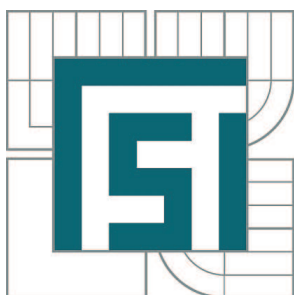


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A
ROBOTIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND
ROBOTICS

ZPRACOVÁNÍ PROGRAMOVÝCH MODULŮ PRO ŘÍZENÍ AUTOMATICKÉ VÝMĚNY NÁSTROJŮ

THE DESIGN OF SOFTWARE MODULES TO CONTROL AUTOMATIC TOOL CHANGE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. TOMÁŠ HABÁN

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. FRANTIŠEK BRADÁČ, Ph.D.

BRNO 2011

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky

Akademický rok: 2010/11

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Tomáš Habán

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

obor: **Výrobní stroje, systémy a roboty (2301T041)**

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:

Zpracování programových modulů pro řízení automatické výměny nástrojů

v anglickém jazyce:

The design of software modules to control automatic tool change

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce se zabývá způsoby manipulace s nástroji u obráběcích center a pro vybraný druh vytvoření algoritmů a programových modulů pro jejich řízení.

Cíle diplomové práce:

Proveďte důkladnou analýzu problematiky

Návrhněte varianty řešení

Vytvořte matematický model vybraného manipulátoru pro výměnu nástrojů pro obráběcí centra a navrhňte možnosti optimalizace pohybů manipulátoru alespoň ze dvou různých hledisek (např. rychlost výměny, energetická náročnost výměny apod.)

Zpracujte programové moduly využívající vybrané optimalizační algoritmy.

Seznam odborné literatury:

www.atcgifu.com

www.pragati-automation.com

www.aeny.com.tw

www.deta.com.tw

www.miksch.de

webové stránky výrobců obráběcích strojů

www.infozdroje.cz

www.ctbrno.cz

Vedoucí diplomové práce: Ing. František Bradáč, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/11.

V Brně, dne 2.12.2010



doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan

ABSTRAKT

Předkládaná práce se zabývá systémy automatické výměny nástrojů na obráběcích strojích. Teoretická část diplomové práce se věnuje jejich základnímu rozdělení. Následná praktická část zahrnuje matematický popis zkušebního standu systémů automatické výměny nástrojů STD – 25. V dalším je realizován dynamický model tohoto mechanismu a model servopohonu v simulačním prostředí Matlab/Simulink.

Simulace navrženého modelu kompletního systému je optimalizována z hlediska rychlosti výměny. Získané hodnoty výkonů servomotorů jsou srovnávány pro různá zatížení výměnného ramene při odpovídajících časech výměny. Závěrečná fáze stručně popisuje další možnou variantu řešení podobných dynamických soustav použitím propojení programu SolidWorks a softwaru NI LabVIEW.

ABSTRACT

The presented work is concerned in system of automatic tools change for machining centers. The theoretical part of this diploma work is about basic distribution. The following practical part includes mathematical description of testing stand of systems of automatic tools change STD – 25. In next step the dynamic model of this mechanism and model of servomotor is realized using simulating environment as Matlab/Simulink.

The simulation of designed model of complete system is optimized in aspect of rate of change. The obtained values of servomotors performance are compared for various loads of exchange arm at the appropriate times of change. The last section briefly describes other possible alternative solution of similar dynamic systems using connection of software SolidWorks and NI LabView.

Klíčová slova

Automatická výměna nástrojů, výměník, mechanická translace, mechanická rotace, simulační modelování, optimalizace pohybů

Keywords

Automatic tools change, exchange arm, mechanical translation, mechanical rotation, simulation modeling, optimization of movements

Bibliografická citace

HABÁN, T. *Zpracování programových modulů pro řízení automatické výměny nástrojů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 69 s. Vedoucí diplomové práce Ing. František Bradáč, Ph.D..

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval zcela samostatně. Vycházel jsem z pokynů vedoucího práce, svých znalostí a ze seznamu uvedených použitých zdrojů.

V Brně dne 25. května 2011

.....

Tomáš Habán

Poděkování

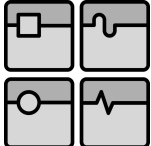
Děkuji vedoucímu diplomové práce Ing. Fantišku Bradáčovi, PhD. za odborné vedení, cenné připomínky a podporu při vypracování této práce a dále všem, kteří byli ochotni podělit se o své znalosti a zkušenosti.

Touto cestou bych také rád poděkoval rodičům za morální a finanční podporu během celého studia.

OBSAH

1. ÚVOD.....	15
2. SYSTÉMY AUTOMATICKÉ VÝMĚNY NÁSTROJŮ	16
2.1. POŽADAVKY NA SYSTÉMY AUTOMATICKÉ VÝMĚNY NÁSTROJŮ.....	16
3. ZÁKLADNÍ ROZDĚLENÍ SYSTÉMŮ AVN.....	17
3.1. SYSTÉMY S NOSNÝM ZÁSOBNÍKEM.....	17
3.1.1. Systémy s výměnou jednotlivých pevně upnutých nástrojů	19
3.1.2. Systémy s výměnou celých vřeten s nástroji.....	19
3.1.3. Systémy s výměnou celých vícevřetenových hlav s nástroji	20
3.2. SYSTÉMY SE SKLADOVACÍM ZÁSOBNÍKEM	21
3.2.1. Systémy s výměnou jednotlivých nástrojů.....	22
3.2.2. Systémy s výměnou celých vřeten s nástroji.....	25
3.2.3. Systémy s výměnou celých vícevřetenových hlav s nástroji	26
3.3. SYSTÉMY KOMBINOVANÉ.....	26
4. KONSTRUKCE A ZPŮSOBY POLOHOVÁNÍ VÝMĚNÍKŮ	27
4.1. MECHANISMY POUŽITÉ PRO DOSAŽENÍ POŽADOVANÉHO POHYBU VÝMĚNÍKU.....	28
4.1.1. Použití tvarových vaček	28
4.1.2. Kombinace ostatních mechanismů.....	28
5. STAND PRO AVN STD – 25	29
5.1. KONSTRUKČNÍ PRVKY	29
5.2. VÝKONOVÉ A OVLÁDACÍ PRVKY	30
5.3. POPIS VÝMĚNY NÁSTROJŮ.....	31
6. NÁSTROJE PRO MODELOVÁNÍ A SIMULACI.....	32
6.1. MSC ADAMS.....	32
6.2. NI LAB VIEW + SOLIDWORKS 2010.....	33
6.3. MATHWORKS MATLAB/SIMULINK	33
7. REALIZACE MODELU VYBRANÉHO SYSTÉMU AVN.....	35
7.1. MATEMATICKÝ POPIS SYSTÉMU	35
7.1.1. Matematický model – translace.....	36
7.1.2. Matematický model – rotace	40
7.1.3. Zhodnocení.....	42
7.2. MATHWORKS MATLAB/SIMULINK	43
7.2.1. Tvorba modelu kompletního mechanismu.....	43
7.2.2. Tvorba modelu servopohonu.....	47

7.2.3. Optimalizace pohybů z hlediska rychlosti výměny	51
7.2.4. Srovnání výkonů motoru při různých zatíženích	57
7.2.5. Zhodnocení	61
7.3. LABVIEW + SOLIDWORKS 2010	61
7.3.1. Realizace pohybové studie	61
7.3.2. Ovládání pohybové studie z prostředí NI LabVIEW	63
8. ZÁVĚR	64
9. SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	65
10. SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ	67

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 15
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

1. ÚVOD

Oblast strojírenského průmyslu hraje jednu z klíčových rolí ve světové produkci veškerých technických výrobků. Tato produkce má stále vzrůstající tendenci a její růst koresponduje i se zvyšujícími se požadavky na obráběcí stroje. Kvalita, přesnost, ale především vysoká produktivita jsou jedním z hlavních nároků. Snahou výrobců je proto navrhnout obráběcí stroj odpovídající těmto požadavkům zákazníka. Celkový výrobní čas potřebný na vyrobení součásti je hlavním ukazatelem výsledné ceny koncového produktu, která určuje jeho konkurenceschopnost na trhu.

Zkrátit cyklové časy výroby lze především redukcí vedlejších časů, kdy dochází k přerušení řezného procesu za účelem splnění požadovaného úkonu. Mezi operace s největší časovou náročností patří automatická výměna nástrojů. Moderní obráběcí centra jsou konstruována tak, aby byla schopna obrobít obrobek na jedno upnutí. S tímto souvisí i použití velkého množství nástrojů a jejich častá výměna se v celkovém časovém výsledku projeví negativně. Proto výrobci přicházejí na trh s různými konstrukčními řešeními mechanismů realizujících automatickou výměnu nástrojů s cílem snižovat čas výměny.

Diplomová práce analyzuje současná technická řešení využívaná pro automatickou výměnu nástrojů, srovnává a popisuje jejich hlavní výhody a nevýhody. Z uvedených používaných přístupů je vybrán jeden, kterým se zabývá praktická část práce.

Stěžejními cíli práce je nastínit vhodné varianty řešení pro modelování zvoleného mechanismu použitím dnešních výpočtových nástrojů. Vytvořit matematický model systému, modelovat danou soustavu a provést simulaci ve vhodném softwaru. Následně sestavený model mechanismu optimalizovat z hlediska rychlosti výměny nástrojů a porovnat výslednou energetickou spotřebu při různém zatížení. Získané teoretické výsledky zpracovat a v rámci dostupných možností aplikovat na reálné soustavě.

2. SYSTÉMY AUTOMATICKÉ VÝMĚNY NÁSTROJŮ

Systém, který automaticky provádí výměnu nástrojů mezi vřetenem a zásobníkem nástrojů obráběcího centra, se nazývá automatická výměna nástrojů (AVN). Systémy automatické výměny nástrojů vylučují z pracovního cyklu zásahy lidské obsluhy, čímž přispívají ke zkrácení vedlejších časů a tak se přímo podílejí na zvýšení celkové produktivity obráběcího stroje. Omezení lidského zásahu do pracovních prostorů stroje také zvyšuje bezpečnost práce při pracovním procesu. Tyto důvody vedly k jejich stále většímu využití a dnes jsou systémy AVN běžnou součástí každého obráběcího stroje. Jednotliví výrobci sledující poslední trendy ve vývoji automatizace u výrobních strojů nabízejí široký sortiment technikých a konstrukčních řešení těchto systémů.

Základními stavebními prvky, jejichž kombinacemi získáme různá konstrukční řešení systémů automatické výměny nástrojů, jsou zásobník nástrojů, manipulátor a výměník nebo-li výměnné rameno. Velmi častým použitím, se kterým se lze v praxi setkat je pouze spojení zásobníku s výměníkem. U složitějších obráběcích strojů se nachází manipulátor, který zajišťuje přemístění nástroje ze zásobníku k vřetení stroje, kde probíhá samotná výměna pomocí výměnného ramena. Vhodnou kombinací těchto konstrukčních uzlů získáváme možnost volby optimální skladby při daných podmínkách využití.

2.1. POŽADAVKY NA SYSTÉMY AUTOMATICKÉ VÝMĚNY NÁSTROJŮ

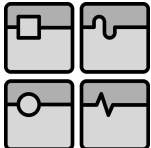
Jednou ze současných tendencí ve vývoji obráběcích strojů je stroj umožňující obrábění na jedno upnutí. Sdružování mnoha operací v jednom stroji vyžaduje přístup k velkému množství nástrojů během obrábění, což klade zvýšené požadavky jak na AVN tak i na upínání obrobků. [1]

Stále mnoho výrobců se ubírá směrem, kdy konstruuje stroje se stále vyšší kapacitou zásobníků nástrojů na úkor hledání vhodnějších řešení, vedoucích ke zkrácení času na výměnu nástroje, popřípadě objektivnějšího času tříska–tříska¹, který nám dává mnohem lepší představu o možných časových úsporách než jen dobu potřebnou pouze k samostatné výměně nástrojů. [1]

Systémy automatické výměny nástrojů musí splňovat následující požadavky:

- minimální čas cyklu výměny nástroje,
- vysoká funkční spolehlivost a životnost s ohledem na četnost výměny a vysokou cenu stroje
- optimální kapacita zásobníku nástrojů pro danou oblast použití,
- vysoká tuhost uzlu nesoucí nástroj během obrábění,
- systém AVN nesmí omezovat pracovní prostor stroje a zároveň nemá být náročný na prostor nebo půdorysnou plochu (tj. úsporné řešení),
- odolnost proti vlivu znečištění (třísky, prach apod.),
- způsoby zakrytování musí být provedeny a uspořádány tak, aby neohrožovaly obsluhu stroje.

¹ Čas tříska–tříska se skládá z času výměny nástroje a času potřebného pro vyjetí a znovu najetí nástroje do řezu

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 17
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

3. ZÁKLADNÍ ROZDĚLENÍ SYSTÉMŮ AVN

Systémy automatické výměny nástrojů se na obráběcích strojích vyskytují v různých variantách provedení. V mnoha případech lze mezi sebou tato konstrukční řešení vhodným způsobem kombinovat.

Podle konstrukce je možné systémy automatické výměny nástrojů rozdělit do tří základních skupin:

- systémy s nosným zásobníkem
- systémy se skladovacím zásobníkem
- kombinované systémy

3.1. SYSTÉMY S NOSNÝM ZÁSOBNÍKEM

Nosné zásobníky se vyznačují tím, že přenášejí veškeré síly působící při obrábění na nástroj. Nejčastěji jsou nástroje umístěny na revolverové hlavě, která je tvořena podle počtu nástrojů n-bokým hranolem. Natočením do vhodné polohy je námi požadovaný nástroj zapojen do řezného procesu. Nosné zásobníky jsou součástí konstrukce pohyblivých částí stroje a v pracovním prostoru spolu konají vedlejší pohyb. Z tohoto důvodu musí mít revolverová hlava poměrně malé rozměry, které souvisejí i s nízkým počtem míst pro upnutí nástrojů. Je zde kladen velký důraz na tuhost a přesnot ustavení, které přímo ovlivňují přesnost, kvalitu a výkonnost obrábění, dále na opakovatelnost a spolehlivost zásobníků. Typické je použití hlavně u soustruhů. Použité nástroje mohou být jak soustružnické, tak i poháněné – rotační. Výrobci se převážně zaměřují na zvyšování počtu poháněných nástrojů, protože u takto koncipovaných zásobníků již není možné nijak výrazně zvyšovat počet poloh pro upínání dalších nástrojů. Revolverové hlavy osazené pouze poháněnými nástroji nazýváme vřetenovými hlavami. Poháněné nástroje se na stroji využívají pro frézovací operace. Na stroji může být použita jedna i více revolverových, vřetenových hlav současně.

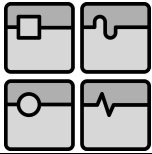
Shrnutí hlavních výhod a nedostatků nosných zásobníků:

Výhody:

- poměrně rychlá výměna nástroje,
- jednoduchá konstrukce a s tím související nižší pořizovací cena, menší poruchovost a snadnější obsluha,
- nosný zásobník nezvětšuje půdorys stroje.

Nevýhody:

- omezený počet nástrojů,
- možnost kolize mezi nepoužívanými nástroji a ostatními prvky nacházejícími se v pracovním prostoru stroje,
- zatěžuje support stroje – vyšší opotřebení,
- výměna otupěného nástroje – nutnost přerušit pracovní proces,
- časová a manupilační náročnost při změně nástrojového osazení při přechodu na nový typ obrobku.



Systémy AVN s nosnými zásobníky lze rozdělit do těchto základních skupin [1]:

- Systémy s výměnou jednotlivých pevně upnutých nástrojů
- Systémy s výměnou celých vřeten s nástroji
- Systémy s výměnou celých vícevřetenových hlav s nástroji
- Systémy kombinované

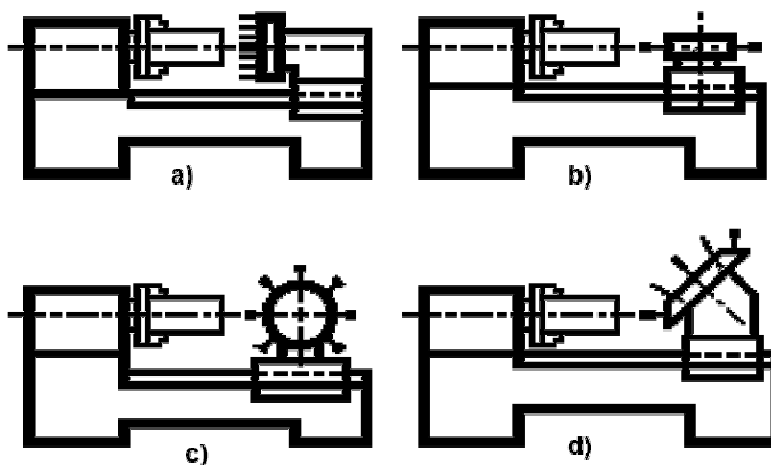
Podle osy otáčení revolverové hlavy a způsobu umístění nástrojů lze výše uvedené základní rozdělení dále rozčlenit na další podskupiny.

Rozdělení revolverových hlav dle uložení nástrojů:

- Bubnová
 - nástroje nasazeny kolmo k rovině otáčení
- Hvězdicová
 - nástroje nasazeny kolmo k ose otáčení
- Korunová
 - nástroje nasazeny šikmo k ose otáčení hlavy

Rozdělení revolverových hlav podle osy otáčení:

- a) S vodorovnou osou otáčení
- b) Se svislou osou otáčení
- c) S příčnou osou otáčení
- d) Se šikmou osou otáčení



Obr. 1: Základní typy nosných zásobníků [5]

3.1.1. Systémy s výměnou jednotlivých pevně upnutých nástrojů

Typickými představiteli systémů s výměnou jednotlivých pevně upnutých nástrojů jsou revolverové a nožové hlavy. V praxi se lze s nimi setkat převážně na soustruzích a soustružnických centrech.



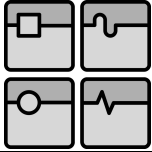
Obr. 2: Nástrojová hlava Duplomatic s bubnovým uspořádáním nástrojů [2]

3.1.2. Systémy s výměnou celých vřeten s nástroji

U těchto systémů je namísto pevně upnutých nepoháněných nástrojů umístěno vřeteno s nástrojem. Přenos kroutícího momentu na vřeteno je realizován natočením revolverové hlavy s daným vřetenem do příslušné pracovní polohy, kde dojde ke spojení s pohonem. Samostatný pohon s převodovkou je umístěn mimo pracovní prostor, kde je chráněn před rušivými vlivy vznikajícími při obráběcím procesu.



Obr. 3: Vřetenové hlavy firmy O.M.G. s korunovým uložením nástrojů [3]

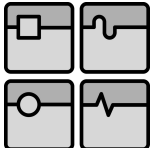


3.1.3. Systémy s výměnou celých vícevřetenových hlav s nástroji

Oproti předchozí variantě je na jedné nebo na všech pozicích revolverové hlavy jedno vřeten nahrazeno jednotkou (hlavou), která obsahuje vřeten více. Tyto vřetenové hlavy se proto nazývají vícevřetenové. Použitím těchto vícevřetenových hlav lze obrábět několika nástroji současně a obrábí se jimi převážně tvarově velmi složité obrobky. Takové systémy se používají výhradně na strojích, které jsou využity pro použití ve velkosériové výrobě.



Obr. 4: Obráběcí centrum VERTIFLEX 450 s vícevřetenovou hlavou [4]

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 21
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

3.2. SYSTÉMY SE SKLADOVACÍM ZÁSObNÍKEM

Jak již z názvu vyplývá, jsou skladovací zásobníky určeny pouze ke skladování nástrojů a nepřenášejí tak řezné síly, tj. nejsou součástí nosného systému stroje. V porovnání s nosnými zásobníky je toto jedna z jejich hlavních výhod. K dalším patří větší kapacita nástrojů v zásobníku, větší rozsah manipulace nástroje v pracovním prostoru stroje a odpadnutí možnosti kolize dalších nástrojů s vřetenem (popř. s ostatními prvky v pracovním prostoru stroje).

Možnost skladovat více nástrojů v zásobníku současně je vykoupena zvětšeným půdorysem stroje. Se zvyšujícím se počtem kapacity zásobníků roste také vzdálenost mezi výchozí pozicí nástroje v zásobníku a umístěním vřetena při výměně a s tím také čas potřebný na výměnu nástroje. Přenos nástroje mezi zásobníkem a vřetenem je řešen různě a každý výrobce využívá taková konstrukční řešení, která jsou optimální pro daný typ obráběcího stroje. Snahou je dosáhnout především krátkého času potřebného pro výměnu nástroje. Dalším omezením je možnost použít na konkrétním obráběcím stroji pouze jeden typ a rozměr nástrojového držáku.

Shrnutí nejpodstatnějších výhod a omezení u skladovacích zásobníků:

Výhody:

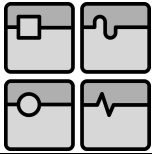
- vysoká kapacita zásobníků,
- umístění mimo pracovní prostor stroje – na ostatní nástroje nepůsobí negativní vlivy vzniklé při obráběcím procesu,
- odpadá možnost kolize nepoužívaných nástrojů s obrobkem,
- nižší zatížení pohyblivých částí stroje.

Nevýhody:

- z obecného hlediska je čas potřebný pro výměnu nástroje v porovnání s nosnými zásobníky delší,
- potřeba poměrně složitého přídatného zařízení pro zajištění výměny nástrojů,
- omezení na jeden typ a rozměr používaných držáků nástrojů a nutnost kódování samotných držáků a také pozic v zásobníku nástrojů,
- zvětšený půdorys stroje,
- vyšší náklady.

Systémy AVN se skladovacím zásobníkem, podle toho co je objektem skladování v zásobníku, rozdělujeme na tyto základní skupiny [5]:

- Systémy s výměnou jednotlivých nástrojů
- Systémy s výměnou celých vřeten s nástroji
- Systémy s výměnou celých vícevřetenových hlav s nástroji



3.2.1. Systémy s výměnou jednotlivých nástrojů

Podle způsobu přemístění nástroje mezi zásobníkem a vřetenem se systémy AVN se skladovacími zásobníky dělí na následující části:[1]

- Zásobník – vřeteno (systém pick-up)
- Zásobník – výměník – vřeteno
- Zásobník – manipulátor – výměník – vřeteno
- Stacionární zásobník – průmyslový robot – vřeteno

Zásobník – vřeteno (Pick-up)

Přímá výměna nástrojů patří mezi konstrukčně nejjednodušší systémy AVN. V dnešní době je proto používána zejména u levnějších strojů, kde není kladen důraz na velký počet nástrojů v zásobníku a na rychlost jejich výměny.

Samotná konstrukce nazahrnuje žádný speciální manipulační prvek a výměna je realizována najetím vřetene s nástrojem do míst, kde odloží upnutý nástroj do určené polohy v zásobníku. Následuje pootočení zásobníku (nástroje v zásobníku) do osy pracovního vřetene, které si pomocí upínacích mechanismů, v sobě obsažených, odebere a upne daný nástroj. Aby bylo dosaženo co nejkratších časů při výměně, jsou nástroje v zásobníku uloženy v pořadí, které odpovídá operačnímu sledu.

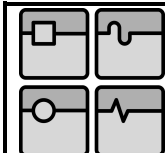
Nejčastější je použití bubnových zásobníků se svislou osou rotace. Nedostatkem této varianty je poměrně malá kapacita zásobníku. Tento problém odstraňují tzv. řetězové zásobníky, kde je možné upnout nástrojů více, ale jejich následné přemístění do polohy určené k samostatné výměně je časově náročnější. Zkrácení času potřebného pro výměnu lze dosáhnout jedině tak, že jsou nástroje v zásobníku vhodně uspořádány a zásobník se tak může otáčet pouze o několik roztečí.



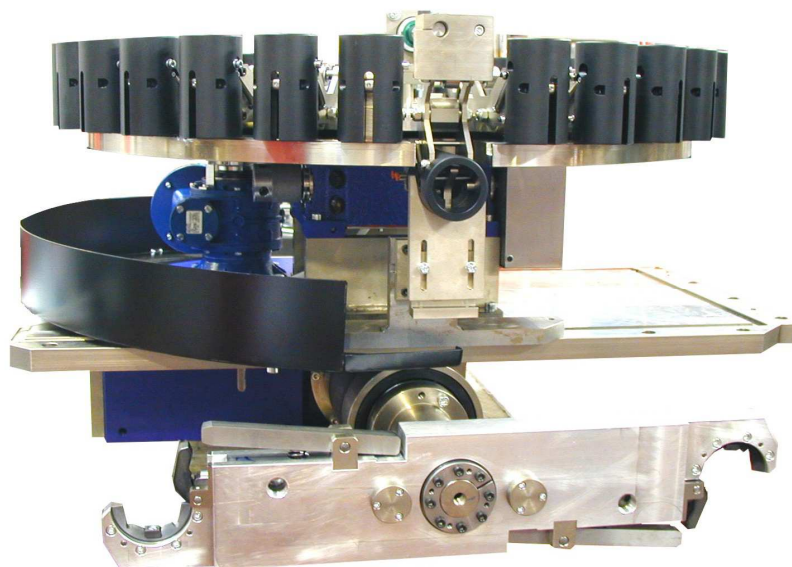
Obr. 5: PICK-UP výměna nástrojů – DMU 50 eco [6]

Zásobník – výměník – vřeteno

Výměník je zkonstruován převážně jako dvojramenná páka s úhlem 180° nebo jiným a je umístěn mezi zásobníkem a vřetenem. Celá operace při výměně nástroje se skládá z dvou hlavních pohybů, posuvného a rotačního. Výměnné rameno odebírá nový nástroj přímo ze zásobníku a starý nástroj z vřetena. Následně dochází k vysunutí o požadovanou vzdálenost,



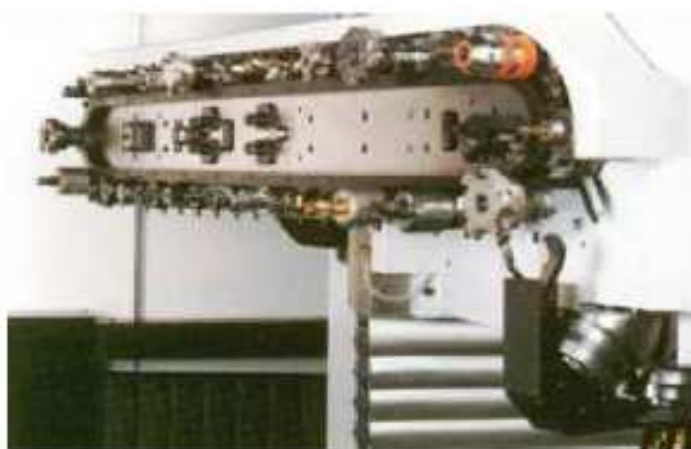
otočení o 180° a následné zasunutí nástroje zpět do zásobníku a vřetena. Poté se vrací rameno do výchozí polohy. Podrobnější popis výměny nástroje s využitím výměníku se zabývá podkapitola 5.3.



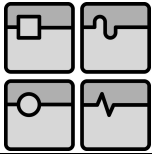
Obr. 6: Zásobník nástrojů s výklopným lůžkem a výměníkem CU 150 [7]

Systém označovaný jako „zásobník – výměník – vřeteno“ se vyskytuje ve dvou verzích. První verze využívá pevná ramena, která nástroje uchopí již samotným otočením ramene, zaseknutím do upínacího kužele (Obr. 6). Druhým typem jsou výměníky s teleskopickými rameny, kde po otočení výměníku následně dojde k nasunutí uchopovací ruky na stopku držáku nástroje (viz. kapitola 4.).

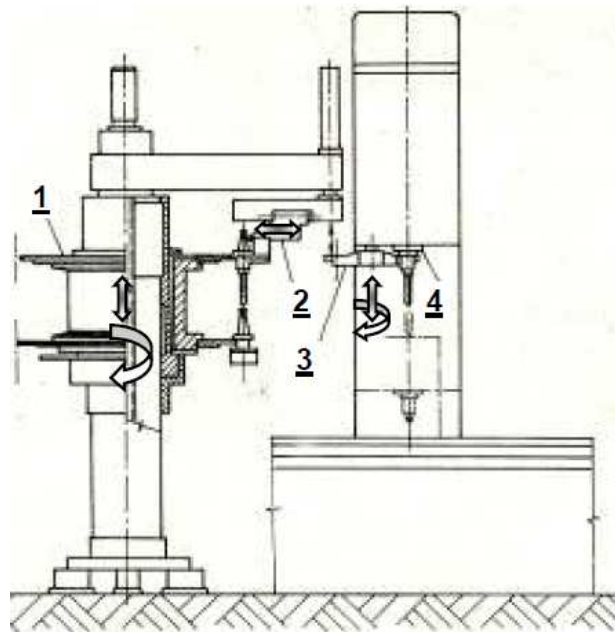
Nepřímá výměna patří mezi nejčastěji se vyskytující systémy AVN. Obráběcí centra používající tento typ výměny nástrojů disponují velmi krátkými časy potřebnými pro výměnu a zásobníky s velkou kapacitou. V případech, kdy osa nástroje v zásobníku je otočena o 90° vůči ose výměníku (i vřetena), se velmi často používají zásobníky s tzv. výklopným lůžkem (Obr. 6) nebo výměnná ramena s jiným úhlem než 180° (Obr. 7).



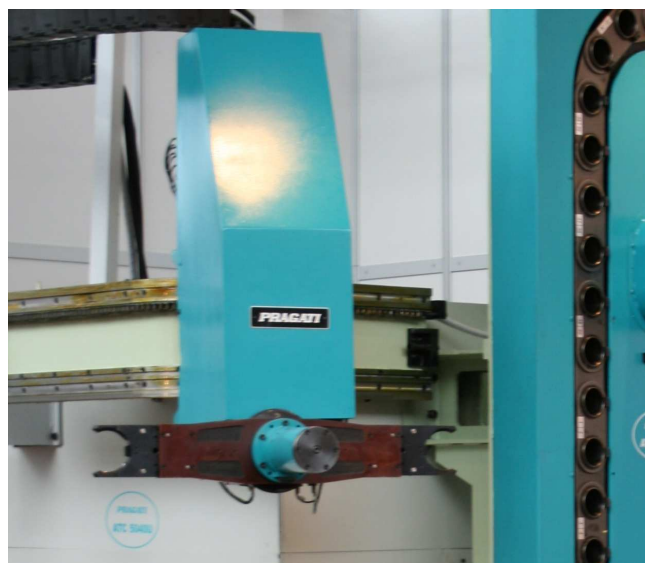
Obr. 7: Úhlový výměník [8]

**Zásobník – manipulátor – výměník – vřeteno**

Tento způsob řešení patří mezi konstrukčně nejsložitější systémy AVN a velmi časté je jeho použití u horizontálních frézovacích center. Na Obr. 8 je vyobrazeno schéma tohoto typu výměny nástrojů. Vysokokapacitní zásobník na obrázku (pozice 1.) je umístěn mimo stroj. Dopravní manipulátor (pozice 2.) přenesení požadovaný nástroj na místo, kde výměnu zajišťuje výměnné rameno (pozice 3.) postupem stejným jako v předcházející podkapitole. V praxi se lze setkat s více možnostmi řešení. Velmi často výrobci konstruují systémy, kdy je výměnné rameno součástí manipulátoru a tvoří spolu samostatný celek, tak jako je vidět na Obr. 9.



Obr. 8: Schéma systému AVN [5]



Obr. 9: Konstrukční řešení AVN od firmy Pragati [9]

Stacionární zásobník – průmyslový robot – vřeteno

V poslední době se rozšiřuje u systémů automatické výměny nástrojů použití robotů, které vynikají svoji adaptabilitou. Jsou používány buď přímo pro výměnu nástroje, a nebo pro zakládání nástrojů do zásobníku ve stroji z odkládací stanice, která rozšiřuje kapacitu systému AVN. Tyto roboty umožňují snadno realizovat další operace, jako například kontrolu nástroje a čištění upínacího kužele. Svoji flexibilitou umožňují elegantně řešit například změnu koncepce výměny nástroje po výměně vřetenové horizontální hlavy za hlavu vertikální. [1]



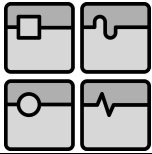
Obr. 10: Systém AVN Tool Arena firmy Demmeler při výměně nástroje v horizontální a vertikální poloze [1]

3.2.2. Systémy s výměnou celých vřeten s nástroji

K vývoji tohoto systému vedla snaha zajistit optimální uložení vřetena pro typické operace třískového obrábění (frézování, vrtání apod.) s rozdílným vzájemným rozložením řezných odporů. Z toho vyplývá, že výhodou popisovaného systému je, že pro každý nástroj a tedy pro daný typ třískového obrábění, je voleno optimální vřeteno. Doba, po kterou vřeteno pracuje je krátká, takže zde odpadá nutnost chlazení. Nevýhodou je určitá “těžkopádnost” celého systému, jelikož konstrukce zásobníku, manipulátoru i celého stroje musí být velmi tuhá a robustní. Tyto znaky také souvisejí s vysokou pořizovací cenou, a proto je jejich využití v praxi minimální.



Obr. 11: Obráběcí centrum s posuvným portálem od firmy TOS Kuřim [10]

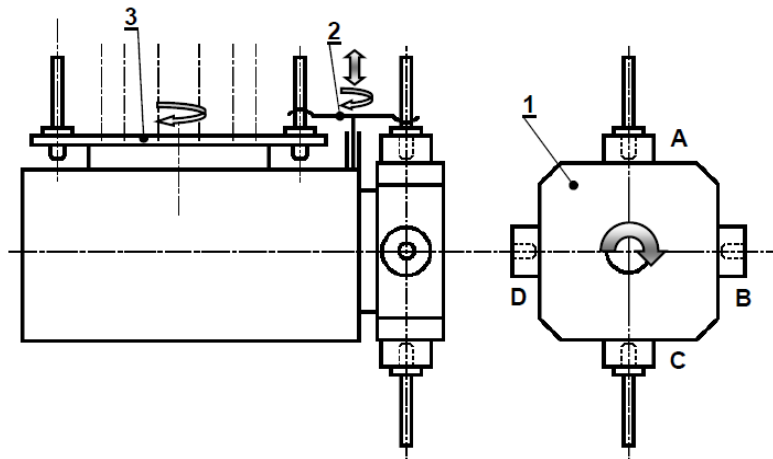


3.2.3. Systémy s výměnou celých vícevřetenových hlav s nástroji

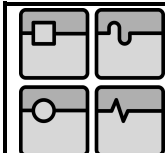
Používají se v seriové a velkosériové výrobě. Stroje používající tyto systémy mohou s výhodou nahradit tvrdé automatické linky. Vícevřetenové hlavy jsou uloženy ve skladovacím zásobníku, který může být jak součástí stroje, tak i umístěný mimo stroj na samostatném stojanu. Systém výměny se řeší převážně přímou metodou principem “pick-up” nebo pomocí výměníku.

3.3. SYSTÉMY KOMBINOVANÉ

Již z názvu je zřejmé, že tento typ systémů AVN využívá kombinace dvou předcházejících způsobů a to tedy systémů s nosným a skladovacím zásobníkem. Nosný zásobník (revolverová hlava) obsahuje malý počet nástrojů (obvykle čtyři), v němž jsou upnuty převážně nástroje menších hmotností a rozměrů. Skladovací zásobník je umístěn mimo pracovní prostor a během obráběcího procesu se nástroj, který bude využit pro další obrábění, posune do příslušné polohy, kde dojde k výměně mezi zásobníkem a vřetenovou revolverovou hlavou pomocí výměníku. Schéma principu a jedna z mnoha kombinací je uvedena na Obr. 12



Obr. 12: Kombinovaný systém AVN se čtyřpolohovou revolverovou hlavou [5]



4. KONSTRUKCE A ZPŮSOBY POLOHOVÁNÍ VÝMĚNÍKŮ

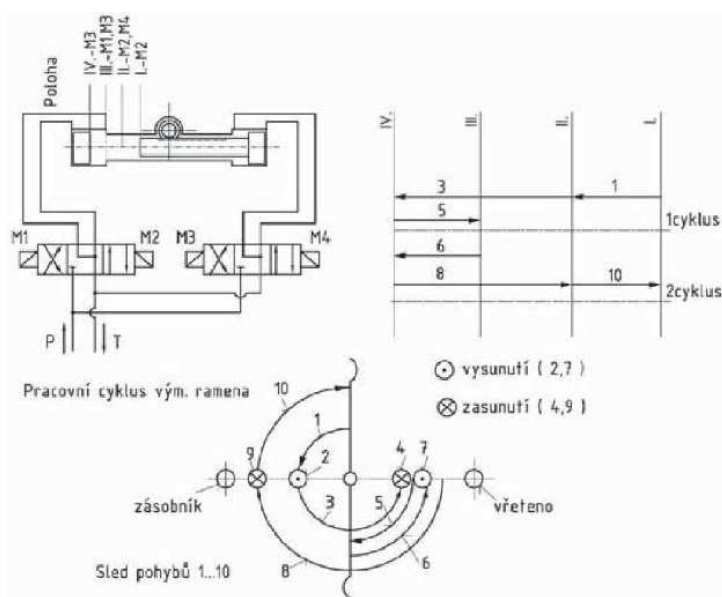
Konstrukčních variant výměnných ramen nabízí výrobci obrovské množství, lze ale uvést dva principy, jejichž použití je v praxi nejčastější [11]:

- Výměník s výsuvnými čelistmi
hlavní výhoda spočívá v tom, že může odebírat nástroje přímo z úložného místa v zásobníku. Naopak poměrně složitý cyklus výměny, který vyžaduje 9 dílčích kroků je jeho nevýhodou. Těto složité výměně je úměrné i prodloužení času výměny nástroje.
- Výměník s otočným ramenem dvojitým
tento princip výměny je nejčastěji používaný a to hlavně díky jeho jednoduchosti, spolehlivosti a krátké době výměny.

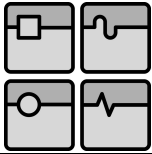
Požadovaných pohybů je docíleno nasazením vhodných pohonů. V konstrukčních řešeních výměníků jsou používány tyto mechanismy náhonu [8]:

- Elektrické
- Hydraulické
- Kombinované
- Mechanické (zejména pružiny)
- Pneumatické

V praktickém využití jsou nejvíce používané pohony elektrické. Velmi zajímavé je však jak řešení pneumatické výměny nástrojů, kterou se zabývá převážně firma Chiron, tak i řešení náhonů hydraulických. Uspořádáním hydraulických přímočarých válců do tandemu je docílen potřebný cyklus natáčení ramene, respektující vždy orientaci úchopných čelistí vůči poloze vřetena a zásobníků. Jak je vidět na schématu (Obr. 13), dvě fáze dvojcyklu se střídavě opakují. [11]



Obr. 13: Funkce výměníku N s otočným ramenem dvojitým [11]

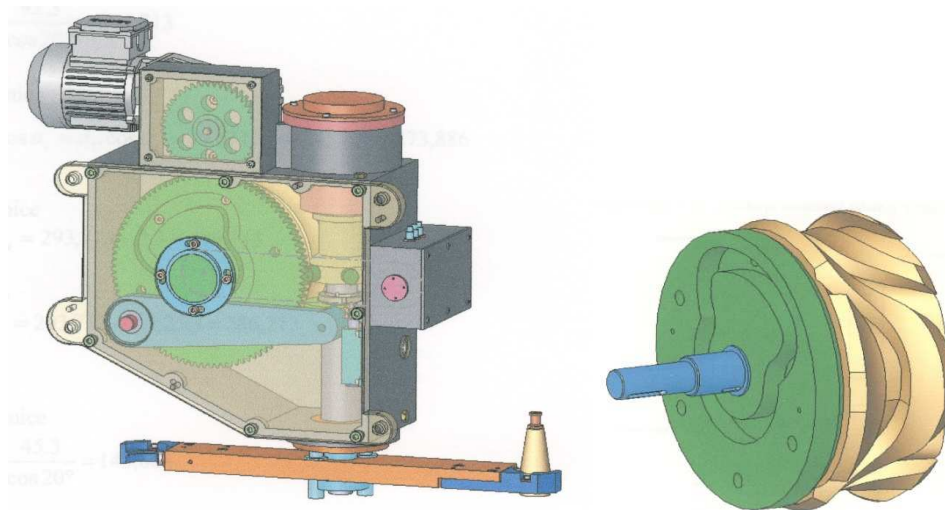


4.1. MECHANISMY POUŽITÉ PRO DOSAŽENÍ POŽADOVANÉHO POHYBU VÝMĚNÍKU

Používané elektrické pohony vykonávají pouze rotační pohyb. Tento pohyb je ale nutné pomocí vhodných konstrukčních řešení a použitím optimálních mechanismů transformovat na požadovaný pohyb výměníku, který je složen jak z pohybu rotačního, tak i translačního.

4.1.1. Použití tvarových vaček

Způsob polohování výměnného ramene využitím globoidních vaček je velmi používaný. Jeho hlavní výhodou je především velmi krátký čas potřebný pro výměnu nástrojů. Dalším pozitivem je, že u této aplikace lze jako pohon použít klasický asynchronní motor, který je v porovnání se servomotory podstatně levnější. Navíc zde stačí k pohonu pouze motor jeden. Nevýhodou globoidních vaček je jejich komplikovaná a náročná výroba korespondující s vyšší pořizovací cenou. Použitím globoidní vačky získáváme pouze jeden výsledný pohyb výměnného ramene, který nelze nijak upravovat. Jelikož jsou ale tyto mechanismy zajišťující výměnu nástrojů konstruovány pro konkrétní použití na daném obráběcím centru, nehraje tato záležitost zásadní roli.



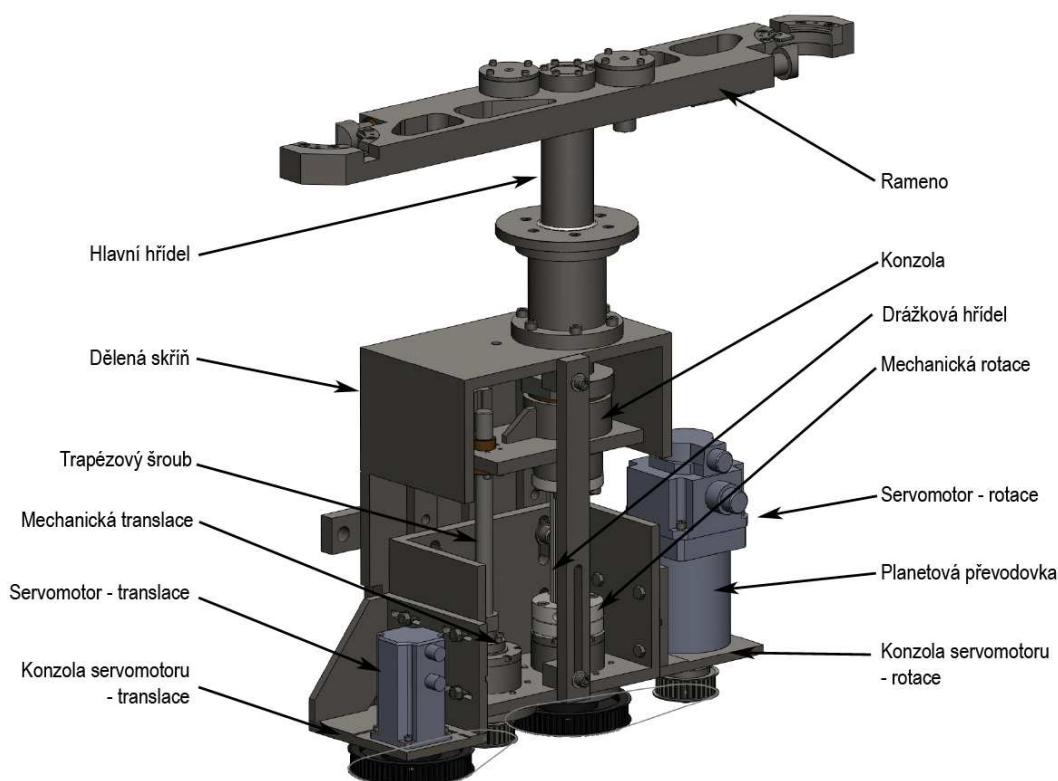
Obr. 14: Polohování ramene použitím tvarových vaček [9]

4.1.2. Kombinace ostatních mechanismů

Tento přístup řeší danou problematiku polohování použitím jednodušších konstrukčních členů. V tomto případě každý konstrukční prvek ovládá pouze jeden pohyb ramene. Tedy jeden konstrukční uzel slouží k vyvození translačního pohybu ramene, zatímco druhý obhospodařuje pohyb rotační. Oba tyto konstrukční uzly jsou zvláště poháněny servomotory. K transformaci rotačního pohybu na translační je využívána kombinace šroub – matice. Řešení těchto konstrukčních uzlů je nepřehledné množství a téměř u každého výrobce lze nalézt různý konstrukční postup. Všechna tato provedení jsou ale založena na stejném principu. Jedno možné řešení lze vidět na Obr. 15. Tato realizace umožňuje požadovaným nastavením servopohonů docílit různou velikost natočení a posunutí ramene, čímž se toto řešení stává univerzálnější a není tak použitelné pouze pro jeden konkrétní obráběcí stroj.

5. STAND PRO AVN STD – 25

Zařízení pro automatickou výměnu nástrojů STD – 25 (Obr. 15) je určeno pro použití na velkých obráběcích strojích, kde je užito upínacích kuželů ISO 50 podle DIN 69871 – A. Konstrukce a charakteristiky podstatných členů mechanismu automatické výměny nástrojů jsou popsány v následujících odstavcích.



Obr. 15: Stand pro výzkum rychlé automatické manipulace s nástroji

5.1. KONSTRUKČNÍ PRVKY

Z důvodů manipulace s velkými setrvačnými hmotami je konstrukce zařízení poměrně robustní. Popis hlavních konstrukčních uzlů je znázorněn na Obr. 15. Konstrukce skříně je složena ze tří dělených částí, které jsou uchyceny pomocí šroubů. Výměnné rameno je pevně spojeno s hlavní hřídelí, která je uložena v kluzném vedení, kde koná jak rotační, tak i translační pohyb. Kluzná ložiska jsou usazena v přírubě, která je přišroubována k nosné skříni. Hlavní hřídel lze označit za určitý přenosový nebo spojovací prvek mezi translačním a rotačním pohybem, protože je svázána jak s drážkovou hřídelí, která přenáší rotační pohyb, tak i s konzolou, která je jedním z prvků mechanické translace. V konzole je hlavní hřídel opět uložena v kluzném vedení, ale zde koná pouze pohyb rotační. Výsledný translační pohyb vzniká transformací rotačního pohybu použitím trapézového šroubu a matice. Matice je součástí konzoly. Trapézový šroub a také drážková hřídel je každý napojen na vlastní hřídel. Tyto hřídele jsou uloženy ve dvou kuličkových ložiscích s kosoúhlým stykem. Hřídele jsou pery spojeny s řemenicemi, na které je přenášen kroutící moment použitím řemenového převodu. Mechanická translace využívá zpřevodování do rychla. Naopak z důvodu velkých setrvačných hmot je u mechanické rotace převodový poměr opačný. Použita je i planetová převodovka Wittenstein LP 090 – M01 – 3 – 11 s převodovým poměrem 3:1.

Tab. 1: Základní použité komponenty

Komponenta	Rozměr/Označení
Trapézový šroub	24×5
Valivá ložiska	7208
Řemenice	TB 32-8M-20
Řemenice	TB 64-8M-20
Řemeny	PowerGrip GT3 920 8MGT 20

5.2. VÝKONOVÉ A OVLÁDACÍ PRVKY

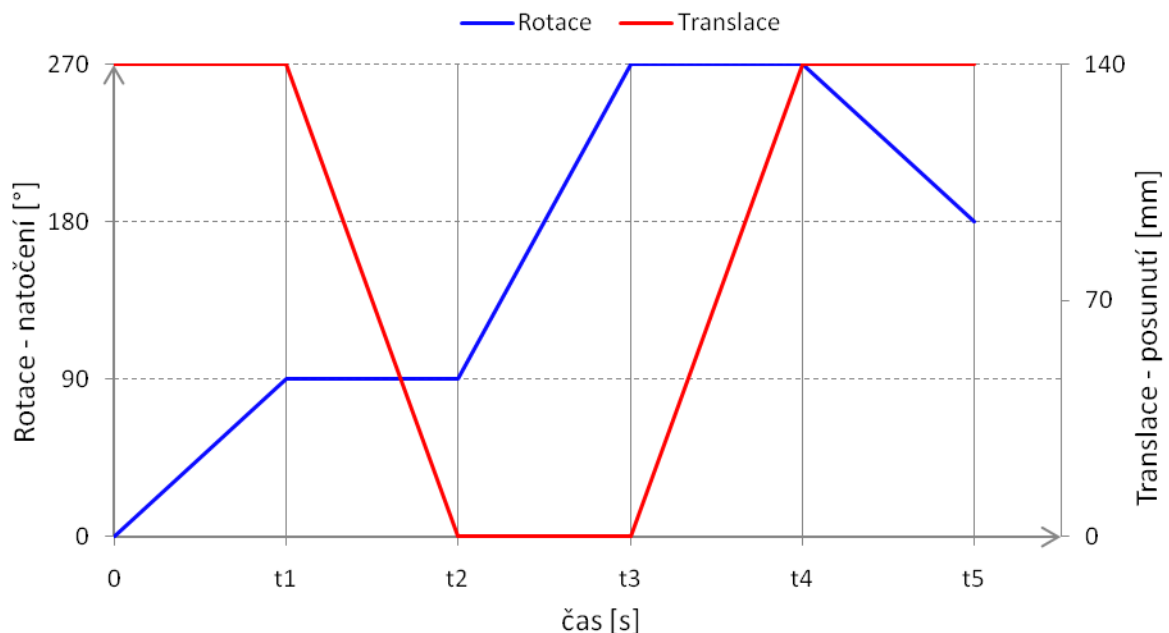
Stand pro automatickou výměnu nástrojů je osazen dvěma totožnými servomotory firmy Control Techniques s označením CTM508T. Použité motory byly pro tento účel vybrány z důvodu jejich výhodné momentové charakteristiky. Mají snížený počet maximálních otáček, ale zvýšený kroutící moment. Dále jsou vybaveny brzdou, která bez problémů udrží mechanismus v klidové poloze. Další z jeho výhod je především možnost výrazného přetížení a přetočení. Při běžném použití lze dosáhnout 2,5 – násobného momentového přetížení a přetočení až na 600 min^{-1} . Pohony jsou ovládány přes frekvenční měnič stejného výrobce a to typu SP1403.

Tab. 2: Parametry servomotoru CTM508T

Název	Označení	Hodnota	Jednotka
Napětí meziobvodu měniče	U_z	560	V
Jmenovitý proud	I_{neff}	1,07	A
Klidový proud	I_{0eff}	1,2	A
Jmenovitý moment	M_n	8,7	Nm
Klidový moment	M_0	9,0	Nm
Jmenovité otáčky	n_n	400	min^{-1}
Napěťová konstanta	K_e	4,82	Vs/rad
Momentová konstanta	K_m	8,34	Nm/A
Odpor vinutí	R	63,5	Ω
Indukčnost vinutí	L	0,48	H
Moment setrvačnosti motoru	J_m	0,00061	kgm^2
Brzdový moment	MB_N	6	Nm
Jmenovité napětí brzdy	UB_N	24	V
Jmenovitý proud brzdy	IB_N	0,54	A
Moment setrvačnosti brzdy	J_B	0,0001038	kgm^2

5.3. POPIS VÝMĚNY NÁSTROJŮ

Při samotné výměně nástrojů je výsledná trajektorie složena ze dvou na sobě nezávislých pohybů, translace a rotace. V první fázi se rameno otáčí o 90 stupňů a dochází k uchycení nástroje/nástrojů do ramene. Následující translační pohyb směrem dolů vysouvá držák nástroje z vřetena, popřípadě z lůžka zásobníku nástrojů a to o takovou hodnotu, aby při následném otočení ramene o 180 stupňů nedošlo ke kolizi. Toto otočení probíhá ve stejném směru jako otočení v první fázi a nástroje jsou tedy odstředivou silou tlačeny do sedla ramene, v němž jsou uchyceny. Po otočení ramene jsou nástroje vyvozením translačního pohybu zasunuty do upínacích mechanismů vřetene a zásobníku. Posledním úkonem celé výměny je otočení ramene do výchozí polohy a to o 90 stupňů proti směru otáčení, jež byl vykonáván v předchozích rotačních pohybech. Velmi názorně tento popis automatické výměny nástrojů ukazuje Obr. 16. Konkrétní uvedené hodnoty posunutí u translačního pohybu jsou na tomto obrázku určeny již pro samotný výpočet, který je popsán a vysvětlen v dalších kapitolách.



Obr. 16: Graf znázorňující průběh rotačního a translačního pohybu

6. NÁSTROJE PRO MODELOVÁNÍ A SIMULACI

Při řešení technických systémů je vývojář postaven před problémem týkající se volby vhodného vývojového nástroje. Většina řešených soustav je složena z více fyzikálních oborů. Z tohoto důvodu vznikají nová programovací prostředí, která se vyznačují svojí modulární strukturou, přičemž jednotlivé moduly řeší danou fyzikální problematiku a umožňují mezi sebou vzájemné propojení a řešení konkrétního systému jako jednoho celku. Tento přístup komplexního řešení daného problému odstraňuje nevýhody, které se vyskytují v případě, kdy jsou jednotlivé části řešeny odděleně.

Modelováním mechatronického systému se rozumí řešení několika specifických problémů mechaniky, jejichž vymezení je následující:

- Úloha statiky
- Úloha kinematiky
- Úloha dynamiky
- Pevnostní analýza
- CAD/CAM modelování
- Návrh a dimenzování pohonů

Každý řešený systém lze vyjádřit jako kombinaci těchto úloh.

V následující části jsou uvedeny vývojové nástroje vhodné k řešení problematiky automatické výměny nástrojů. Jedná se o software, jehož licenci má zakoupeno VUT v Brně a tudíž je možné tyto programy použít po zpracování problematiky vztahující se k této práci.

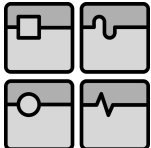
6.1. MSC ADAMS

Program MSC ADAMS (Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems) byl 25 let vyvíjen firmou MDI a od roku 2002 patří do portfolia produktů firmy MSC Software, Inc., působící v USA. Patří mezi nejpropracovanější systémy svého druhu a jeho oblast využití ve světě průmyslu je velmi široká.

ADAMS je výpočtový systém pro modelování a simulaci vázaných mechanických soustav skládajících se z tuhých i poddajných těles, které jsou mezi sebou vázány různými typy kinematických vazeb. Tento výpočtový nástroj umožňuje provádět statické, kinematické a dynamické analýzy vytvořených modelů mechanických soustav s následnou optimalizací a verifikací jejich matematických modelů. [12]

Kompletní výpočtový systém se sestává z mnoha modulů, kdy většinu z nich lze využívat jako samostatně běžící aplikace nezávislé na modulech ostatních. Z navrženého modelu mechanického systému je automaticky sestaven matematický model a tato soustava nelineárních algebraických a diferenciálních rovnic se dále řeší pomocí řešiče (ADAMS/Solver). Samozřejmostí je možnost získané výsledky vizualizovat použitím příslušného modulu. [12]

Program MSC ADAMS má vybudované pracovní rozhraní, které mu umožňuje sdílení dat s ostatními technologiemi jako CAD, FEA, CSD, IDM, CAP atd.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 33
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

6.2. NI LABVIEW + SOLIDWORKS 2010

Kombinace těchto dvou softwarů poskytuje uživateli velice zajímavou možnost řešení různých technických problémů. Společnost National Instrument vytvořila ve spolupráci s firmou Dassault Systemes SolidWorks Corporation modul SoftMotion for Solidworks, který zajišťuje propojení a vzájemnou součinnost mezi těmito programy. Spojení lze realizovat pouze v případě, kdy software SolidWorks obsahuje modul SolidWorks Motion, který umožňuje v grafickém prostředí provádět pohybovou studii daného mechanismu.

LabVIEW

Grafické programovací prostředí NI LabVIEW je v dnešní době velice populární nástroj, umožňující uživateli využitím grafických bloků navrhovat různě složité systémy. Použité grafické bloky obsahují vstupní a výstupní proměnné a algoritmus programu se realizuje jejich propojováním v blokovém diagramu. NI LabVIEW disponuje celou řadou modulů věnujících se určité specifické problematice. Jedním z těchto modulů je i výše zmíněný SoftMotion for SolidWorks.

SolidWorks 2010

SolidWorks je strojírenský 3D CAD software, který umožňuje parametrické 3D objemové i plošné modelování, tvorbu plechových dílů, svařenců a podobně, práci s rozsáhlými sestavami a automatické generování výrobních výkresů. V podstatě se neliší a je srovnatelný s ostatními konkurenčními softwary jiných společností. Prostředí SolidWorks lze rozšířit o přídatné zásuvné moduly a jejich možnost použití je ovlivněna verzí zakoupené produktové řady. Použitím modulu SolidWorks Motion je možné provádět s navrženým mechanismem pohybovou studii, kterou lze ovládat přes připojené rozhraní aplikací NI LabVIEW.

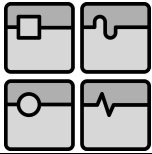
6.3. MATHWORKS MATLAB/SIMULINK

Systém MATLAB je výkonné vývojové prostředí určené pro matematické a inženýrské výpočty a vizualizaci zpracovaných dat. Software byl vyvinut firmou The Mathworks, Inc. v USA a jeho název vnikl z anglického MATrix LABoratory. Tento program řeší zadané problémy na základě numerické analýzy a maticových výpočtů.

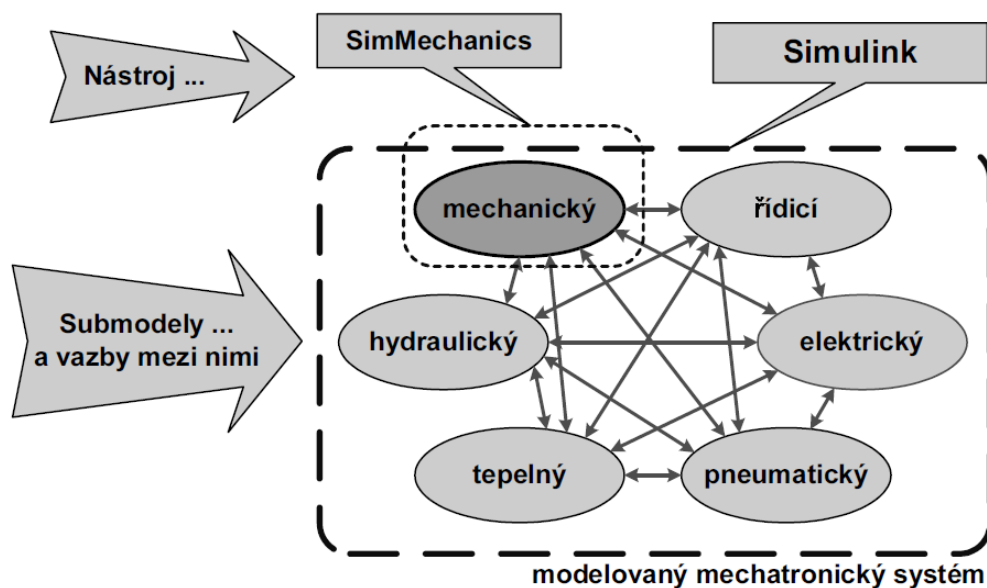
Obsahuje i nadstavbové prostředí Simulink, které slouží k modelování a simulaci dynamických systémů. Interaktivní grafické prostředí Simulinku umožňuje vytváření modelů pomocí blokových schémat a podstatně tak ulehčuje a zjednodušuje práci uživatele. Díky hierarchické struktuře modelů lze vytvářet i velmi složité systémy, jejichž jednotlivé části je možné zahrnout do struktury subsystémů a vytvářet tak velmi přehledné složení výsledného modelu. [13]

Simulink lze rozšířit o další vývojářské nástroje, které jsou specializovány pro další oblasti využití. Mezi tato rozšíření patří i toolbox SimMechanics, jenž je určen pro mechanické výpočty a modelování mechanických soustav tvořených soustavou tuhých těles propojených vazbami². Výhodou SimMechanics je možnost požadovaný systém sestavit pomocí bloků odpovídajících reálným částem mechanických soustav. Uživatel zadává pouze geometrii a vlastnosti těles a vazeb mezi nimi a matematický model systému je vytvořen

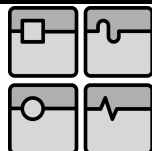
² Soustava tuhých těles propojených vazbami – z anglického temínu MBS – Multi Body Systems



automaticky. Proto není nutné znát matematický popis modelovaného systému, jehož získání je u mnoha technických soustav velice komplikované. Knihovna SimMechanics obsahuje bloky reprezentující například různá tělesa, vazby mezi nimi, pohybové šrouby, akční členy, sensory a podobně. Spojováním těchto bloků lze intuitivně vytvářet grafické modely složitých mechanických soustav a tyto soustavy následně propojovat s dalšími nástroji obsaženými v Simulinku. To znamená možnost mezi sebou propojovat modely jiné fyzikální podstaty představující část mechanickou, elektrickou, elektronickou atd. a modelovat tak nejrůznější typy mechatronických systémů (Obr. 17). Sestavené modely lze zobrazit ve vizualizačním prostředí Matlabu. [13]



Obr. 17: Model mechatronického systému: submodely a simulační nástroje [13]



7. REALIZACE MODELU VYBRANÉHO SYSTÉMU AVN

Ze všech možných konstrukčních řešení se tato práce věnuje realizaci modelu zařízení vyvíjeného Ústavem výrobních strojů, systémů a robotů. Jedná se o zkušební stand STD – 25 (Obr. 18) zkonstruovaný pro zkoušky systémů automatické výměny nástrojů. Popisu, hlavním parametrům a charakteristikám daného zařízení je věnována předchozí kapitola 5. Toto zařízení pro výměnu nástrojů se nachází přímo v prostorách školy, a proto je snadno dostupné a konečné výsledky této práce lze v budoucnu jednoduše ověřit přímo na tomto mechanismu.



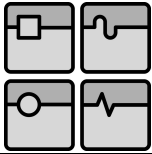
Obr. 18: Zkušební stand STD – 25 pro systémy automatické výměny nástrojů

Následující část práce nahlíží a snaží se řešit daný problém z více hledisek. V první části je systém zjednodušeně popsán matematickými rovnicemi a v dalším je tato problematika řešena použitím softwaru MATLAB/Simulink, kde je celý mechanismus modelován a optimalizován ze dvou různých hledisek. V konečné fázi je provedena simulace a porovnání dosažených výsledků pro daný druh optimalizace. Poslední část této kapitoly je věnována popisu realizace pohybové studie v prostředí SolidWorks a možnosti vzniklé spojením s NI LabVIEW.

7.1. MATEMATICKÝ POPIS SYSTÉMU

Jak již bylo uvedeno výše, celkový pohyb při výměně nástroje se skládá ze dvou nezávislých pohybů a to pohybu rotačního a translačního. To znamená, že následující pohyb se vykoná až po dokončení pohybu předchozího. Proto se tyto dva úkony navzájem minimálně ovlivňují a z toho lze vyvodit určitá zjednodušení, která jsou použita při sestavování následného matematického modelu tohoto mechanismu.

Po předchozích úvahách je obecný matematický popis systému rozdělen na výpočet zabývající se mechanickou translací a na výpočet popisující mechanickou rotaci.

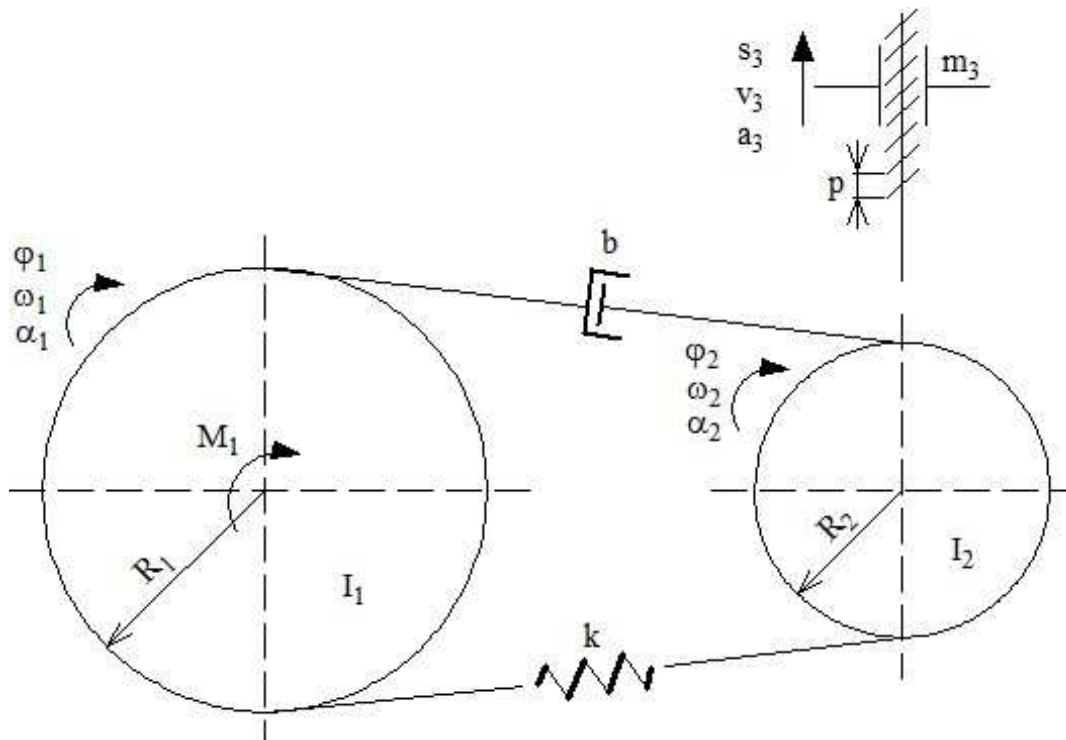


7.1.1. Matematický model – translace

Pro sestavení dynamických rovnic modelu mechanické translace je vycházeno ze zjednodušeného modelu. Hmotnosti částí působících na trapézový šroub jsou soustředěny do těžiště. Není uvažován vliv pasivních odporů. Řemen je modelován jako kombinace pružného a tlumícího elementu. Schéma dynamické soustavy mechanické translace pro odvození dynamických rovnic je znázorněno na Obr. 19. Pro sestavení stavového modelu daného mechanismu se vychází z pohybových rovnic získaných na základě použití Lagrangeovy rovnice II. druhu (1).

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial E_k}{\partial q} + \frac{\partial E_p}{\partial q} + \frac{\partial E_d}{\partial \dot{q}} = \frac{\partial A}{\partial q} = \frac{\partial W}{\partial \dot{q}} \quad \begin{matrix} q = \varphi \\ \dot{q} = \omega \end{matrix} \quad (1)$$

Tento přístup je založen na energetickém principu a k sestavení pohybových rovnic je třeba vyjádřit kinetickou a potenciální energii jako funkci zobecněných souřadnic.



Obr. 19: Schéma – mechanická translace

Označení symbolů

Symbol	Popis	Jednotky
M_1	Moment motoru	Nm
φ_1	Úhlové natočení motoru	rad
R_1	Poloměr řemenice motoru	m
I_1	Moment setrvačnosti (motor + řemenice)	kgm ²
x_1	Obvodové posunutí řemenice motoru	m

<i>Symbol</i>	<i>Popis</i>	<i>Jednotky</i>
v_1	Obvodová rychlost řemenice motoru	m/s
φ_2	Úhlové natočení trapézového šroubu	rad
R_2	Poloměr řemenice trapézového šroubu	m
I_2	Výsledný moment setrvačnosti všech závislých částí	kgm ²
m_3	Hmotnost částí působících na trapézový šroub v těžišti	kg
s_3	Posunutí vyvozené od natočení trapézového šroubu	m
b	Součinitel útlumu	-
k	Součinitel tuhosti	-
p	Stoupání trapézového šroubu	m
g	Gravitační zrychlení	m/s ²

Přepočtové vztahy

$$\omega_2 = \omega_1 \cdot \frac{R_1}{R_2} \quad (2)$$

$$v_3 = \omega_1 \cdot \frac{R_1 \cdot p}{R_2 \cdot 2 \cdot \pi} \quad (3)$$

$$s_3 = \varphi_1 \cdot \frac{R_1 \cdot p}{R_2 \cdot 2 \cdot \pi} \quad (4)$$

Výpočet kinetické energie

$$E_k = \frac{1}{2} \cdot I_1 \cdot \omega_1^2 + \frac{1}{2} \cdot I_2 \cdot \omega_2^2 + \frac{1}{2} \cdot m_3 \cdot v_3^2 = \frac{1}{2} \cdot I_1 \cdot \omega_1^2 + \frac{1}{2} \cdot I_2 \cdot \left(\frac{R_1}{R_2} \right)^2 \omega_1^2 + \frac{1}{2} \cdot m_3 \cdot \left(\frac{R_1 \cdot p}{R_2 \cdot 2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \omega_1^2 \quad (5)$$

Výpočet potenciální energie

$$E_p = -\frac{1}{2} \cdot k \cdot x_1^2 + m_3 \cdot g \cdot s_3 = -\frac{1}{2} \cdot k \cdot R_1^2 \cdot \varphi_1^2 + m_3 \cdot g \cdot \frac{R_1 \cdot p}{R_2 \cdot 2 \cdot \pi} \cdot \varphi_1 \quad (6)$$

Výpočet disipační energie

$$E_d = \frac{1}{2} \cdot b \cdot v_1^2 = \frac{1}{2} \cdot b \cdot R_1^2 \cdot \omega_1^2 \quad (7)$$

Výpočet práce

$$A = M_1 \cdot \varphi_1 \quad (8)$$

Derivace kinetické energie podle úhlové rychlosti ω_1

$$\frac{\partial E_k}{\partial \omega_1} = I_1 \cdot \omega_1 + I_2 \cdot \left(\frac{R_1}{R_2}\right)^2 \cdot \omega_1 + m_3 \cdot \left(\frac{R_1 \cdot p}{R_2 \cdot 2 \cdot \pi}\right)^2 \cdot \omega_1 \quad (9)$$

Časová derivace kinetické energie

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \omega_1} \right) = I_1 \cdot \alpha_1 + I_2 \cdot \left(\frac{R_1}{R_2}\right)^2 \cdot \alpha_1 + m_3 \cdot \left(\frac{R_1 \cdot p}{R_2 \cdot 2 \cdot \pi}\right)^2 \cdot \alpha_1 \quad (10)$$

Derivace kinetické energie podle úhlového natočení φ_1

$$\frac{\partial E_k}{\partial \varphi_1} = 0 \quad (11)$$

Derivace potenciální energie podle úhlového natočení φ_1

$$\frac{\partial E_p}{\partial \varphi_1} = -k \cdot R_1^2 \cdot \varphi_1 + m_3 \cdot g \cdot \frac{R_1 \cdot p}{R_2 \cdot 2 \cdot \pi} \quad (12)$$

Derivace disipační energie podle úhlové rychlosti ω_1

$$\frac{\partial E_d}{\partial \omega_1} = b \cdot R_1^2 \cdot \omega_1 \quad (13)$$

Derivace práce podle úhlového natočení φ_1

$$\frac{\partial A}{\partial \varphi_1} = M_1 \quad (14)$$

Získané vztahy jsou dosazeny do Langrangeovy rovnice II. druhu (1) a z této rovnice je vyjádřeno úhlového zrychlení α_1

$$\alpha_1 = \frac{M_1}{A_q} - m_3 \cdot g \cdot \frac{R_1 \cdot p}{R_2 \cdot 2 \cdot \pi \cdot A_q} - \frac{b \cdot R_1^2}{A_q} \cdot \omega_1 + \frac{k \cdot R_1^2}{A_q} \cdot \varphi_1 \quad (15)$$

$$A_q = I_1 + I_2 \cdot \left(\frac{R_1}{R_2}\right)^2 + m_3 \cdot \left(\frac{R_1 \cdot p}{R_2 \cdot 2 \cdot \pi}\right)^2 \quad (16)$$

Obecné vyjádření stavového popisu

$$\begin{aligned} x'(t) &= Ax(t) + Bu(t) \\ y(t) &= Cx(t) + Du(t) \end{aligned} \quad (17)$$

Dosazení do stavového modelu

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} \ddot{\varphi} \\ \dot{\varphi} \end{bmatrix} &= A \cdot \begin{bmatrix} \varphi \\ \dot{\varphi} \end{bmatrix} + B \cdot u \\ Y &= C \cdot \begin{bmatrix} \varphi \\ \dot{\varphi} \end{bmatrix} + D \cdot u \end{aligned} \quad (18)$$

Matice stavového prostoru vyjádřené z rovnice (15)

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ \frac{k \cdot R_1^2}{A_q} & -\frac{b \cdot R_1^2}{A_q} \end{bmatrix} \quad B = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{A_q} \end{bmatrix} \quad C = [1 \quad 0] \quad D = [0] \quad (19)$$

Člen rovnice (15): $-m_3 \cdot g \cdot \frac{R_1 \cdot p}{R_2 \cdot 2 \cdot \pi \cdot A_q}$, vyjadřuje úhlové zrychlení vzniklé od

zátěžného momentu redukováného na hřídel motoru, který je vyvozen od částí mechanismu působících na trapézový šroub.

Moment setrvačnosti redukováný na hřídel motoru

Pro výpočet momentu setrvačnosti redukováného na hřídel motoru z daného dynamického modelu bylo využito tzv. metody redukce. Tato metoda spočívá v nahrazení celé soustavy jednoduchou fiktivní redukovanou soustavou, která koná v tomto případě rotační pohyb. Výsledný moment setrvačnosti takto redukováné soustavy je získán na základě rovnosti kinetické energie soustavy před redukcí a kinetické energie soustavy po redukcí.

Pro redukcí na rotační pohyb platí:

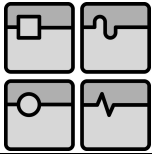
$$\frac{1}{2} \cdot I_{Red1} \cdot \omega_1^2 = \frac{1}{2} \cdot I_1 \cdot \omega_1^2 + \frac{1}{2} \cdot I_2 \cdot \omega_2^2 + \frac{1}{2} \cdot m_3 \cdot v_3^2 \quad (20)$$

Dosazením rovnice (2) a (3) do rovnice (20) získáme:

$$I_{Red1} \cdot \omega_1^2 = I_1 \cdot \omega_1^2 + I_2 \cdot \left(\frac{R_1}{R_2}\right)^2 \cdot \omega_1^2 + m_3 \cdot \left(\frac{R_1 \cdot p}{R_2 \cdot 2\pi}\right)^2 \cdot \omega_1^2 \quad (21)$$

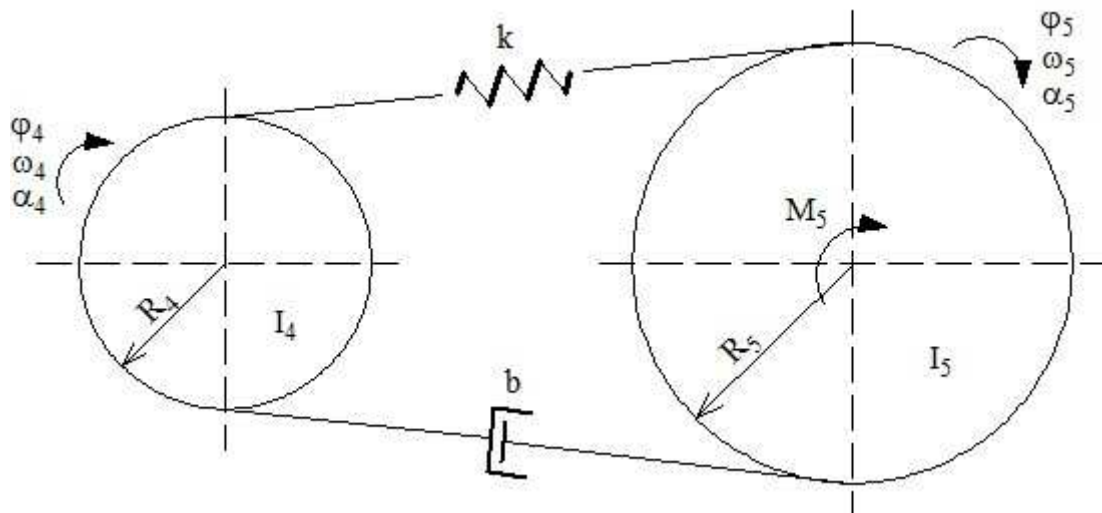
Výsledný moment setrvačnosti redukováné soustavy

$$I_{Red1} = I_1 + I_2 \cdot \left(\frac{R_1}{R_2}\right)^2 + m_3 \cdot \left(\frac{R_1 \cdot p}{R_2 \cdot 2\pi}\right)^2 \quad (22)$$



7.1.2. Matematický model – rotace

Vyjádření pohybových rovnic modelu mechanické rotace je v porovnání s translací méně komplikované. I tento matematický popis je získán na základě Langrangeovy rovnice II. druhu (1). Pasivní odpory jsou zanedbány a řemen je modelován kombinací tlumiče a pružiny jako v přechodném případě.



Obr. 20: Schéma – mechanická rotace

Označení symbolů

Symbol	Popis	Jednotky
M_5	Moment motoru	Nm
φ_5	Úhlové natočení motoru	rad
R_5	Poloměr řemenice motoru	m
I_5	Moment setrvačnosti (motor + řemenice)	kgm^2
x_5	Obvodové posunutí řemenice motoru	m
v_5	Obvodová rychlost řemenice motoru	m/s
φ_4	Úhlové natočení drážkové hřídele	rad
R_4	Poloměr řemenice drážkové hřídele	m
I_4	Výsledný moment setrvačnosti závislých částí	kgm^2
b	Součinitel útlumu	-
k	Součinitel tuhosti	-

Přepočtové vztahy

$$\omega_4 = \omega_5 \cdot \frac{R_5}{R_4} \quad (23)$$

Výpočet kinetické energie

$$E_k = \frac{1}{2} \cdot I_5 \cdot \omega_5^2 + \frac{1}{2} \cdot I_4 \cdot \omega_4^2 = \frac{1}{2} \cdot I_5 \cdot \omega_5^2 + \frac{1}{2} \cdot I_4 \cdot \left(\frac{R_5}{R_4} \right)^2 \cdot \omega_5^2 \quad (24)$$

Výpočet potenciální energie

$$E_p = -\frac{1}{2} \cdot k \cdot x_5^2 = -\frac{1}{2} \cdot k \cdot R_5^2 \cdot \varphi_5^2 \quad (25)$$

Výpočet disipační energie

$$E_d = \frac{1}{2} \cdot b \cdot v_5^2 = \frac{1}{2} \cdot b \cdot R_5^2 \cdot \omega_5^2 \quad (26)$$

Výpočet práce

$$A = M_5 \cdot \varphi_5 \quad (27)$$

Derivace kinetické energie podle úhlové rychlosti ω_5

$$\frac{\partial E_k}{\partial \omega_5} = I_5 \cdot \omega_5 + I_4 \cdot \left(\frac{R_5}{R_4} \right)^2 \cdot \omega_5 \quad (28)$$

Časová derivace kinetické energie

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \omega_5} \right) = I_5 \cdot \alpha_5 + I_4 \cdot \left(\frac{R_5}{R_4} \right)^2 \cdot \alpha_5 \quad (29)$$

Derivace kinetické energie podle úhlového natočení φ_5

$$\frac{\partial E_k}{\partial \varphi_5} = 0 \quad (30)$$

Derivace potenciální energie podle úhlového natočení φ_5

$$\frac{\partial E_p}{\partial \varphi_5} = -k \cdot R_5^2 \cdot \varphi_5 \quad (31)$$

Derivace disipační energie podle úhlové rychlosti ω_5

$$\frac{\partial E_d}{\partial \omega_5} = b \cdot R_5^2 \cdot \omega_5 \quad (32)$$

Derivace práce podle úhlového natočení φ_5

$$\frac{\partial A}{\partial \varphi_5} = M_5 \quad (33)$$

Získané vztahy jsou dosazeny do Langrangeovy rovnice II. druhu (1) a z ní je vyjádřeno úhlového zrychlení α_1 .

$$\alpha_5 = \frac{M_5}{A_q} - \frac{b \cdot R_5^2}{A_q} \cdot \omega_5 + \frac{k \cdot R_5^2}{A_q} \cdot \varphi_5 \quad (34)$$

$$A_q = I_5 + I_4 \cdot \left(\frac{R_5}{R_4} \right)^2 \quad (35)$$

Při vyjádření matic stavového modelu opět vycházíme z rovnic (17), (18) a rovnice (34)

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ \frac{k \cdot R_5^2}{A_q} & -\frac{b \cdot R_5^2}{A_q} \end{bmatrix} \quad B = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ A_q \end{bmatrix} \quad C = [1 \quad 0] \quad D = [0] \quad (36)$$

Moment setrvačnosti redukovaný na hřídel motoru

I pro výpočet tohoto momentu setrvačnosti redukovaného na hřídel motoru bylo využito metody redukce. Opět se jedná o nahrazení redukovanou soustavou, která koná rotační pohyb.

Pro redukci na rotační pohyb platí:

$$\frac{1}{2} \cdot I_{Red5} \cdot \omega_5^2 = \frac{1}{2} \cdot I_5 \cdot \omega_5^2 + \frac{1}{2} \cdot I_4 \cdot \omega_4^2 \quad (37)$$

Dosazením rovnice (23) do rovnice (37) získáme:

$$I_{Red5} \cdot \omega_5^2 = I_5 \cdot \omega_5^2 + I_4 \cdot \left(\frac{R_5}{R_4} \right)^2 \cdot \omega_5^2 \quad (38)$$

Výsledný moment setrvačnosti redukované soustavy

$$I_{Red5} = I_5 + I_4 \cdot \left(\frac{R_5}{R_4} \right)^2 \quad (39)$$

7.1.3. Zhodnocení

Sestavené stavové rovnice reprezentující část mechanické translace a rotace jsou použitelné pro další zpracování a v této práci slouží pro ověření správnosti postupu při návrhu následného modelu ve vývojovém prostředí MATLAB/Simulink. Realizace řemenového převodu jako kombinace tlumícího a pružného elementu tento prvek dostatečně nahrazuje. Ovšem určení hodnot součinitele tuhosti a útlumu je poněkud komplikované, jelikož výrobci tyto parametry neuvádí. Řešení, kdy jsou hodnoty koeficientu tuhosti a tlumení zanedbány odpovídá návržení mechanismu ve vývojovém prostředí MATLAB/Simulink. Nespornou výhodou oproti řešení pomocí stavových rovnic je, že tvorba mechanismu v grafickém prostředí Simulinku umožňuje uživateli přehledné vytvoření daného modelu s následnou vizualizací.

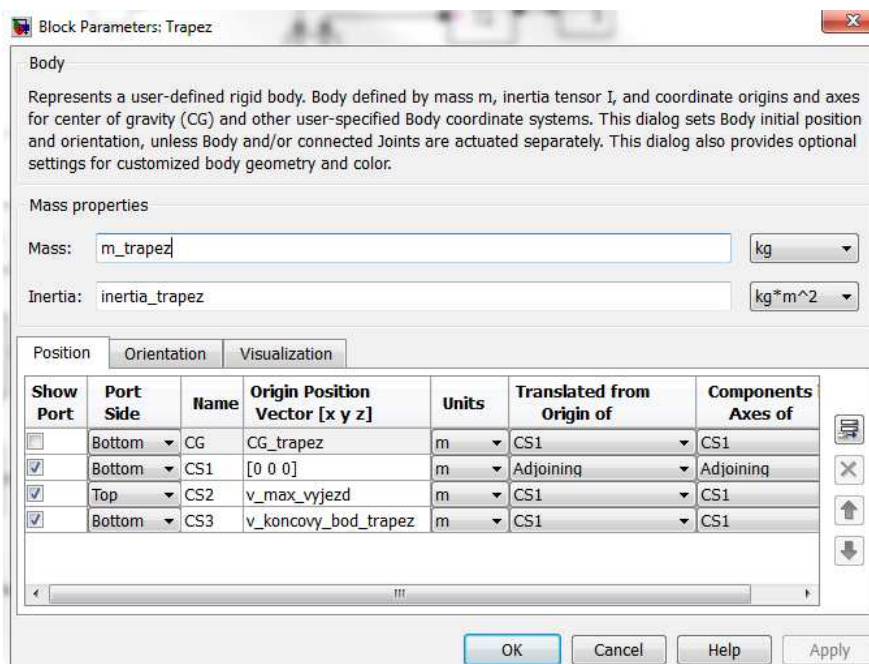
7.2. MATHWORKS MATLAB/SIMULINK

Tvorba modelu zkušebního standu STD – 25 byla provedena v prostředí softwaru MATLAB/Simulink. Ústav výrobních strojů, systémů a robotů se zabýval již tvorbou modelu využitím programu MSC ADAMS. Navržením modelu v MATLABu lze získat určitá výstupní data, která lze porovnávat s již dosaženými výsledky získanými modelováním v programu ADAMS. Toto je jeden z důvodů, proč bylo k řešení zadaného problému zvoleno programové prostředí MATLABu. Další aspekt této volby vyplýval z faktu, že autor se během studia již s vývojovým prostředím tohoto softwaru seznámil a získané základy bylo možno při vývoji modelu uplatnit. MATLAB jako takový, je nástroj, který je velice často v praxi používán a nově nabyté znalosti, zkušenosti a informace je možné v budoucnu uplatnit při řešení dalších problémů.

Velice zajímavou variantou řešení se jeví i využití propojení softwaru LabVIEW s CAD modelářem Solidworks 2010. Řešení tímto přístupem bylo částečně realizováno, ale vyskytly se určité komplikace související s přechodem na novější verzi programu SolidWorks, které dokončení v daném čase neumožňovaly. Další podkapitola se stručně zmíněné variantě věnuje a popisuje vzniklé problémy.

7.2.1. Tvorba modelu kompletního mechanismu

Mechanický model zkušebního standu pro automatickou výměnu nástrojů byl vytvořen v grafickém prostředí SimMechanics. Při modelování bylo použito určité zjednodušení, kdy nebyly modelovány všechny prvky mechanismu, ale ty části, které spolu úzce souvisejí (konají stejný pohyb), jsou zde reprezentovány pouze jedním blokem. S tímto přístupem byly vytvořeny veškeré části mechanismu a ty poté propojeny odpovídajícími vazbami. Při vytváření jednotlivých těles představující skutečné komponenty mechanismu bylo nutné pro každý blok definovat parametry jako je těžiště, moment setrvačnosti a významné body konkrétní části mechanismu.



Obr. 21: Určení parametrů bloku reprezentujícího trapézový šroub

Pro hodnotu každého parametru je definována vlastní proměnná, která je spolu s ostatními uložena ve vytvořeném programu (m-file). Poté v jednotlivých blocích mechanické soustavy vystupují názvy těchto proměnných namísto konkrétních hodnot (Obr. 21). Zde použité rozměrové a fyzikální parametry byly získány z 3D modelu vytvořeného v CAD softwaru Solidworks 2010.

Sestava mechanismu pro automatickou výměnu nástrojů byla k dispozici ve formátu IGES³. Následné otevření v CAD programu Solidworks 2010 mělo za následek, že většina vazeb nebyla mezi jednotlivými komponenty zachována a výsledná sestava se nechovala korektně. Proto musely být jednotlivé díly celé sestavy přemodelovány. Materiály jednotlivých součástí byly získány z výkresové dokumentace nebo pro konkrétní díly z jejich katalogových hodnot.

Řemenový převod

Jelikož knihovna SimMechanics neobsahuje žádný blok představující řemenový převod, byl při řešení konstrukčního uzlu realizujícího řemen využit prvek “Gear Constraint”, který vyjadřuje převod pomocí dvou ozubených kol. Z tohoto důvodu zde nejsou při výpočtech brány v potaz vlastnosti charakterizující řemenový převod.

Planetová převodovka

Dalším konstrukčním celkem je planetová převodovka. Planetovou převodovku je možné modelovat kombinací již uvedených bloků “Gear Constraint”. Toto řešení by bylo pro danou aplikaci optimální, ale vyskytl se zde problém, kdy výrobce udává pouze moment setrvačnosti planetové převodovky jako celku, ale nikoli momenty setrvačností jednotlivých částí planetovky, které jsou nutné pro definování parametrů jednotlivých bloků z nichž by se planetová převodovka skládala. Proto bylo od daného řešení ustoupeno a výstupní otáčky motoru byly využitím bloku “Gain” upraveny dle převodového poměru převodovky. Protože je planetová převodovka přímo spojena s hnací řemenicí, byl k momentu setrvačnosti této řemenice připočten i moment setrvačnosti planetové převodovky. Tímto opatřením bylo dosaženo toho, že ve výsledku je chování stejné jako kdyby byl použit model planetové převodovky sestavený z výše uvedených bloků.

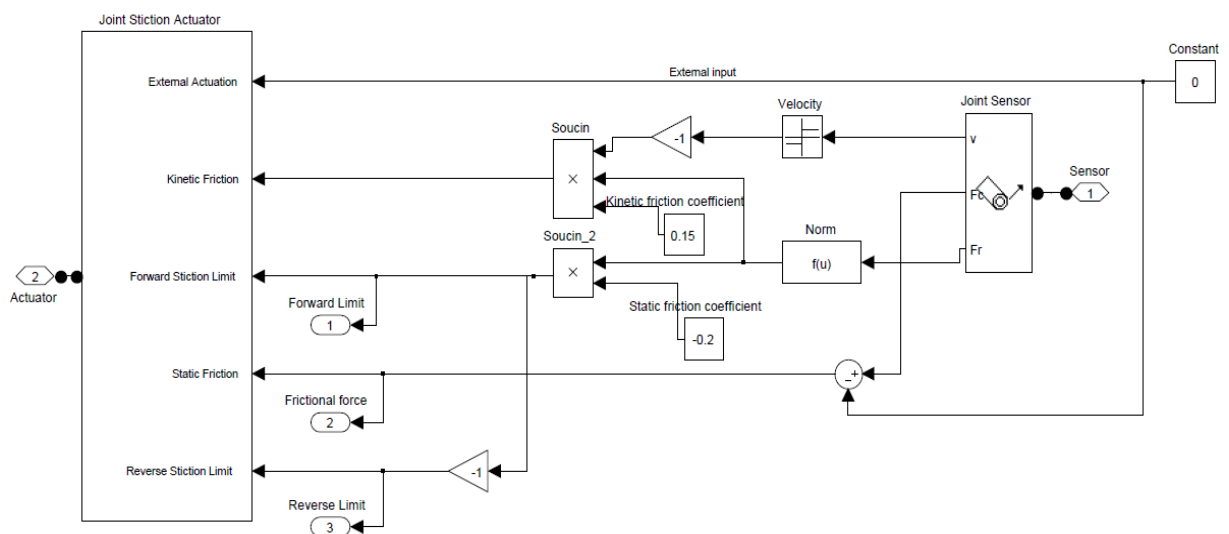
Pasivní odpory

Ve výsledném modelu bylo zahrnuto i modelování pasivních odporů za pomoci bloku “Joint Stiction Actuator”. Použití tohoto bloku je srozumitelně vysvětleno zdroji [13] a [14]. V první fázi byl vytvořen model tření pro primitivní vazby obsažené v mechanismu (Obr. 23), tedy pro vazbu “Prismatic”, “Revolute” a “Cylindrical”. Při spuštění simulace docházelo k chybám, kdy se mechanismus nacházel v singulární poloze. Vhodným nastavením velikosti kroku řešiče byl tento problém odstraněn. V dalším byl vytvořen model tření pro styk trapézového šroubu s maticí využitím bloku “Normal Friction Actuator”. Na vyobrazeném schématu se jedná o vazbu “Screw”. Při spuštění simulaci se všemi uvažovanými pasivními odpory ale opět docházelo při výpočtu k chybám. Jednalo se o chybu, kdy docházelo k uzamčení stupně volnosti mechanické translace, tedy trapézového šroubu. Tento problém se vhodným nastavením řešiče nepodařilo odstranit a také další pokusy o nalezení chyby byly

³ IGES – International Graphics Exchange Specification, výměnný souborový formát pro CAD data používaný ve strojírenství. Formát je určen organizací ANSI

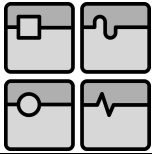
neúspěšné. Následně byl navržen vlastní jednoduchý model tření pro ověření funkčnosti, ale i při této simulaci výpočet selhal. Následné přenastavování řešiče opět nevedlo k odstranění chyby.

Problematika tření ve šroubovém spojení se jeví jako komplikovaná záležitost a nebyl nalezen způsob, jak tento problém odstranit. Z tohoto důvodu stejně jako při sestavování matematického popisu nebyly pasivní odpory ve výsledném modelu uvažovány. Možnost simulace tření pouze primitivních vazeb je možná, ale s ohledem na velké setrvačné hmoty a hmotnosti jednotlivých částí mechanismu lze toto považovat za zanedbatelné. Tření zahrnuté v modelu také výrazně zvyšuje výpočetní čas.

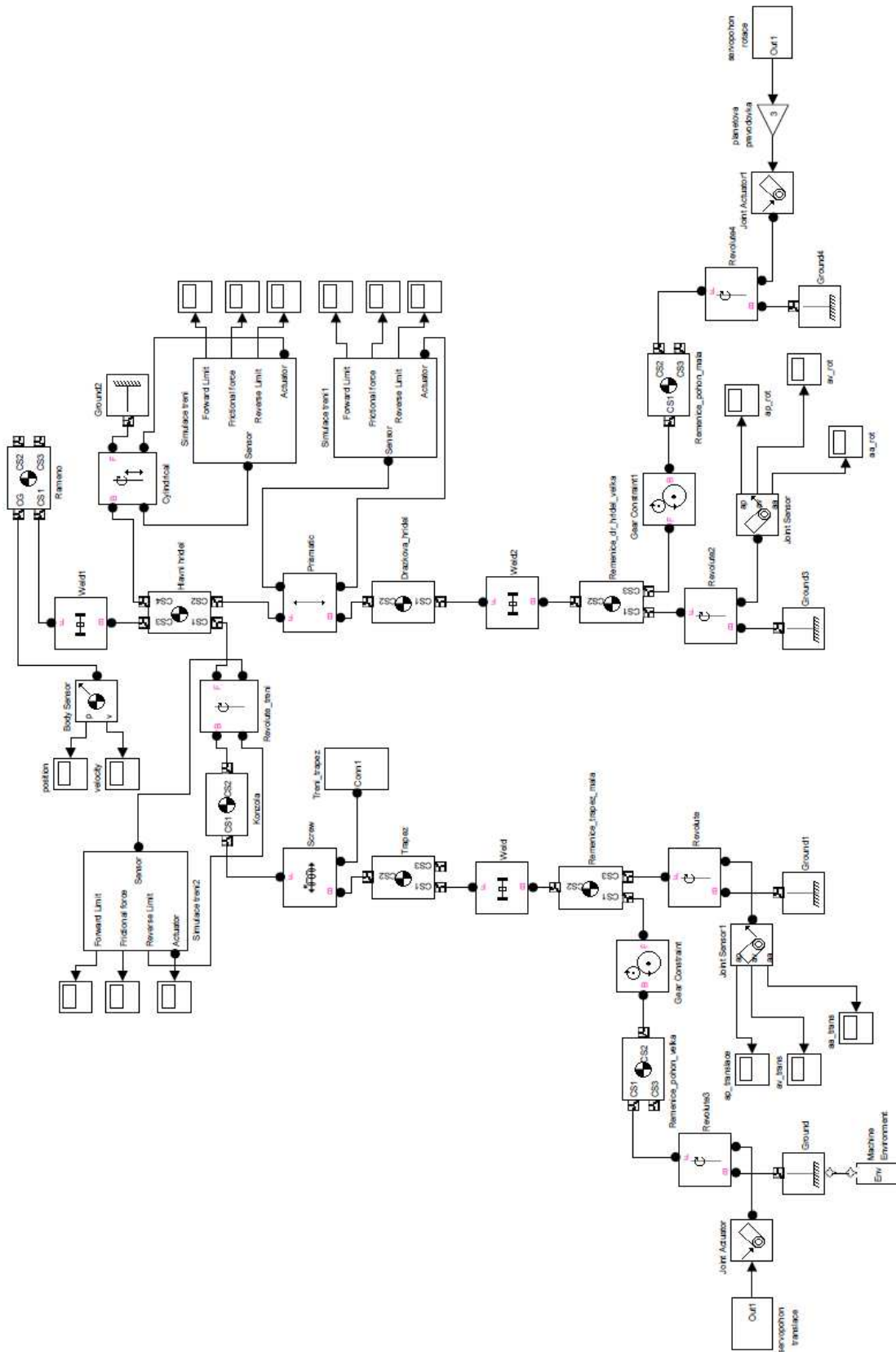


Obr. 22: Model tření sestavený použitím bloku “Joint Stiction Actuator”

Realizace kompletního modelu standu STD – 25 pro automatickou výměnu nástrojů je znázorněna na Obr. 23. Na tomto blokovém schématu lze vidět i subsystémy zastupující model servopohonů, které celý mechanismus ovládají. Modelování a popisu těchto servomotorů je věnována následující samostatná část.



DIPLOMOVÁ PRÁCE



Obr. 23: Kompletní model mechanické soustavy – stand STD – 25

7.2.2. Tvorba modelu servopohonu

Pohyby výměnného ramene jsou vyvozovány servopohony. K dosažení kvalitního modelu a následné simulace bylo nutno vytvořit vhodný model servomotoru, který co nejdůvěryhodněji zastupuje reálný pohon. V první fázi byl vytvořen vlastní model servomechanismu, který byl následně nahrazen blokem dostupným v knihovně MATLABu reprezentující servomotor.

Návrh vlastního servopohonu

U výrobních strojů pro pohon posuvů se výhradně používá kaskádní uspořádání regulačního obvodu se třemi zpětnými vazbami a to proudovou, rychlostní a polohovou (Obr. 25). Pro tento případ bylo uvažováno použít tento model i pro mechanickou rotaci. Regulace polohy je navržena pro stejnosměrný motor, který v schématu tvoří samostatný subsystém.

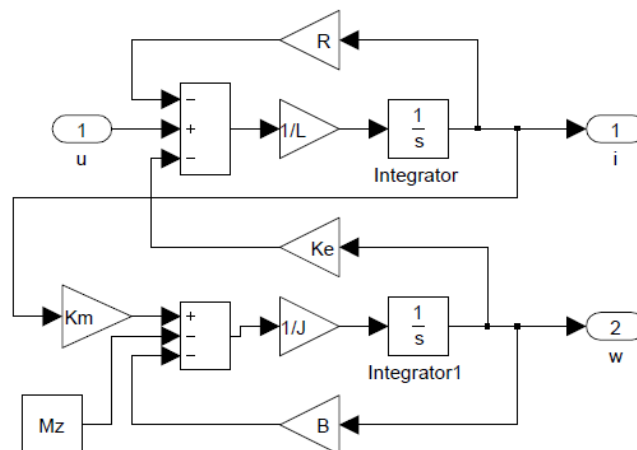
Model DC motoru lze popsat dvěma diferenciálními rovnicemi (40) a (41)

$$\frac{di}{dt} = \frac{1}{L} \cdot (u - i \cdot R - K_e \cdot \omega) \quad (40)$$

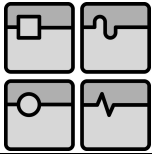
$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{1}{J_m} \cdot (K_m \cdot i - B \cdot \omega) \quad (41)$$

Tab. 3: Dosažené hodnoty

Název	Označení	Hodnota	Jednotka
Indukčnost vinutí	L	0,48	H
Odpor vinutí	R	63,5	Ω
Napěťová konstanta	K_e	4,82	Vs/rad
Moment setrvačnosti motoru	J_m	0,00061	kgm ²
Momentová konstanta	K_m	8,34	Nm/A
Tlumicí konstanta	B	0,000007166	Nms



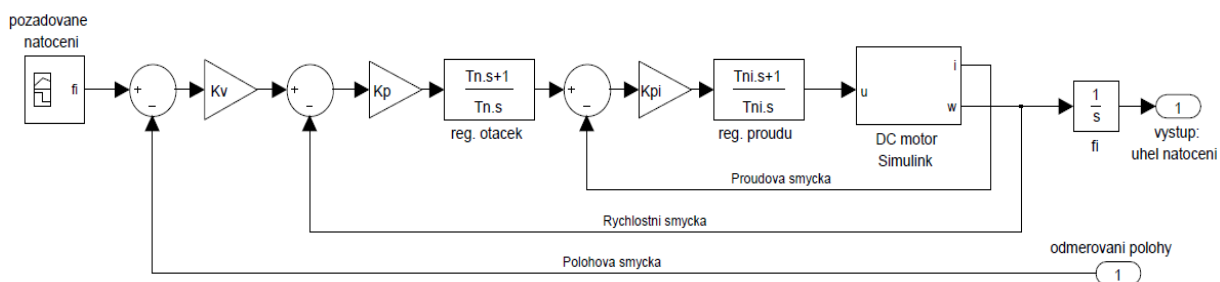
Obr. 24: Subsystém reprezentující model DC motoru



Vstupem do kompletního modelu regulace polohy je požadované natočení hřídele motoru. Aby se natočení hřídele motoru na výstupu z regulace co nejvíce přibližovalo požadovanému průběhu, musí být vhodně nastaveno propocionální zesílení a integrační časové konstanty regulátoru.

Jako vhodné použití se jeví využití metody Ziegler-Nichols. Pro použití tohoto přístupu je nutné znát přenos celkového systému, tedy kombinace mechanické soustavy a stejnosměrného motoru. Tento přenos je však natolik komplikovaný, že v samotném výpočtu se vyskytují rovnice vyšších řádů, které by bylo nutné řešit numericky, což by bylo velmi náročné. Získání příslušných konstant regulátoru lze získat i použitím metody pokus–omyl, kdy je při dodržení určitých pravidel popsanych zde [15] možno dosáhnout určitého základního nastavení. Toto nastavení je však pouze přibližné a ve většině případů pro zvolenou aplikaci málo použitelné. Navíc při změně zatížení by bylo nutné provádět nové výpočty, protože velikost zatížení ovlivňuje přímo nastavení regulátoru. Dále také naladění regulátoru by bylo velmi časově náročné.

Z těchto důvodů bylo od návrhu vlastního servomechanismu ustoupeno a pro model servopohonu byl zvolen blok obsažený v knihovně Simulinku.



Obr. 25: Blokové schéma regulace polohy servomechanismu

Označení symbolů

Symbol	Popis	Jednotky
K_v	Proporcionální zesílení polohové smyčky	s^{-1}
K_p	Proporcionální zesílení rychlostní smyčky	A/rad/s
K_{pi}	Proporcionální zesílení proudové smyčky	V/A
K_e	Napěťová konstanta motoru	Vs/rad
T_n	Integrační časová konstanta regulátoru otáček	s
T_{ni}	Integrační časová konstanta regulátoru proudu	s
s	Laplaceův operátor	-

Realizace využitím dostupného bloku “Servomotor”

V rámci kompletního modelu mechanismu zde vystupuje model servomotoru jako samostatný subsystém. Základním prvkem tohoto podsystému je použití bloku “Servomotor”, který je obsažen v knihovně SimElectronics a který představuje samostatný servopohon [14]. Tento blok obsahuje šest portů, na které se připojují ostatní bloky specifické pro konkrétní port. Jak lze vidět na Obr. 26, dva porty na levé straně slouží pro přívod napájení motoru

a přes dva porty v pravé části je pomocí bloku “Ideal Torque Sensor” získán výstupní moment motoru, který je dále přenášen na řemenici. Vstupním požadavkem motoru je průběh požadovaného momentového zatížení v čase. Tato momentová charakteristika byla získána vynásobením dvou vstupních parametrů podle vztahu:

$$M = I_{Red} \cdot \alpha \quad (42)$$

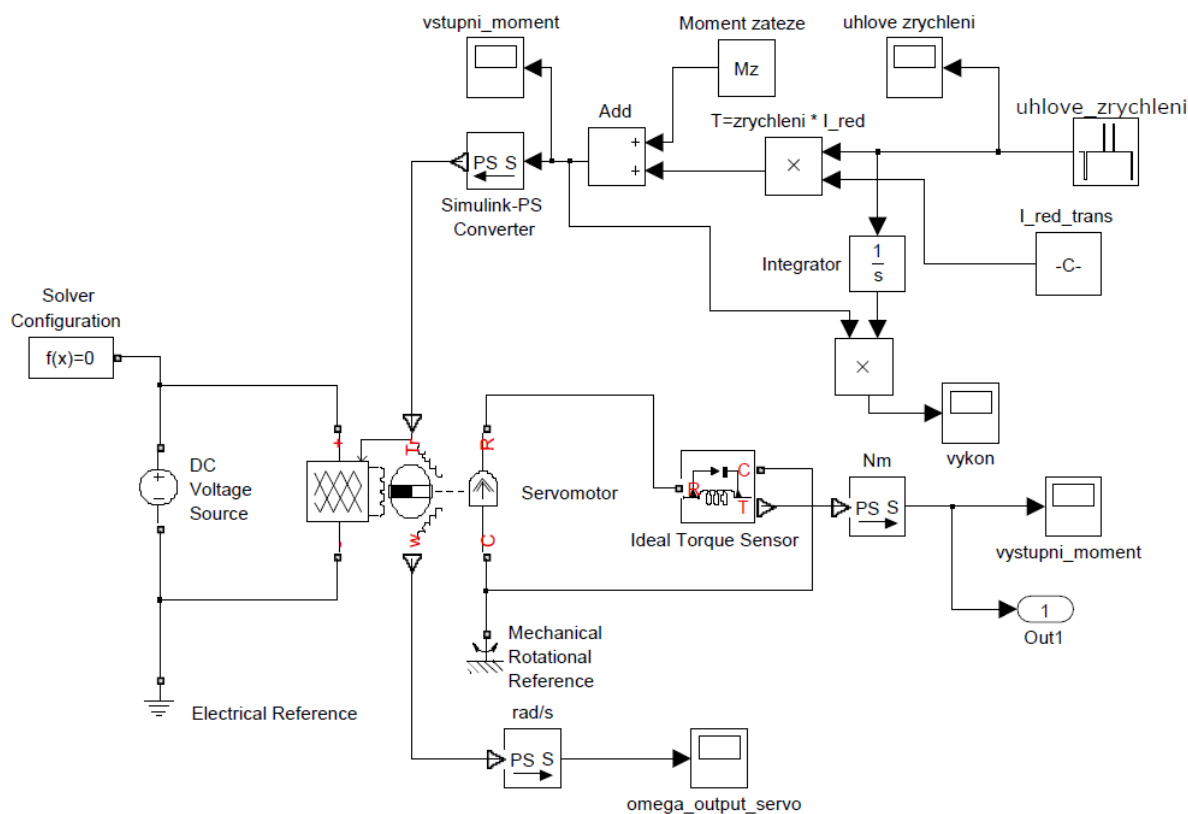
kde

M požadovaný vstupní moment

I_{Red} moment setrvačnosti redukováný na hřídel motoru,

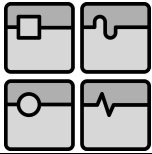
α úhlové zrychlení motoru.

Hodnota momentu setrvačnosti redukováného na hřídel motoru a úhlového zrychlení je odlišná a závisí na tom, zda-li je motor použit pro pohon mechanické translace nebo rotace. Moment setrvačnosti vztahený k mechanické rotaci je vypočítán na základě vztahu (22) a pro mechanickou rotaci pomocí rovnice (39). Určení průběhu požadovaného úhlového zrychlení se věnuje kapitola 7.2.3.



Obr. 26: Model servopohonu – pohon trapézového šroubu

Model servomotoru pro pohon mechanické translace a rotace se liší pouze v tom, že u mechanické translace vlivem hmotností částí působících na trapézový šroub vzniká přídatný zátěžný moment (43), který je nutné zahrnout do vstupních momentových požadavků. Model servomotoru pro pohon mechanické rotace se od schématu na Obr. 26 liší pouze tím, že zde nevystupuje blok “Moment zátěže”.



Moment zátěže redukováný na hřídel motoru

$$M_z = m_3 \cdot g \cdot \frac{R_1 \cdot p}{2 \cdot \pi \cdot R_2} \quad (43)$$

kde

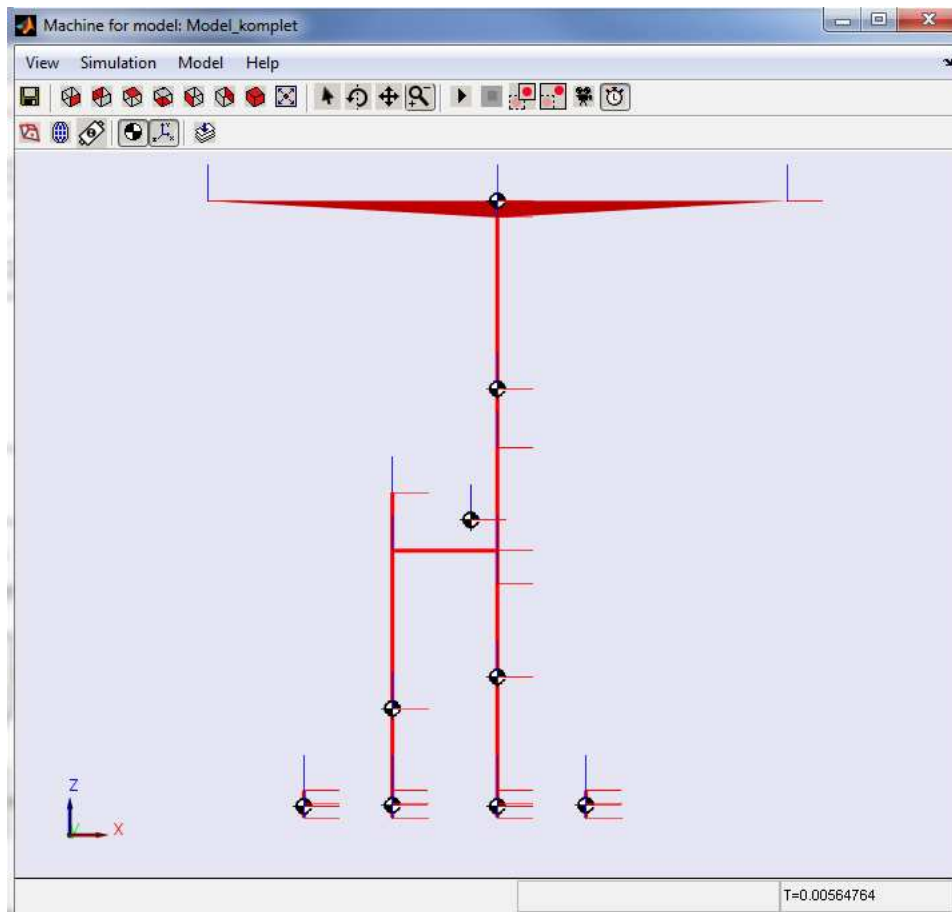
R_1 Poloměr řemenice motoru

R_2 Poloměr řemenice trapézového šroubu

m_3 Hmotnost částí působících na trapézový šroub v těžišti

p Stoupání trapézového šroubu

g Gravitační zrychlení



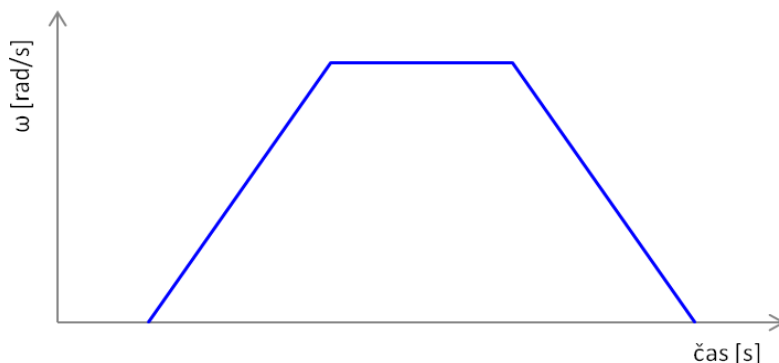
Obr. 27: Vizualizace modelu mechanismu AVN – STD – 25

7.2.3. Optimalizace pohybů z hlediska rychlosti výměny

K dosažení co nejkratšího času potřebného pro výměnu nástrojů je výhodné využít maximální možnosti daného typu motoru a frekvenčního měniče. To znamená využít maximální momentové přetížení a maximální otáčky, které servomotor v kombinaci s použitým frekvenčním měničem umožňuje.

Postup výpočtu

V následujících odstavcích je popsán výpočet, jehož použití v sestaveném programu v softwaru MATLAB zajišťuje dosažení nejkratších časů při automatické výměně nástrojů. Výsledky jsou vyhodnoceny pro různé hodnoty zatížení výměnného ramene při vhodně zvoleném momentovém přetížení servomotoru. Tento obecný výpočet je shodný pro mechanickou translaci i rotaci. Při dosazování konkrétních hodnot za dané proměnné je nutné zohlednit zda-li se jedná o translaci nebo rotaci. Při výpočtu je uvažován pracovní cyklus zobrazený na Obr. 28.



Obr. 28: Pracovní cyklus uvažovaný při mechanické translaci

Označení symbolů

Symbol	Popis	Jednotky
α_{\max}	Maximální úhlové zrychlení servomotoru	rad/s ²
ω_{\max}	Maximální úhlová rychlost motoru	rad/s
n_{\max}	Maximální otáčky motoru	s ⁻¹
M_m	Moment motoru	Nm
M_z	Zátěžový moment	Nm
I_{Red}	Moment setrvačnosti redukováný na hřídel motoru	kgm ²
t_R	Čas potřebný na rozběh na max. otáčky	s
t_Z	Čas potřebný na zpomalení na nulové otáčky	s
φ_{celk}	Celkové požadované natočení motoru	rad
	Maximální úhlová rychlost dosažitelná při daném momentu motoru	

$$\alpha_{\max} = \frac{M_m - M_z}{I_{\text{Red}}} \quad (44)$$

Čas potřebný pro rozběh na maximální otáčky motoru

$$\alpha_{\max} = \frac{\omega_{\max}}{t_R} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{\max}}{t_R} \Rightarrow t_R = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{\max}}{\alpha_{\max}} \quad (45)$$

Čas potřebný na zrychlení a zpomalení je uvažován stejný

$$t_R = t_Z \quad (46)$$

Doba běhu po rozběhu na maximální otáčky

$$\begin{aligned} \varphi_{\text{celk}} &= \frac{1}{2} \cdot \alpha_{\max} \cdot t_R^2 + \omega_{\max} \cdot t_b + \frac{1}{2} \cdot \alpha_{\max} \cdot t_Z^2 = \alpha_{\max} \cdot t_R^2 + 2 \cdot \pi \cdot n_{\max} \cdot t_B \Rightarrow \\ \Rightarrow t_B &= \frac{\varphi_{\text{celk}} - \alpha_{\max} \cdot t_R^2}{2 \cdot \pi \cdot n_{\max}} \end{aligned} \quad (47)$$

Výsledný celkový čas

$$t_{\text{celk}} = 2 \cdot t_R + t_B$$

S použitým typem servomotoru CTM508T a frekvenčním měničem SP1403 od firmy Control Techniques je možné získat výstupní otáčky 1,5× větší než otáčky nominální.

$$n_{\max} = 1,5 \cdot n_n = 1,5 \cdot 400 = 600 \text{ min}^{-1} = 10 \text{ s}^{-1} \quad (48)$$

Hodnota celkového požadovaného natočení motoru φ_{celk} je určena pro mechanickou translaci a rotaci odlišně, stejně jako použitý moment setrvačnosti redukovaný na hřídel motoru I_{red} . Jedná se vlastně o určité vstupní parametry, které nám určují následné chování a pohyb výměnného ramene při výměně nástrojů.

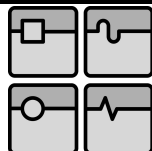
Výše popsané výpočty byly využity pro tvorbu programu v softwaru MATLAB. Byl vytvořen algoritmus, který při zvolení různých zatížení na výměnné rameno automaticky přepočítá výsledné hodnoty, které jsou následně použity v modelu a při jeho simulaci.

Mechanická translace

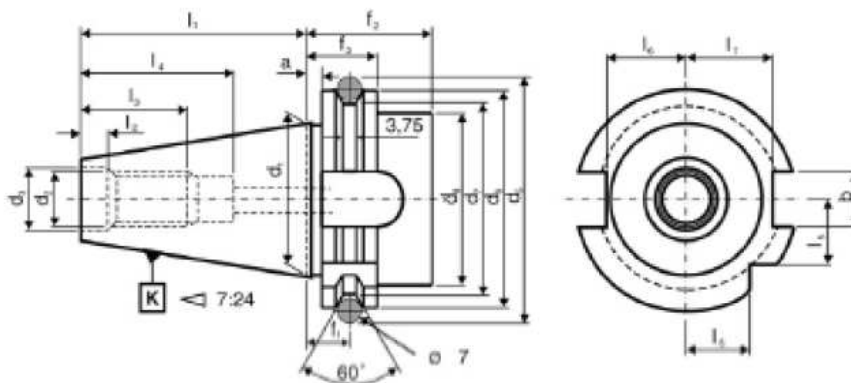
Stand STD – 25 pro výměnu nástrojů je konstruován pro držáky ISO 50 podle normy DIN 69871 – A. U tohoto typu držáku bylo z katalogových hodnot [16] zjištěno, že délka kuželové části je 101,75 mm. S použitým upínacím čepem pro kužel ISO 50 je celková délka držáku i s tímto čepem 135,75 mm. Tato hodnota určuje minimální vzdálenost, o kterou je nutné při výměně nástroje odjet směrem dolů z výchozí pozice. Pro předejití kolize se uvažuje ve veškerých výpočtech a modelovaných systémech hodnota přejetí 140 mm.

Vzdálenost, o kterou se tedy musí výměnné rameno zasunout/vysunout, je určených 140 mm. Stoupání trapézového šroubu je 5 mm. Jednoduchým výpočtem lze zjistit, že pro dosažení vzdálenosti 140 mm při stoupání závitu 5 mm je potřeba 28 otáček trapézového šroubu. Z toho vyplývá, že při daném převodovém poměru $i_p = 2$, se hřídel servomotoru musí otočit o 14 otáček. S požadovanými otáčkami přepočítanými na úhlové jednotky je potom dále uvažováno při výpočtu.

V ideálním případě by pro otáčky 10 s^{-1} byl výsledný čas potřebný pro dosažení vzdálenosti 140 mm (tj. 14 otáček hřídele motou) 1,4 s. To znamená, že by docházelo ke



skokovému nárůstu momentu, což v praxi není možné. Proto tato hodnota slouží pouze jako orientační výpočet pro případné srovnání s výslednými časy určenými předchozím výpočtem.



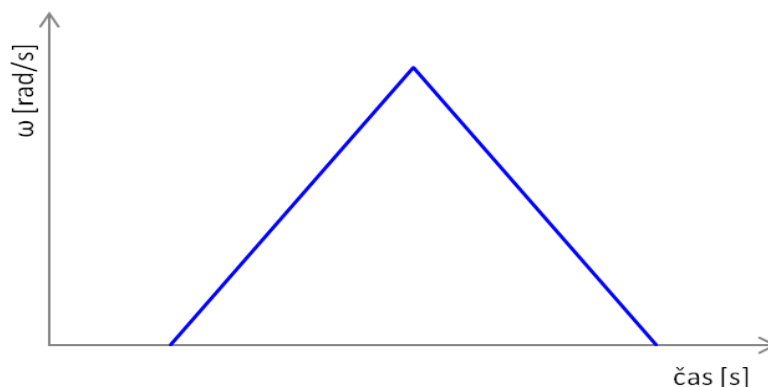
K ISO	$a_{\pm 0,1}$ mm	b H12 mm	d_1 mm	d_2 mm	d_3 H7 mm	$d_5_{\pm 0,05}$ mm	$d_6^{0/-0,1}$ mm	$d_7^{0/-0,5}$ mm	d_8^{max} mm
30	3,2	16,1	31,75	M 12	13	59,30	50	44,30	45
40	3,2	16,1	44,45	M 16	17	72,30	63,55	56,25	50
50	3,2	25,7	69,85	M 24	25	107,25	97,50	91,25	80
60	3,2	25,7	107,95	M 30	32	164,75	155	147,70	130

K ISO	$f_1_{\pm 0,1}$ mm	f_2^{min} mm	$f_3^{0/-0,1}$ mm	l_1 mm	l_2 mm	l_3^{min} mm	l_4^{min} mm	$l_5^{0/-0,3}$ mm	$l_6^{0/-0,4}$ mm	$l_7^{0/-0,4}$ mm	d_3 mm	$e_1_{\pm 0,1}$ mm	e_2^{max} mm
30	11,1	35	19,1	47,80	5,5	24	33,5	15	16,4	19	4	21	5
40	11,1	35	19,1	68,40	8,2	32	42,5	18,5	22,8	25	4	27	5
50	11,1	35	19,1	101,75	11,5	47	61,5	30	35,5	37,7	6	42	7
60	11,1	38	19,1	161,80	14	59	76	49	54,2	59,3	8	66	9,2

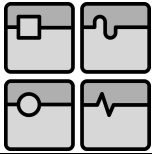
Obr. 29: Upínací kužel ISO dle normy DIN 69871 – A [16]

Mechanická rotace

Při daném převodovém poměru $i_p = 6$ je zřejmé, že pro natočení ramene o 90 stupňů je zapotřebí 1,5 otáčky a pro otočení o 180 stupňů 3 otáčky motoru. Tyto hodnoty přepočtené na úhlové jednotky poté vystupují v samostatném výpočtu. Jak lze vidět na Obr. 28, při návrhu výpočtu je uvažován pracovní cyklus při kterém je dosaženo maximálních otáček motoru. V případě mechanické rotace, ale motor těchto otáček není schopen pro malé požadované natočení dosáhnout. V tomto případě se jedná o tzv. trojúhelníkový pracovní cyklus (Obr. 30) a je nutné provést učitě změny ve výpočtu.



Obr. 30: Pracovní cyklus uvažovaný při mechanické rotaci



Čas potřebný na zrychlení a zpomalení je uvážován stejný

$$t_R = t_Z \quad (49)$$

Doba rozběhu se vypočítá ze vztahu

$$\varphi_{celk} = \frac{1}{2} \cdot \alpha_{max} \cdot t_R^2 + \frac{1}{2} \cdot \alpha_{max} \cdot t_Z^2 = \alpha_{max} \cdot t_R^2 \Rightarrow t_R = \sqrt{\frac{\varphi_{celk}}{2 \cdot \pi \cdot n_{max}}} \quad (50)$$

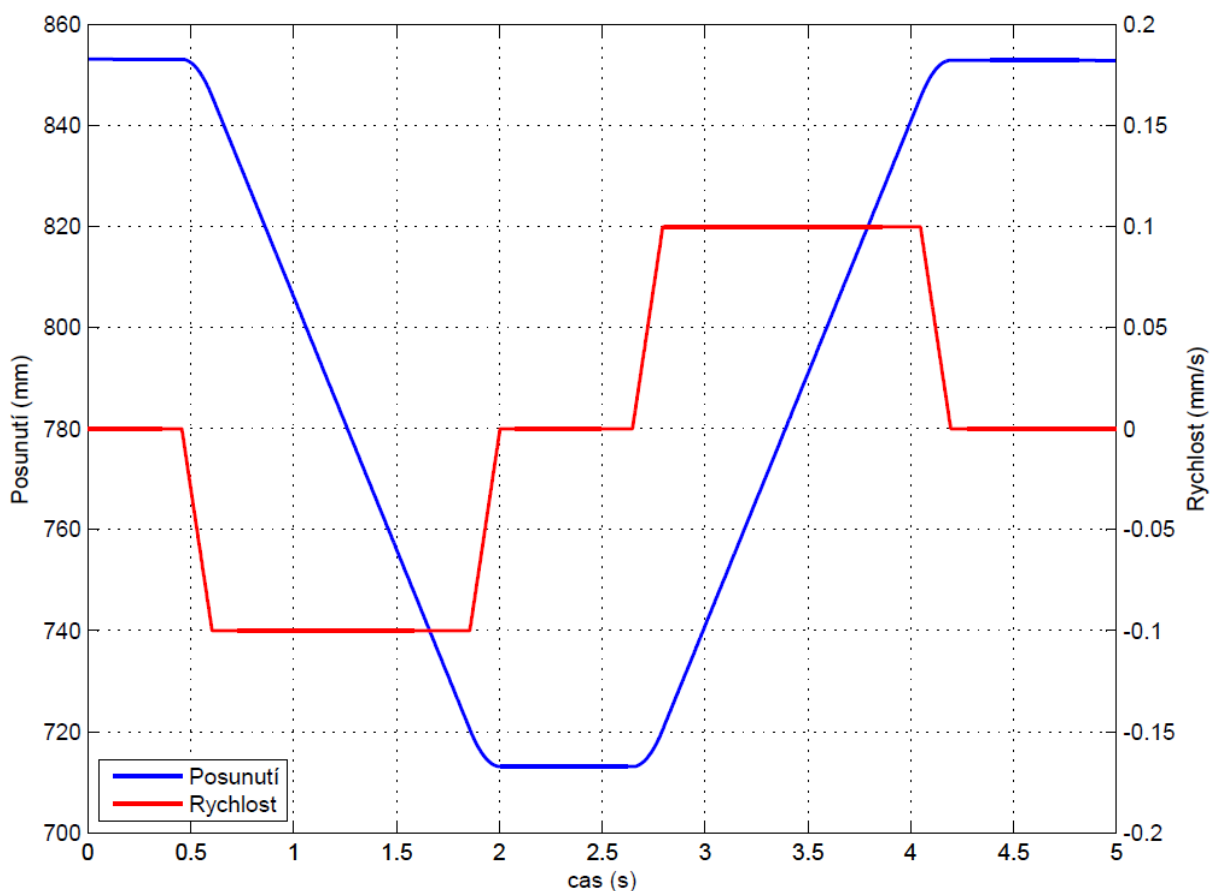
Výsledný celkový čas

$$t_{celk} = 2 \cdot t_R \quad (51)$$

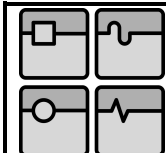
Tato změna je v programu náležitě ošetřena a výpočet je tak korektní.

Průběh simulace

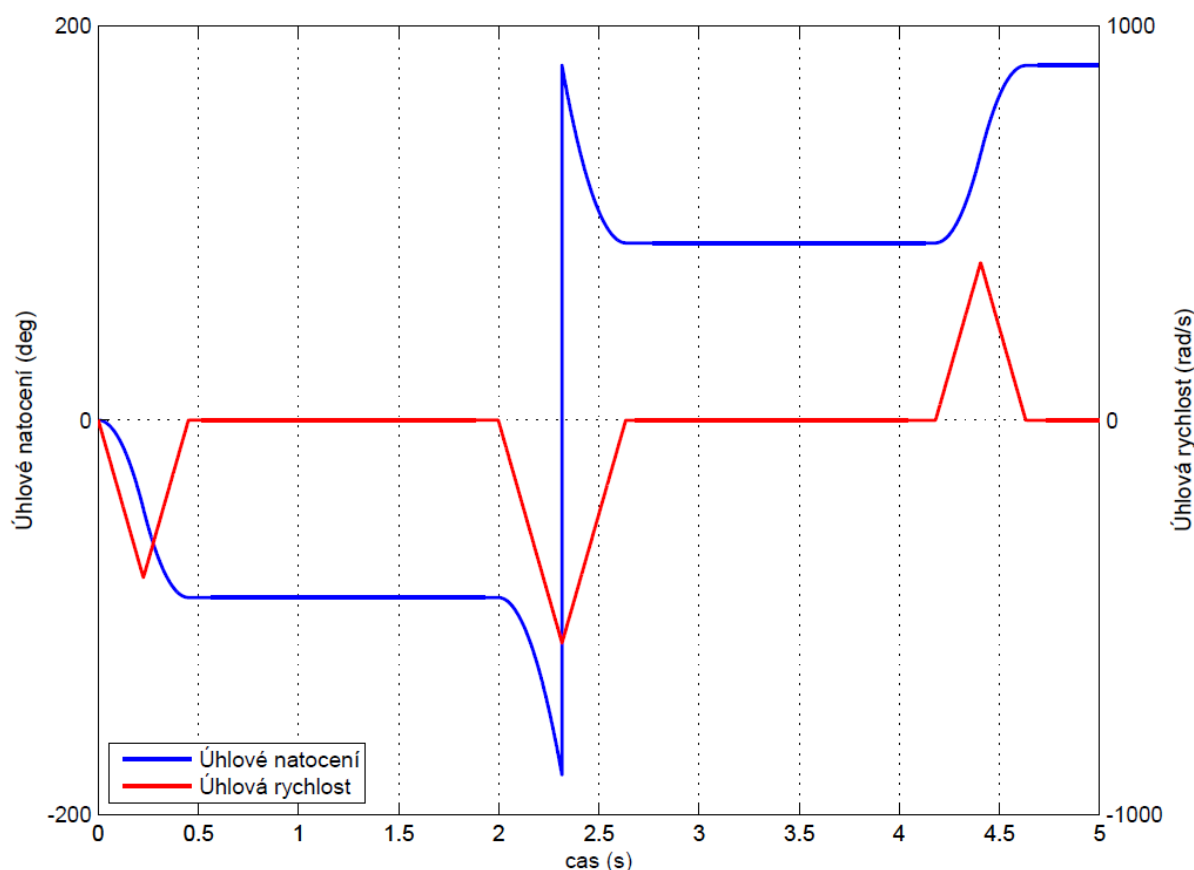
Simulace byla prováděna s nezátíženým výměnným ramenem, se symetrickým zatížením různými hmotnostmi nástrojů a v neposlední řadě bylo také zjištěno chování při zatížení nesymetrickém. Simulace pro zvolená zatížení výměníku byly opakovány při různých momentových přetíženích motoru. Snahou všech simulací bylo obsáhnout veškeré možné stavy výměnného mechanismu, které se mohou v praxi vyskytovat. Výsledkem těchto simulací byly získány určité charakteristiky a data popisující chování manipulátoru.



Obr. 31: Průběh polohy translace a rychlosti translace v závislosti na čase při nezátíženém výměnném rameni



Jak lze vidět na Obr. 31 a Obr. 32 zobrazené průběhy neobsahují žádné výrazné odchylky od předpokládaného průběhu. Aplikací tření ve stykových plochách pohybujících se částí mechanismu lze předpokládat u průběhů posunutí a natočení určité odklony od této trajektorie. Použitím vlastního návrhu servopohonu by i přes vhodné seřízení jeho konstant pravděpodobně také vedlo k určitým změnám od požadovaného průběhu rychlosti.



Obr. 32: Průběh polohy rotace a rychlosti rotace v závislosti na čase při nezatíženém výměnném rameni

Analýza výstupních dat

V průběhu realizace simulací na modelu standu STD – 25 bylo získáno velké množství výstupních dat. Jednalo se o zpracování dat určujících dobu výměny nástrojů pro různá zatížení ramene a momentového přetížení motoru. Tato data byla následně zpracována, analyzována a vhodně a srozumitelně prezentována v tabelované formě.

Tab. 4: Dosahované rychlosti výměny v závislosti na hmotnosti nástrojů a momentového přetížení motoru pro oboustranné zatížení

Oboustranné zatížení			Momentové přetížení			
Hmotnost nástroje 1 (kg)	Hmotnost nástroje 2 (kg)		1×	1,5×	2×	2,5×
0	0	→	4,65	4,26	4,06	3,93
5	5	Č	5,26	4,75	4,47	4,28
7	7	A	5,46	4,92	4,61	4,4
9	9	S	5,64	5,07	4,74	4,52
11	11	V	5,82	5,21	4,86	4,63
13	13	Ý	5,98	5,34	4,98	4,73
15	15	M	6,14	5,47	5,08	4,83
5	15	Ě	5,73	5,14	4,8	4,57
7	13	N	5,73	5,14	4,8	4,57
9	11	Y	5,73	5,14	4,8	4,57
		→	5,73	5,14	4,8	4,57

Tab. 5: Dosahované rychlosti výměny v závislosti na hmotnosti nástroje a momentového přetížení motoru pro jednostranné zatížení

Jednostranné zatížení		Momentové přetížení			
Hmotnost nástroje (kg)		1×	1,5×	2×	2,5×
5	→	4,98	4,53	4,27	4,11
6	Č	5,04	4,58	4,31	4,15
7	A	5,1	4,62	4,35	4,18
8	S	5,15	4,67	4,39	4,21
9	V	5,21	4,71	4,43	4,25
10	Ý	5,26	4,76	4,47	4,28
11	M	5,31	4,8	4,5	4,31
12	Ě	5,36	4,84	4,54	4,34
13	N	5,41	4,88	4,57	4,37
14	Y	5,46	4,92	4,61	4,4
15	→	5,51	4,96	4,62	4,43

Výsledky získané pro momentové přetížení $2\times$ a $2,5\times$ lze považovat pouze za orientační, protože velikost tohoto přetížení také závisí na proudovém omezení použitého frekvenčního měniče. Dále pro využití tohoto momentového přetížení je nutné zjistit jak často se bude výměnný cyklus opakovat a podle těchto zjištění případně provést výpočet na oteplení motoru. V praxi by bylo nutné při takovém momentovém přetížení volit určitá opatření snižující vliv těchto negativních okolností.

7.2.4. Srovnání výkonů motoru při různých zatíženích

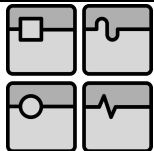
Efektivnějším provozem motorů lze podle odhadů dosáhnout až 20 % úspory energie. Použití měničů kmitočtu může mít výrazný vliv na spotřebu energie. Jelikož motory spotřebovávají odhadem dvě třetiny elektrické energie v průmyslu, měniče kmitočtu jsou jednou z hlavních součástí každého programu na snížení emisí vypouštěných elektrárnami do ovzduší. [17]

Následující tabulky zobrazují výkony na motoru pro různá zatížení a momentová přetížení, kdy výsledný čas výměny je pro každé zatížení a momentové přetížení přepočítán tak, aby výměna dosahovala nejkratších možných časů při uvedených podmínkách. Tedy jednotlivým zatížením a momentovým přetížením odpovídají časy výměny zobrazené v tabulce Tab. 4 a Tab. 5. Hodnoty výkonů vztahující se k rotaci jsou v absolutní hodnotě a jejich znaménko se mění v závislosti na tom, zda-li se jedná o zrychlení nebo zpomalení. Jejich absolutní hodnoty jsou si tedy rovny.

Tab. 6: Výkony na motoru při oboustranném zatížení pro $1\times$ momentové přetížení

Oboustranné zatížení		Výkon (W)					
		Translace				Rotace	
		Pohyb dolů		Pohyb nahoru			
Hmotnost nástroje 1 (kg)	Hmotnost nástroje 2 (kg)	rozběh	zpomalení	rozběh	zpomalení	90°	180°
0	0	446	-547	547	-446	360	510
5	5	427	-547	547	-427	259	367
7	7	418	-547	547	-418	237	336
9	9	411	-547	547	-411	220	312
11	11	403	-547	547	-403	203	292
13	13	395	-547	547	-395	195	276
15	15	387	-547	547	-387	185	262
5	15	407	-547	547	-407	213	301
7	13	407	-547	547	-407	213	301
9	11	407	-547	547	-407	213	301

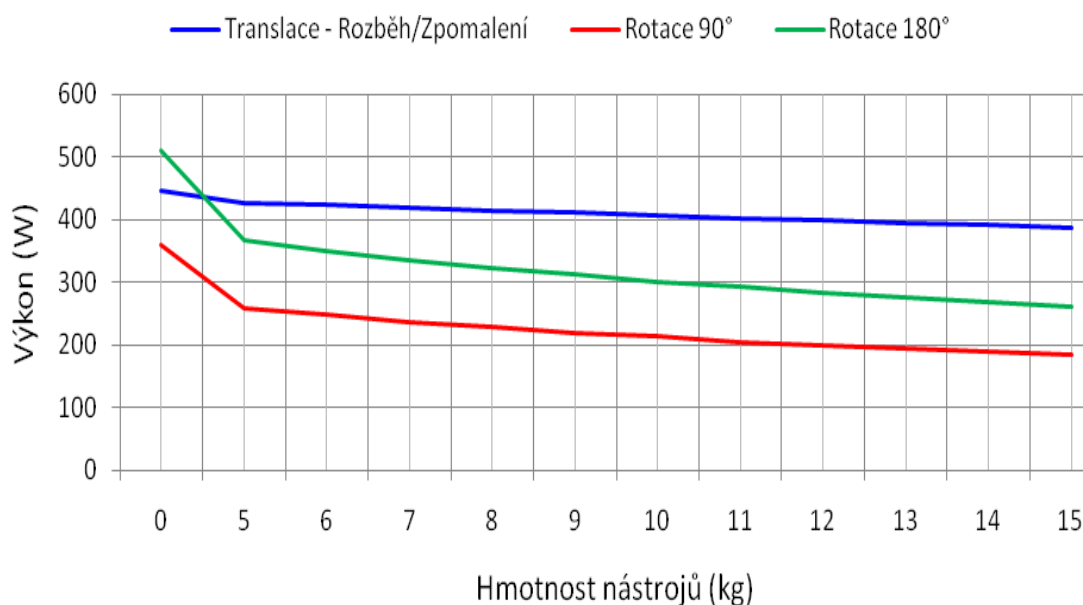
Ze získaných hodnot je patrné, že při zvýšeném zatížení výměnného ramene klesá potřebný výkon motoru, což z prvního pohledu zvláště u rotačního pohybu ramene není zřejmé. U translačního pohybu nastává pokles výkonu u zrychlování na požadované otáčky při pohybu směrem dolů a také při zpomalování při pohybu směrem nahoru. Důvodem je, že hmotnost působící na trapézový šroub tento rozběh/zpomalení usnadňuje. U rotačního pohybu lze tento jev vysvětlit tím, že při zvýšení zatížení je čas pro jednotlivé úkony přepočítáván, čímž se zvyšuje doba pro dané otočení, ale snižuje se potřebný výkon motoru. Nástroje



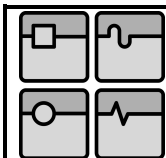
uchycené na výměnném rameni jsou umístěny v poměrně velké vzdálenosti od středu otáčení. To způsobuje, že jakmile dojde k rozpohybování této hmoty, nástroje poté přispívají k samovolnému zrychlení při rozběhu na požadované otáčky. Při zpomalování lze předpokládat opačný vliv od těchto zátěžných hmot, v tomto případě je ale již motor schopen dobrzdit na požadované poloze. Toto je další vysvětlení, které potvrzuje již zmíněné snižování potřebného výkonu motoru při zvyšování zátěže.

Tab. 7: Výkony na motoru při jednostranném zatížení pro $1 \times$ momentové přetížení

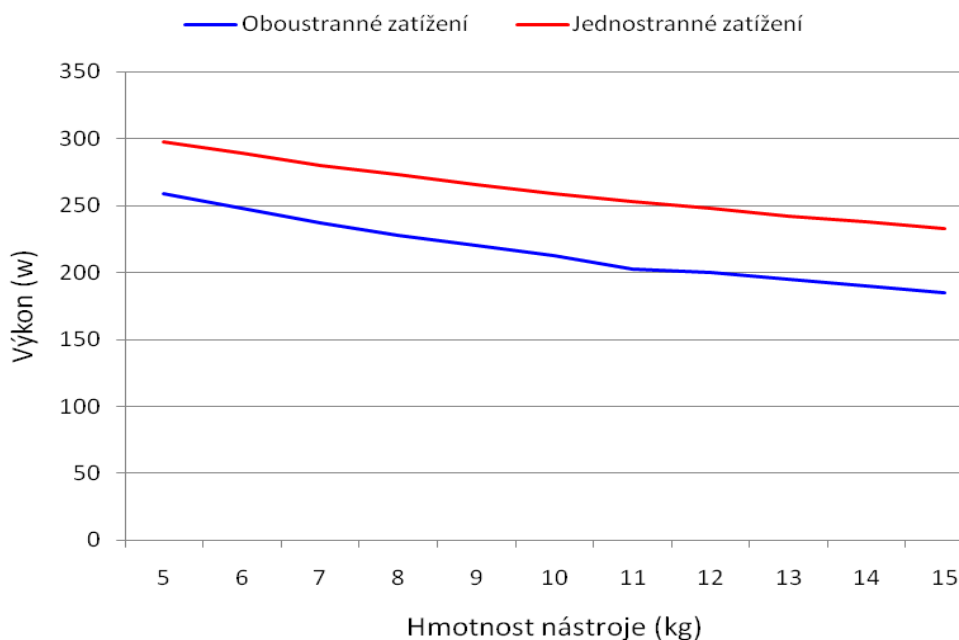
Jednostranné zatížení	Výkon (W)					
	Translace				Rotace	
	Pohyb dolů		Pohyb nahoru			
Hmotnost nástroje (kg)	rozběh	zpomalení	rozběh	zpomalení	90°	180°
5	436	-547	547	-436	298	420
6	434	-547	547	-434	289	408
7	433	-547	547	-433	280	937
8	431	-547	547	-431	273	386
9	429	-547	547	-429	266	376
10	427	-547	547	-427	259	367
11	425	-547	547	-425	253	358
12	423	-547	547	-423	248	350
13	421	-547	547	-421	242	342
14	419	-547	547	-419	238	336
15	417	-547	547	-417	233	329



Obr. 33: Závislost výkonu motoru na hmotnosti nástrojů pro oboustranné zatížení při $1 \times$ momentovém přetížení



Z předchozích tabulek a z Obr. 34 je názorně vidět, že při výměně nástroje při jednostranném zatížení se výkon podstatně zvyšuje oproti zatížení oboustrannému. Nárůst výkonu u jednostranného zatížení je 13 % což se v dlouhodobém používání nepříznivě projeví na spotřebě elektrické energie. V praxi se případy, kdy je jedna strana ramene bez nástroje prakticky nestávají. Jedinou málo vyskytující se možností je, že ve vřetení stroje není upnut žádný nástroj.

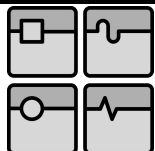


Obr. 34: Srovnání výkonů pro oboustranné a jednostranné zatížení (Rotace 90°)

Následující Tab. 8 a Tab. 9 mají stejné charakteristické vlastnosti jako dvě tabulky předchozí, ale v tomto případě jsou hodnoty získané pro momentové přetížení 1,5×.

Tab. 8: Výkony na motoru při oboustranném zatížení pro 1,5× momentové přetížení

Oboustranné zatížení		Výkon (W)					
		Translace				Rotace	
		Pohyb dolů		Pohyb nahoru			
Hmotnost nástroje 1 (kg)	Hmotnost nástroje 2 (kg)	rozběh	zpomalení	rozběh	zpomalení	90°	180°
0	0	720	-820	820	-720	662	820
5	5	700	-820	820	-700	477	674
7	7	692	-820	820	-692	436	617
9	9	684	-820	820	-684	405	573
11	11	676	-820	820	-676	379	536
13	13	668	-820	820	-668	358	506
15	15	661	-820	820	-661	340	481
5	15	680	-820	820	-680	391	554
7	13	680	-820	820	-680	391	554
9	11	680	-820	820	-680	391	554



Tab. 9: Výkony na motoru při jednostranném zatížení pro $1,5\times$ momentové přetížení

Jednostranné zatížení	Výkon (W)					
	Translace				Rotace	
	Pohyb dolů		Pohyb nahoru			
Hmotnost nástroje (kg)	rozběh	zpomalení	rozběh	zpomalení	90°	180°
5	710	-820	820	-710	547	773
6	708	-820	820	-708	530	750
7	706	-820	820	-706	515	729
8	704	-820	820	-704	501	709
9	702	-820	820	-702	488	691
10	670	-820	820	-670	477	674
11	698	-820	820	-698	465	658
12	696	-820	820	-696	455	644
13	694	-820	820	-694	445	630
14	692	-820	820	-692	436	617
15	690	-820	820	-690	428	605

Tab. 10 a Tab. 11 ukazují hodnoty výkonu motoru získané při momentovém přetížení $1,5\times$ a různém zatížení vždy pro stejný čas výměny, konkrétně pro čas, který odpovídá době výměny při nulovém zatížení výměnného ramene tj. čas 4,26 s. Tyto hodnoty slouží pouze pro představu jak stoupne hodnota výkonu při různém zatížení požadujeme-li, aby pro všechny velikosti zatížení byl vždy stejný celkový čas výměny. To v praxi znamená, že by servomotor nemusel těchto úkonů být schopen a nebo by docházelo k dalšímu krátkodobému proudovému přetěžování motoru a jeho životnost by tak rapidně klesla.

Tab. 10: Hodnoty výkonu motoru pro oboustranné zatížení při uvažování stejného času výměny pro všechny velikosti zatížení pro $1,5\times$ momentové přetížení

Oboustranné zatížení		Výkon (W)					
		Translace				Rotace	
		Pohyb dolů		Pohyb nahoru			
Hmotnost nástroje 1 (kg)	Hmotnost nástroje 2 (kg)	rozběh	zpomalení	rozběh	zpomalení	90°	180°
0	0	1116	-1271	1271	-1116	811	1146
5	5	1070	-1253	1253	-1070	420	594
7	7	1052	-1246	1246	-1052	352	498
9	9	1034	-1239	1239	-1034	303	429
11	11	1016	-1232	1232	-1016	266	377
13	13	999	-1225	1225	-999	237	336
15	15	981	-1217	1217	-981	214	303
5	15	1025	-1236	1236	-1025	284	401
7	13	1025	-1236	1236	-1025	284	401
9	11	1025	-1236	1236	-1025	284	401

Tab. 11: Hodnoty výkonu motoru pro jednostranné zatížení při uvažování stejného času výměny pro všechny velikosti zatížení pro $1,5\times$ momentové přetížení

Jednostranné zatížení	Výkon (W)					
	Translace				Rotace	
	Pohyb dolů		Pohyb nahoru			
Hmotnost nástroje (kg)	rozběh	zpomalení	rozběh	zpomalení	90°	180°
5	1093	-1262	1262	-1093	553	783
6	1088	-1261	1621	-1088	520	736
7	1084	-1259	1259	-1084	491	695
8	1079	-1257	1257	-1079	465	658
9	1074	-1255	1255	-1074	441	624
10	1070	-1253	1253	-1070	420	594
11	1065	-1252	1252	-1065	401	567
12	1061	-1250	1250	-1061	383	541
13	1056	-1248	1248	-1056	367	519
14	1052	-1246	1246	-1052	352	498
15	1047	-1245	1245	-1047	339	479

7.2.5. Zhodnocení

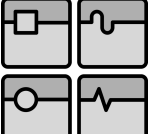
Výsledné programové moduly byly zpracovány pouze z teoretického hlediska použitím softwaru Matlab/Simulink. Pomocí získaných hodnot byly zjištěny zajímavé závěry, které na první pohled nejsou zřejmé. Jedná se především o skutečnost, že při zvyšování zatížení ramene se snižuje potřebný výkon motoru. Tyto získané výsledky jsou vhodné pro porovnání s výsledky získanými při experimentálních zkouškách a s výsledky vzniklými modelováním mechanismu v programu MSC ADAMS. Ověření teoretického přístupu na samotném standu STD – 25 nebylo z důvodu rekonstrukce prostor, kde se mechanismus nachází umožněno a také z časového hlediska se jevil tento krok těžko splnitelný.

7.3. LABVIEW + SOLIDWORKS 2010

Schopnost propojení softwaru SolidWorks 2010 s vývojovým prostředím NI LabVIEW poskytuje jednu z dalších možností simulace technických soustav. Tato kapitola neobsahuje řešení daného mechanismu, ale podává pouze základní informace o možnostech použití, výhodách a nevýhodách tohoto přístupu. Na stručný popis realizace pohybové studie v programu SolidWorks navazuje seznámení s modulem SoftMotion for SolidWorks, který zajišťuje spojení mezi těmito programy, s jeho nedostatky při řízení dynamické soustavy a s volbou vhodnějšího řešení.

7.3.1. Realizace pohybové studie

Modul SolidWorks Motion je určen pro realizaci kinematických a dynamických analýz modelu mechanismu. Tento nástroj je založen na výpočtovém simulačním jádře MSC ADAMS, které je integrováno do prostředí SolidWorks.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 62
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Tvorba sestavy mechanismu probíhala následujícím způsobem. Získaný model mechanismu pro automatickou výměnu nástrojů byl k dispozici ve formátu IGES. Otevřením v CAD programu SolidWorks 2010 byla většina vazeb mezi jednotlivými částmi porušena. Z tohoto důvodu musely být jednotlivé díly, z nichž se sestava skládá, přemodelovány. Materiály jednotlivých součástí byly získány, pokud to bylo možné, z výkresové dokumentace nebo z jejich katalogových hodnot. Při skládání sestavy bylo nutné brát v úvahu funkčnost jednotlivých vazeb mezi součástmi, protože následným převedením sestavy do pohybové studie se vazby stávají funkčními pohyblivými vazbami. K dosažení rychlých a odpovídajících výpočtů pohybové studie musela být kompletní sestava složena z několika podsestav pro zmenšení počtu vazeb v sestavě, se kterými bude řešič dané studie pracovat při výpočtu. Podsestavy jsou řešeny jako pevné, což znamená, že celá podsestava je chápána jako jeden celek a to právě z důvodů snížení počtu vazeb v celkové sestavě a zvýšení rychlosti výpočtu.

Model sestavy i s definovanými vazbami je přenesen do dynamické studie SolidWorks Motion. Ve studii je možné mezi jednotlivými tělesy definovat vzájemné působení, vkládat pružiny, tlumiče se zadanými parametry nebo vytvořit dotykovou vazbu mezi tělesy, to je určit tření u zvolených kontaktních těles. Jako akční veličina zde vystupuje prvek motor, který nahrazuje reálný pohon a umožňuje podle požadavků uživatele pohybovat s mechanismem při respektování definovaných vazeb mezi jednotlivými součástmi. Následný výpočet simulace názorně ukazuje chování modelu a průběh určitých veličin jako například reakční síly ve vazbách, posunutí, rychlost, zrychlení a podobně lze zobrazit pomocí grafu.

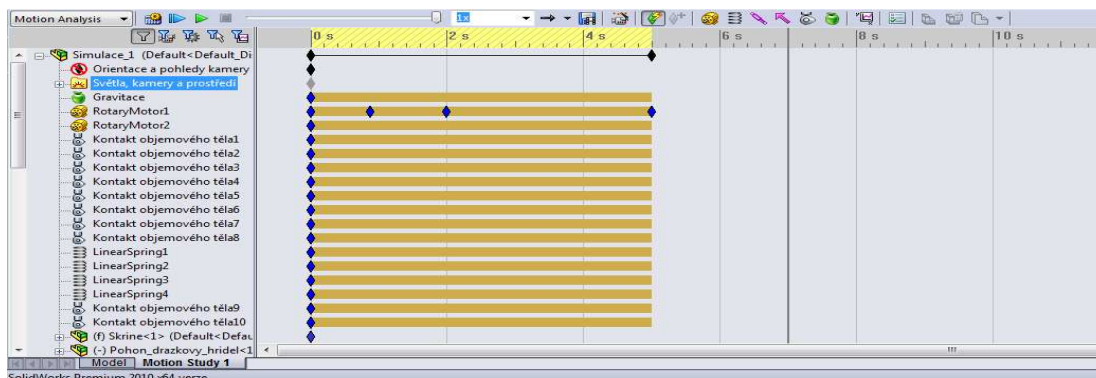
Typy pohybových studií

Pohybové studie jsou grafickými simulacemi pohybu modelů sestav. Do pohybové studie lze zahrnout i vizuální vlastnosti. Pohybová studie nemění model sestavy ani jeho vlastnosti, ale pouze animují a simulují požadovaný pohyb modelu.

SolidWorks verze 2010 obsahuje tři typy pohybových studií [18]:

- Animace
Nezahrnuje fyzikální vlastnosti a gravitaci, ale pouze animuje pohyb sestavy na základě interpolace součástí sestavy mezi klíčovými body.
- Základní pohyb
Vytváří simulace pohybu a bere v úvahu fyzikální vlastnosti, gravitaci a kolize. Výpočet uvažuje členy jako motor, pružina, tlumič atd.
- Motion Analysis
Tato studie je výpočtově nejnáročnější a do výpočtu jsou zahrnuty vlastnosti materiálů, fyzikální vlastnosti, setrvačnost hmoty a hmotnost těles. Využívá se pro přesnou simulaci a analýzu vlivu prvků pohybu na sestavu. Tento nástroj nejpřesněji vystihuje chování simulovaného systému.

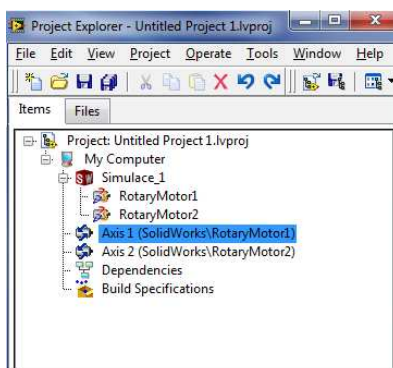
Přímo v jádře programu SolidWorks jsou implementovány pohybové studie Animace a Základní pohyb. Studie Motion Analysis je k dispozici v přídatném doplňku SolidWorks Motion. Právě tento nástroj se používá k propojení s prostředím NI LabVIEW.



Obr. 35: Pohybová studie SolidWorks 2010

7.3.2. Ovládání pohybové studie z prostředí NI LabVIEW

K realizaci spojení pohybové studie s vývojovým prostředím NI LabVIEW slouží modul SoftMotion for SolidWorks. Tento modul umožňuje vložení sestavy SolidWorks do projektu NI LabVIEW a tuto sestavu a její pohybovou studii poté ovládat z prostředí LabVIEW. Spojením jsou automaticky přeneseny všechny prvky pohybové studie definované v programu SolidWorks do LabVIEW. Akční členy jako motor jsou v tomto prostředí založeny na takzvaných simulovaných osách, kterým lze nastavit parametry skutečných os (Obr. 36). Samotný program ovládající pohybovou studii se navrhuje v grafickém prostředí NI LabVIEW tvořením blokových schémat.



Obr. 36: Projekt v prostředí LabVIEW – načtení simulovaných os

I přes řadu výhod a usnadnění při použití modulu SoftMotion for SolidWorks však toto propojení přináší také nevýhody. Pohony os nelze ovládat pomocí dynamických veličin, jako například momentem, silou. V dosavadní verzi není plně funkční sensorický systém, který by informoval o polohách jednotlivých součástí sestavy v reálném čase simulace. Z těchto příčin není toto propojení vhodné pro dynamické řízení soustavy. [20]

Uváděná problematika byla také řešena v práci [19] a [20]. Z důvodu nevhodnosti modulu SoftMotion for SolidWorks pro řízení dynamické soustavy se práce [19] věnuje sestavení vlastního rozhraní (toolboxu), které umožňuje plnohodnotné řízení dynamické simulace. Tento modul byl realizován pro SolidWorks 2009. Momentální využití tohoto toolboxu nebylo možné z důvodu zakoupení licencí SolidWorks pro verzi 2010 a následné nekompatibility sestaveného toolboxu s novější verzí CAD programu.

8. ZÁVĚR

Diplomová práce je zaměřena na systémy automatické výměny nástrojů používaných na obráběcích strojích. Úvodní část se věnuje základnímu rozdělení těchto systémů a srovnává jejich hlavní výhody a nevýhody. V další sekci je popsán stand STD – 25 pro zkoušky systémů automatické výměny nástrojů, který byl vyvíjen Ústavem výrobních strojů, systémů a robotů. K tomuto výměnnému mechanismu se vztahuje následující praktická část práce.

Pro vytvoření matematického popisu daného systému bylo použito zjednodušení, kdy je soustava rozdělena na dva navzájem se neovlivňující subsystémy mechanické translace a rotace. Tyto jednotlivé části jsou popsány dynamickými rovnicemi a z nich byly sestaveny rovnice stavového prostoru. Další výpočtová část se zabývá vyjádřením redukováných momentů setrvačnosti na hřídel motoru, které jsou využívány pro další výpočty v části týkající se optimalizace rychlosti pohybů při výměně. Sestavení matematického popisu sloužilo pro ověření správnosti při návrhu modelu popisované soustavy v simulačním prostředí MATLAB/Simulink. Blokové schéma mechanické části výměníků bylo vytvořeno v prostředí SimMechanics, které je součástí Simulinku. Parametry definující jednotlivé části mechanismu jsou získány z modelu vytvořeného v programu SolidWorks. V konečném návrhu kompletní soustavy byl využit z knihovny Simulinku dostupný blok “Servomotor”, který reprezentuje reálný servopohon. Použitý blok servomechanismu je ovládán požadovaným momentem a získaný výstupní moment uvádí do pohybu mechanickou část celého standu.





Hlavním požadavkem na systémy automatické výměny nástrojů je dosažení minimálního času výměny. Další část práce se zabývá právě optimalizací z hlediska rychlosti výměny nástrojů. Simulací byly získány hodnoty potřebných časů na výměnu nástrojů pro různá zatížení výměnného ramene a momentová přetížení motoru. Dále pro toto zatížení a momentové přetížení motoru byly porovnány výkony dosahované při realizaci jednotlivých pohybů výměníku.

Závěrečná část stručně popisuje další velice zajímavou alternativu použitelnou k modelování daného mechanismu využitím kombinace softwaru SolidWorks a LabVIEW.

Aplikace získaných poznatků na reálném mechanismu nebyla z důvodů rekonstrukce v prostorech, kde se zkušební stand nachází a také z hlediska časového realizována. Zpracování programových modulů bylo tedy podrobněji řešeno pouze pomocí výše uvedených teoretických postupů.

9. SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] STACH, Eduard; DIVIŠ, Ivan; HUDEC, Jan. Systémy AVN, AVO a třískové hospodářství. In Seminář SpOS a VCSVTT: Obráběcí stroje a technologie na EMO Milano 2009 [online]. Praha : [s.n.], 2009 [cit. 2011-02-17]. Dostupné z WWW: <http://www.czspos.cz/akce/20100225.emos2009/19_systemy_AVN-AVO_a_triskove_hospodarstvi.pdf>.
- [2] Ciessetrade [online]. 04.11.2010 [cit. 2011-02-17]. Automatické revolverové hlavy elektromechanické, s řízeným servomotorem nebo přímým motorem. Dostupné z WWW: <<http://ciessetrade.cz/DUPLOMATIC/Automaticke-revolverove-hlavy>>.
- [3] NOVOTNÝ, Lubomír. Jednoučelové stroje. MM Průmyslové spektrum [online]. 2010, č. 4, [cit. 2011-02-17]. Dostupný z WWW: <<http://www.mmspektrum.com/clanek/jednoucelove-stroje>>.
- [4] Riello Macchine Transfer - Catalog [online]. Itálie : [s.n.], 2011 [cit. 2011-02-19]. Dostupné z WWW: <http://pdf.directindustry.com/pdf/riello-macchine-transfer/riello-macchine-transfer-catalog/17868-27060-_47.html>.
- [5] DEMEČ, Peter. SYSTÉMY AUTOMATICKEJ VÝMENY NÁSTROJOV NA ČÍSLICOVO RIADENÝCH STROJOCH. In *Príprava a realizácia multimedialnych výučbových a študijných materiálov pre odbor Výrobná technika s využitím technológií a prostriedkov virtuálnej reality* [online]. Košice : [s.n.], 2008 [cit. 2011-03-03]. Dostupné z WWW: <http://www.sjf.tuke.sk/kvtar/1/files/01_Automaticka_Vymena_Nastrojov.pdf>.
- [6] *Dmgecoline.com* [online]. c2011 [cit. 2011-03-19]. DMG Ecoline. Dostupné z WWW: <<http://www.dmgecoline.com/cs-CZ/30-dmu-50-eco>>.
- [7] *Cdsindexers.com* [online]. c2009 [cit. 2011-03-21]. Indexing&Transfer. Dostupné z WWW: <http://www.cdsindexers.com/tool_changers.php>.
- [8] MAREK, Jiří. Konstrukce CNC obráběcích strojů. Speciální vydání MM Spektrum. MM publishing, 2006, ISSN 1212-2572.
- [9] SMOLÍK, J. Systémy se skladovým zásobníkem. In *Prvky automatického řízení výrobních strojů*. Praha : ČVUT FSI, 2004 [cit. 2011-05-20].
- [10] *Tos-kurim.cz* [online]. c2011 [cit. 2011-03-28]. TOS Kuřim. Dostupné z WWW: <<http://www.tos-kurim.cz/fotogalerie/gallery-02+FRU+Obr%E1b%Cc%ED+centrum+s+posuvn%FDm+port%E1lem:9/sort-name/>>.
- [11] BORSKÝ, Václav. *Obráběcí stroje*. 1. vydání. Brno : VUT, 1992. 216 s. ISBN 80-214-0470-1.
- [12] HAJŽMAN, Michal. Pomocný text k proniknutí do základu práce se systémem ADAMS. *Simulace pohybu mechanismů - ADAMS* [online]. 2. 11. 2005, Text verze 1.1, [cit. 2011-05-13]. Dostupný z WWW: <http://www.kme.zcu.cz/mhajzman/download/adams_zaklad.pdf>.
- [13] GREPL, Robert. *Modelování mechatronických systémů v Matlab/SimMechanics*. Praha : BEN - technická literatura, 2007. 152 s. ISBN 97-880-7300-226-8.

 	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 66
 	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

- [14] *Product documentation* [online]. c 1984-2011 [cit. 2011-05-10]. MathWorks. Dostupné z WWW: <<http://www.mathworks.com/help/techdoc/>>.
- [15] SCHLEGEL, Miloš. Průmyslové PID regulátory: Tutorial. In *PID regulátory* [online]. Plzeň : REX Controls, 4. 3. 2009 [cit. 2011-05-17]. Dostupné z WWW: <<http://www.rexcontrols.com/www/clanky.php?kat=2>>.
- [16] Upínací nářadí pro stroje s normou DIN 69871. In *Celkový program upínacích držáků a příslušenství* [online]. Praha : NAREX MTE, 2005 [cit. 2011-05-05]. Dostupné z WWW: <http://www.narexmte.cz/prospekty/M_fam11_cz.pdf>.
- [17] ControlTechniques.cz [online]. c2009 [cit. 2011-05-21]. Co je to měnič kmitočtu?. Dostupné z WWW: <<http://www.controltechniques.cz/produkty/stridave-menice/co-je-to-menic-kmitoctu.aspx>>.
- [18] Návoděda SolidWorks [online]. c 1995-2011 [cit. 2011-05-19]. Úvod do pohybových studií. Dostupné z WWW: <http://help.solidworks.com/2011/Czech/SolidWorks/motionstudies/LegacyHelp/motion_studies/Overview/Introduction_to_Motion_Studies.htm>.
- [19] FRIDRICHOVSKÝ, J. Modelování a řízení mechatronických soustav v SolidWorks a NI LabVIEW. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 71 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Pavel Houška Ph.D..
- [20] DRÁBEK, J. Modelování lineárního pohonu pro potřeby návrhu řízení. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 76 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Pavel Houška Ph.D..

10. SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

Označení	Legenda	Jednotka
AVN	Automatická Výměna Nástrojů	
CAD	Computer Aided Design	
CAP	Computer Aided Production	
CSD	Control System Design	
FEA	Finite Element Analysis	
IDM	Integrated Durability Management	
IGES	International Graphics Exchange Specification	
A	Práce	J
a_3	Zrychlení vyvozené od natočení trapézového šroubu	m/s^2
b	Součinitel útlumu	-
B	Tlumící konstanta motoru	Nms
E_d	Disipační energie	J
E_k	Kinetická energie	J
E_p	Potenciální energie	J
g	Gravitační zrychlení	m/s^2
i	Proud	A
I_{0eff}	Klidový proud	A
I_{neff}	Jmenovitý proud	A
I_1	Moment setrvačnosti (motor + řemenice) – translace	kgm^2
I_2	Výsledný moment setrvačnosti všech závislých částí – translace	kgm^2
I_4	Výsledný moment setrvačnosti závislých částí – rotace	kgm^2
I_5	Moment setrvačnosti (motor + řemenice) – rotace	kgm^2
IB_N	Jmenovitý proud brzdy	A
i_p	Převodový poměr	-
I_{red1}	Moment setvačnosti redukováný na hřídel motoru – translace	kgm^2
J_B	Moment setrvačnosti brzdy	kgm^2
J_m	Moment setrvačnosti motoru	kgm^2
k	Součinitel tuhosti	-
K_e	Napěťová konstanta motoru	Vs/rad
K_m	Momentová konstanta motoru	Nm/A
K_p	Proporcionální zesílení rychlostní smyčky	A/rad/s

Označení	Legenda	Jednotka
K_{pi}	Proporcionální zesílení proudové smyčky	V/A
K_v	Proporcionální zesílení polohové smyčky	s^{-1}
L	Indukčnost vinutí	H
M_0	Klidový moment	Nm
M_n	Jmenovitý moment	Nm
M_1	Moment motoru – translace	Nm
m_3	Hmotnost částí působících na trapézový šroub v těžišti	kg
M_5	Moment motoru – rotace	Nm
MB_N	Brzdňý moment	Nm
M_m	Moment motoru	Nm
M_z	Zátěžový moment	Nm
n_n	Jmenovité otáčky	min^{-1}
n_{max}	Maximální otáčky motoru	s^{-1}
p	Stoupání trapézového šroubu	m
q	Zobecněná souřadnice	-
R	Odpor vinutí motoru	Ω
R_1	Poloměr řemenice motoru – translace	m
R_2	Poloměr řemenice trapézového šroubu	m
R_4	Poloměr řemenice drážkové hřídele	m
R_5	Poloměr řemenice motoru – rotace	m
s	Laplaceův operátor	-
s_3	Posunutí vyvozené od natočení trapézového šroubu	m
t_{celk}	Celkový výsledný čas	s
T_n	Integrační časová konstanta regulátoru otáček	s
T_{ni}	Integrační časová konstanta regulátoru proudu	s
t_R	Čas potřebný na rozběh na max. otáčky	s
t_Z	Čas potřebný na zpomalení na nulové otáčky	s
u	Napětí	V
U_z	Napětí meziobvodu měniče	V
UB_N	Jmenovité napětí brzdy	V
v_1	Obvodová rychlost řemenice motoru – translace	m/s
v_3	Rychlost vyvozená od natočení trapézového šroubu	m/s
v_5	Obvodová rychlost řemenice motoru – rotace	m/s

Označení	Legenda	Jednotka
W	Výkon	W
x_1	Obvodové posunutí řemenice motoru – translace	m
x_5	Obvodové posunutí řemenice motoru – rotace	m
α	Úhlové zrychlení	rad/s ²
α_1	Úhlové zychlení motoru – translace	rad/s ²
α_2	Úhlové zychlení trapézového šroubu	rad/s ²
α_4	Úhlové zychlení drážkové hřídele	rad/s ²
α_5	Úhlové zychlení motoru – rotace	rad/s ²
α_{\max}	Maximální úhlové zrychlení servomotoru	rad/s ²
φ_1	Úhlové natočení motoru – translace	rad
φ_2	Úhlové natočení trapézového šroubu	rad
φ_4	Úhlové natočení drážkové hřídele	rad
φ_5	Úhlové natočení motoru – rotace	rad
φ_{celk}	Celkové požadované natočení motoru	rad
ω	Úhlová rychlost	rad/s
ω_1	Úhlová rychlost motoru – translace	rad/s
ω_2	Úhlová rychlost trapézového šroubu	rad/s
ω_4	Úhlová rychlost drážkové hřídele	rad/s
ω_5	Úhlová rychlost motoru – rotace	rad/s
ω_{\max}	Maximální úhlová rychlost motoru	rad/s