [20] *PMSM Beckhoff*, [online datasheet], [cit. 24.5.2013], Dostupné z: <http://download.beckhoff.com/download/Document/Drives/AM3000_Am3500_BA_en.pdf>
- [21] *Magnetické lineární odměřování*, [online datasheet], [cit. 24.5.2013], Dostupné z: <<http://www.hiwin.cz/pdf/Odm%C4%9B%C5%99ov%C3%A1n%C3%AD.pdf>>
- [22] *Optické lineární odměřování*, [online datasheet], [cit. 24.5.2013], Dostupné z: <<http://www.renishaw.cz/cs/linearni-snimace-tonic--10186>>
- [23] *Radiální ložisko kuličkové SKF 6203 N*, [online datasheet], [cit. 24.5.2013], Dostupné z: <<http://proprumysl.cz/lozisko-6203-2z-c3-skf/>>
- [24] *Axiální dvouřadé ložisko kuličkové ZKLF1762.2RS*, [online datasheet], [cit. 24.5.2013], Dostupné z: <<http://medias.schaeffler.com/medias/en!hp.ec.br/ZKLF..-2RS-PE>>
- [25] *IGBT tranzistor*, [online datasheet], [cit. 24.5.2013], dostupné z: <<http://www.gme.cz/dokumentace/213/213-174/dsh.213-174.1.pdf>>
- [26] *Kanonická transformace zápisu LTI systému*, [online], [cit. 24.5.2013], Dostupné z: <<http://www.mathworks.com/help/control/ref/canon.html>>
- [27] Ansys, Inc. Theory, Release 5.7, March 2001, [cit. 24.5.2013],
- [28] *Spirálová spojka*, [online datasheet], [cit. 24.5.2013], Dostupné z: http://www.matis.cz/data/pdf/strojni_soucasti/110.pdf
- [29] *Měřicí karta NI USB-9234*, [online], [cit. 24.5.2013], Dostupné z: <<http://www.ni.com/pdf/manuals/372307a.pdf>>
- [30] *Pevný disk HP pda100a* [online], [cit. 24.5.2013], Dostupné z: <<http://externalhdd.opinion-on.com/hp/wdbacz0010bbk.html>>
- [31] *Komponenty posuvové osy* [online], [cit. 24.5.2013], Dostupné z: <<http://www.hiwin.cz/>>
- [32] *Plancast materiál*, [online], [cit. 24.5.2013], Dostupné z: <<http://www.sag.at/en/products/sag-materials/cast-plates/>>

14 seznam použitých zkratek a symbolů

MKP	Metoda konečných prvků
CNC	Computer numeric control (číslicové řízení počítačem)
MBS	Multi body system (vázaný mechanický systém těles)
IFP	Interface point (Bod rozhraní)
FFT	Fast Furrier transformation (rychlá Furrierova transformace)
PMSM	Synchronní motor s permanentními magnety na rotoru
p	Stoupání šroubu
λ	Vlastní číslo
λ_{Re}	Reálná složka vlastního čísla
λ_{Im}	Imaginární složka vlastního čísla
ξ	Poměrné tlumení
$s^2(f)$	Rozptyl vektoru měřených frekvencí
$s(f)$	Směrodatná odchylka vektoru měřených frekvencí
n	Počet měření
k	Počet stupňů volnosti souboru
$t_{0,99}$	Kvantil Studentova rozdělení s 2% hladiny významnosti
$\Delta(f)$	Nejistota měřené frekvence
U_n	Jmenovité napětí
J	Setrvačnost hnané hmoty
M_n	Jmenovitý moment
I_n	Jmenovitý proud
N_n	Jmenovité otáčky
P_p	Počet pólpárů
R_s	Odpor vinutí statoru
L_s	Indukčnost vinutí statoru
L_d, L_q	Podélná a příčná indukčnost
K_t	Momentová konstanta motoru
u_d, u_q	Statorové napětí v souřadném systému d, q
i_d, i_q	Statorové proudy v souřadném systému d, q
ψ_d	Konstantní sprážený magnetický tok dán permanentními magnety
ψ_d, ψ_q	Sprážené magnetické toky v souřadném systému d, q
ϑ_k	Úhel natočení rotoru k souřadnici q
ω_s	Úhlová rychlost rotačního magnetického pole
ω_r	Úhlová rychlost rotoru
M_{el}	Elektromagnetický moment
s	Laplaceův operátor
F_{pmsm}	Přenosová funkce motoru
τ_{pmsm}	Časová konstanta motoru
K_{conv}	Zesílení měniče
τ_{conv}	Časová konstanta měniče
K_{si}	Zesílení čidla proudu
F_i	Přenos otevřené proudové smyčky
F_{om}	Přenos metody optimálního modulu
R_i	Přenos regulátoru proudové smyčky
F_{oi}	Přenos otevřené proudové smyčky s regulátorem

F_{wi}	Přenos uzavřené proudové smyčky s regulátorem
F_{ω}	Přenos otevřené otáčkové smyčky
F_{so}	Přenos metody symetrického optima
R_{ω}	Přenos regulátoru otáčkové smyčky
$F_{o\omega}$	Přenos otevřené otáčkové smyčky s regulátorem
$F_{w\omega}$	Přenos uzavřené otáčkové smyčky s regulátorem
F_x	Přenos polohové smyčky

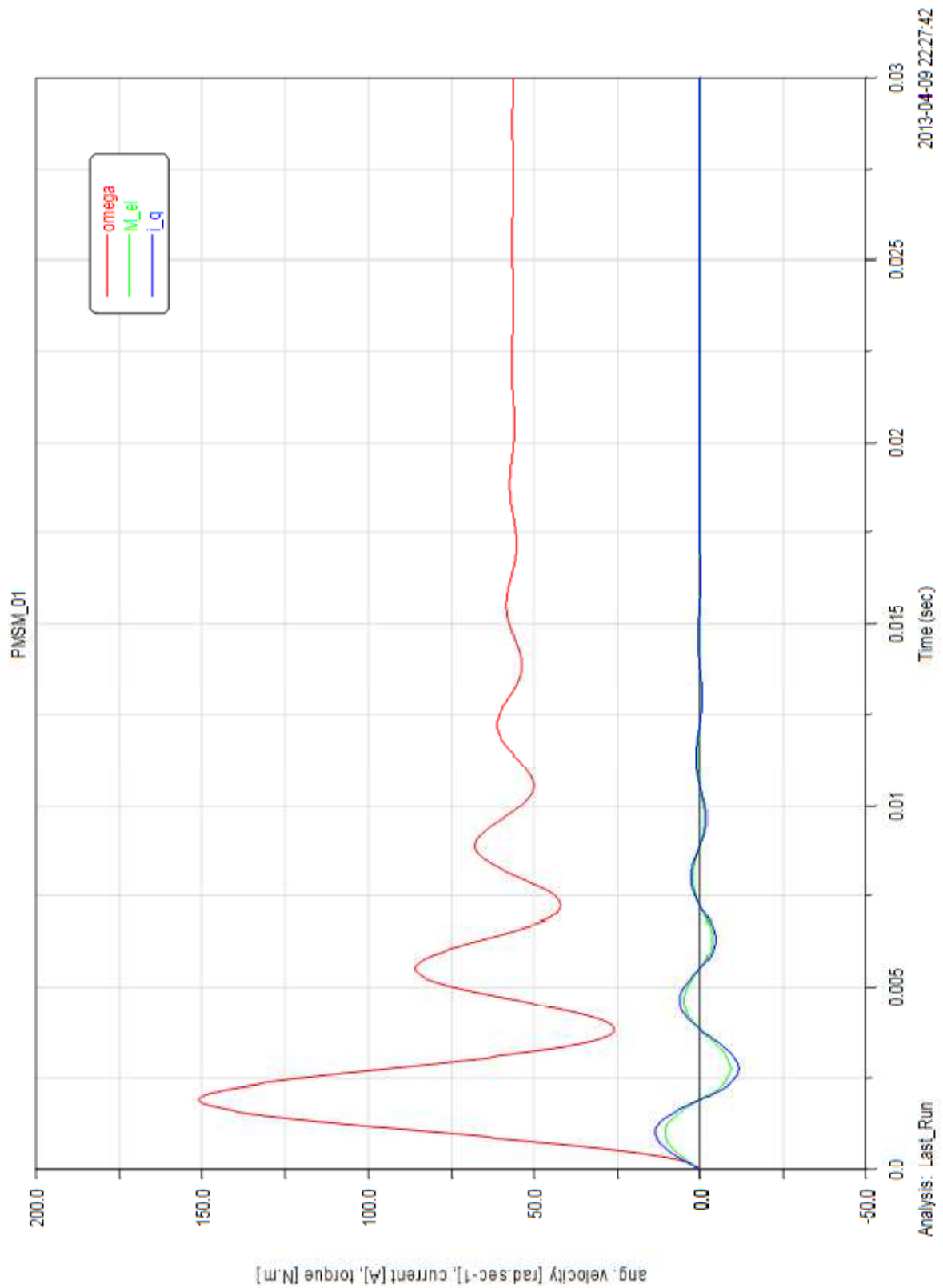
15 Seznam příloh

Příloha 1: Výstupní stavové proměnné PMSM modelu v ADAMS.....	67
Příloha 2: Amplitudo/fázové frekvenční charakteristiky redukováných systémů.....	68

Příloha DVD:

- ANSYS\ ...
 - start.mac
 - screw(.mac, .x_t, .mnf) (3mm)
 - shaft. (.mac, .x_t, .mnf) (3mm)
 - table. (.mac, .x_t, .mnf) (5mm)
 - couple. (.mac, .x_t, .mnf) (3mm)
- MBS_CNC_AXIS\
 - start_CNC_BSA_FLEX.m
 - ...ADAMS\
 - CNC_BSA_FLEXIBLE.m
 - CNC_BSA_FLEX.bin
 - ...SCRIPTS\
 - Param_AM30330E00.m
 - System_CNC_BSA.m
 - Results.m
 - Plot_results.m
 - CanonReduction.m
 - DirectReduction.m
 - Regulators.m
 - ...MODEL_SIM\
 - CNC_BSA_X_CONTROL.mdl
 - CNC_BSA_X_INERTIA_VERIFYING.mdl
 - CNC_BSA_X_CANON_COMPARE.mdl
 - ...LIBRARY\lib.mdl

Příloha 1: Výstupní stavové proměnné PMSM modelu v ADAMS



Příloha 2: Amplitudo/fázové frekvenční charakteristiky redukovovaných systémů

