ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE Fakulta elektrotechnická



BAKALÁŘSKÁ PRÁCE X35BP

Dynamika rychlých servopohonů



Pavel Jaroš



> České vysoké učení technické v Praze Fakulta elektrotechnická

> > Katedra řídicí techniky

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Student: Pavel Jaroš

Studijní program: Elektrotechnika a informatika (bakalářský), strukturovaný Obor: Kybernetika a měření

Název tématu: Dynamika rychlých servopohonů

Pokyny pro vypracování:

- 1. Proveďte identifikaci stroje a vytvořte základní modely mechaniky stroje a termodynamiky pohonů stroje.
- 2. Nad vytvořenými modely navrhněte kinematiku pro přehazování třemi koulemi a pro inicializaci tohoto procesu.
- 3. Navrhněte a zhodnoťte opatření pro dosažení kontinuálního chodu stroje.
- 4. Připravte úlohu pro výuku řízení polohových aplikací.

Seznam odborné literatury: Dodá vedoucí práce

Vedoucí: Ing. Pavel Mezera

Platnost zadání: do konce letního semestru 2009/10

prof. Ing. Michael Šebek, DrSc. vedoucí katedry



V Praze dne 13. 3. 2009

Julní

doc. Ing. Boris Šimák, CSc. děkan



Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svoji bakalářskou práci vypracoval samostatně a použil jsem pouze podklady (literaturu, projekty, SW atd.) uvedené v přiloženém seznamu.

V Praze, dne 10.7. 2009

Parel Jaros

podpis



Abstrakt

Tato bakalářská práce se zabývá identifikací mechanického stroje - Žonglér s pěti servomotory (4 rotační, 1 lineární) a tvorbou modelu mechaniky stroje a modelu termodynamiky jeho pohonů. Nad těmito modely je navržena kinematika pro přehazování třemi koulemi. K realizaci procesu přehazování třemi koulemi je použito vačkových profilů tvořených v programu Automation studia společnosti B&R.

Abstract

This bachelor thesis deals with identification of mechanical machinery -Juggler, which contains 5 servo drives (4 rotating, 1 linear). It contains also model of mechanics, kinematics and thermodynamics of servo drives. There is described design of kinematics for juggling with three billiard balls based on those models. The trajectories of servo drives are defined by CAM profiles which were designed in Automation Studio software of B&R company.



Poděkování

Na tomto místě bych rád poděkovat vedoucímu bakalářské práce Ing. Pavlu Mezerovi, který se cennými radami a svými zkušenostmi nemalou měrou zasloužil o vznik této práce.

Poděkování patří také mým týmovým kolegům Tomáši Kohoutovi a Lubomíru Prudkovi za jejich přínosné rady a spolupráci.

V neposlední řadě bych chtěl poděkovat rodině a přátelům, kteří mi poskytovali psychickou podporu a inspiraci nejenom při psaní této práce.



Obsah:

1	. ÚV()D	1
2	. IDE	NTIFIKACE STROJE	2
	2.1.	KONCEPCE STROJE	2
	2.2.	PARAMETRY ČÁSTÍ STROJE	5
	2.3.	MODEL MECHANIKY STROJE	10
	2.3.1	. METODA "UVOLŇOVÁNÍ"	
	2.3.2	. OMEZENÍ POHYBU VERTIKÁLNÍCH OS "ŽONGLÉRA"	
	2.3.3	. OMEZENÍ POHYBU HORIZONTÁLNÍCH OS "ŽONGLÉRA"	
	2.4.	MODEL TERMODYNAMIKY	22
	2.4.1	NÁHRADNÍ SCHÉMA TEPELNÉHO OBVODU	
	2.4.2	. VERIFIKACE DLE TEPLOTNÍHO MODELU VINUTÍ	
	2.4.3	. VERIFIKACE DLE TEPLOTNÍHO MODELU CELÉHO MOTORU	
3	. NÁV	/RH KINEMATIKY ŘÍZENÝCH OS	
	3.1.	OPTIMALIZACE ŽONGLOVÁNÍ	29
	3.1.1	. ZABRÁNĚNÍ KOLIZI DVOU KOULÍ	
	3.1.2	ŽONGLOVACÍ TEORÉM	
	3.1.3	. VRH ŠIKMÝ VZHŮRU	
	3.1.4	. VÝPOČET PARAMETRŮ ŽONGLOVÁNÍ	
	3.2.	NÁVRH VAČKOVÝCH PROFILŮ	
	3.2.1	. CHARAKTERISTIKA VAČEK	
	3.2.2	EDITOR VAČKOVÝCH PROFILŮ	
	3.2.3	. VAČKOVÉ PROFILY PRO ŽONGLOVÁNÍ SE TŘEMI KOULEMI	
4	. KOI	NTINUÁLNÍ CHOD STROJE	51
	4.1.	NATOČENÍ MISEK HORIZONTÁLNÍCH RAMÉNEK	51
	4.2.	MECHANICKÉ ODLEHČENÍ PŘETĚŽOVANÝCH VERTIKÁLNÍCH POHONŮ	53
	4.3.	VOLBA VHODNÉ PŘEVODOVKY	54
	4.3.1	. TYPY PŘEVODOVEK	
5	. ZÁV	/ĚR	59
S	EZNAN	I LITERATURY	61
S	EZNAN	I OBRÁZKŮ	62
S	EZNAN	I TABULEK	63
S	EZNAN	I PŘÍLOH	63



1. ÚVOD

Od počátku vzniku průmyslové výroby je zřejmá snaha o urychlení všech technologických procesů a omezení lidského faktoru při výrobě, neboť lidé se mohou mýlit, správně naprogramovaný stroj nikoliv. S urychlováním technologických procesů souvisí zavádění nových technologií výroby. Jedním z možných prostředků mohou být rychlé a přesné servopohony, které v kombinaci s inteligentními řídícími systémy vytlačí mohutné a často neflexibilní stroje.

Tato bakalářská práce navazuje na diplomové práce Jana Pšeničky a Ilji Grudinina a vznikla na základě týmového projektu "Žonglér", jehož hlavním cílem je vytvoření komplexního výukového modelu sloužícího k výuce na fakultě řídicí techniky. Studenti se seznámí s průmyslovým řešením úloh se servosystémy, s návrhem a řízením polohových aplikací, a vše by mělo být uzpůsobeno k práci přes vzdálený přístup, což v praxi znamená, že model bude snímán rychloběžnou kamerou a student bude mít možnost na tomto modelu pracovat v režimu on-line.

Hlavním cílem bakalářské práce je identifikace stroje spojená s navržením modelů mechaniky stroje a termodynamiky pohonů stroje s následným využitím modelů k návrhu kinematiky řízených os pro proces přehazování třemi koulemi. Stroj bude schopný nadhodit všechny tři koule ze zásobníku do cyklu žonglování a poté je udrží v kontinuálním chodu co nejdelší časový úsek, který je daný mechanickými a termodynamickými možnostmi stroje.

Dalším bodem této práce bude návrh a zhodnocení kontinuálního chodu stroje.

Práce bude zakončena návrhem úlohy, která bude použita při výuce polohových aplikací.



2. IDENTIFIKACE STROJE

Jednou z důležitých součástí každého matematického modelu mechanického stroje je jeho identifikace. Matematické model je poskládán ze submodelů jednotlivých fyzických částí stroje, které mají formu a parametry udané dodavatelem v rámci dokumentace. Identifikací stroje je myšlen především popis jeho nejdůležitějších částí společně s identifikací všech jeho důležitých parametrů.

Dříve než lze navrhnout kinematiku pro žonglování se třemi koulemi, musí být identifikována všechna dynamická omezení stroje, která musí být při návrhu respektována. Mezi tato omezení patří:

- maximální moment při stálém zatížení
- krátkodobý maximální moment omezený tepelnými podmínkami a maximálními otáčkami
- omezení na střední i maximální brzdící výkon
- maximální odběrný proud u servozesilovačů
- maximální rychlost a zrychlení pro vlečené kabely
- maximální rychlost použitých spínačů, atd.

Cílem je zpravidla vytvořit co možná nejhladší křivku, což představuje minimální možné požadavky na dynamiku stroje.

Popisem dynamiky servopohonů neboli vytvořením mechanického a termodynamického modelu stroje získáme důležité mezní hodnoty parametrů servopohonů a jiných částí stroje, které využijeme při návrhu vačkových profilů pro žonglování se třemi koulemi.

2.1. KONCEPCE STROJE

Stroj "Žonglér" je příkladem extrémně rychlých (rychlost 5 m/s, zrychlení 79 m/s²) polohových servomechanizmů. Stroj je navržený jako pětiosé mechanické zařízení osazené pěti synchronními motory (4 rotační, 1 lineární), u nichž lze realizovat vzájemnou součinnost a synchronizaci. Uspořádání jednotlivých částí modelu je patrné z obrázku 2.1. Fotografie reálného modelu je přiložena v příloze č.1.





Obrázek 2.1 - Koncepce stroje "Žonglér"

Stroj je realizován jako dva samostatné vertikálně orientované polohové servomechanizmy typu B&R 8MSA5L (servo_2, servo_4) s použitím lineárních pásových vedení MLR 10 – 110 firmy Rexroth Bosh na jejichž pohyblivých vozících jsou uchyceny rotační polohové servomechanizmy typu B&R 8MSA3L (servo_1, servo_3) ovládající otočná raménka zakončená miskou pro kouli. Model je doplněn o pátou osu realizovanou pohybem lineárního motoru, typu PRA 25 firmy Parker, ve vertikálním směru. Svislé lineární moduly jsou vzdáleny přesně tak, aby se středy těchto misek protínaly navzájem. V této ose je i střed misky připevněné k pátému lineárnímu servomotoru určeného k nadhazování koulí. Uspořádání sevomotorů 8MSA3L a PRA 25 je patrné z obrázku 2.2.

K zajištění bezpečnosti provozu celého zařízení je každá osa osazena dvěma koncovými spínači. Přejetí koncového spínače má za následek okamžité odpojení pohonu od napájení, které zajistí servozesilovač daného pohonu. V budoucnosti bude stroj jistit tzv. zónové zabezpečení.





Obrázek 2.2 – Rotační motory 8MSA3L a lineární motor PRA 25

K ochraně lineárních pásových modulů před poškozením slouží tlumiče umístěné na obou koncích modulů.

Mozkem stroje je řídící PLC, které na základě vytvořeného programu, případně dat z rychloběžné kamery, komunikuje přes rychlou průmyslovou RT síť Ethernet Powerlink se servozesilovači typu B&R ACOPOS, které řídí vzájemnou součinnost a synchronizaci servopohonů.

Jedním z požadavků na stroj je bezobslužný chod a možnost přístupu a práce v režimu online, čili vzdáleného přístupu ke stroji. Aby bylo možné této podmínce vyhovět, byl stroj doplněn o podavač koulí (obrázek 2.3), ve kterém se nepoužité koule shromažďují a v případě potřeby jsou vpuštěny na misku lineárního motoru a odtud mohou být vyhozeny do misek horizontálních motorů.



Obrázek 2.3 – Automatický podavač koulí



2.2. PARAMETRY ČÁSTÍ STROJE

K vytvoření dynamiky stroje je zapotřebí nejdříve získat informace o většině identifikujících parametrů každé jeho části.

Nejdůležitější částí stroje jsou jeho pohonné jednotky, jimiž jsou synchronní motory, které realizují synchronizovaný pohyb ve vertikálním a horizontálním směru. Pro stroj "žongléru" byli vybrány a zakoupeny dva typy třífázových synchronních motorů společnosti B&R s ohledem na jejich výborné dynamické vlastnosti, precizní řízení polohy dané vysokou rozlišitelností jednotek na jednu otáčku, ale také s ohledem na minimální hmotnost a rozměry motorů. Jako zpětná vazba od obou typů motoru pro získání aktuální pozice je použit enkodér typu rezolver.

Synchronní motor typu 8MSA5L

Tento typ synchronního motoru (obrázek 2.4) byl vybrán pro realizaci pohybu ve vertikálním směru. Jeho hlavní předností je špičkový kroutící moment 43 Nm a jmenovitými otáčkami 3000 min⁻¹. Další důležité parametry motoru jsou uvedeny v tabulce 2.1, případně podrobnější údaje v příloze č.2. Momentová charakteristika motoru je na obrázku 2.5.



Obrázek 2.4 – Synchronní motor typu 8MSA5L



Otáčky n [min ⁻¹]	Kroutící moment M [Nm]	Hmotnost s brzdou m [kg]	Teplotní časová konstanta t _{THERM} [min]
JM: 3000 MAX: 9000	JM: 11 MAX: 43	12,1	55

Tabulka 2.1 – Technické parametry synchronního motoru 8MSA5L



Obrázek 2.5 – Momentová charakteristika synchronního motoru 8MSA5L

Synchronní motor typu 8MSA3L

Tento typ synchronního motoru (obrázek 2.6) byl vybrán pro realizaci pohybu v horizontálním směru. Hlavní požadavkem na tento motor byla nízká hmotnost z důvodu co nejnižší vertikální hmoty, která ovlivňuje dynamiku celého celku. Další důležité parametry motoru jsou uvedeny v tabulce 2.2, případně podrobnější údaje v příloze č.3. Momentová charakteristika motoru je na obrázku 2.7.

Otáčky n [min ⁻¹]	Kroutící moment M [Nm]	Hmotnost s brzdou m [kg]	Teplotní časová konstanta t _{THERM} [min]
JM: 3000 MAX: 12000	JM: 2,15 MAX: 10	3, 2	32







Obrázek 2.6 – Synchronní motor typu 8MSA5L



Obrázek 2.7 – Momentová charakteristika synchronního motoru 8MSA3L

Synchronní motor typu PRC 25

Tento typ synchronního motoru (obrázek 2.8) byl vybrán jako pomocný motor realizující pohyb ve vertikálním směru. Požadavkem na tento motor byly především dobré dynamické a termodynamické vlastnosti, velkou měrou ovlivňující přesnost nadhazování koulí. Důležité parametry motoru jsou uvedeny v tabulce 2.3, případně podrobnější údaje v příloze č.4. Charakteristika síla/rychlost motoru je na obrázku 2.9.





Obrázek 2.8 – Synchronní motor typu PRC 25

Maximální rychlost v _{MAX} [m/s]	Moment M [Nm]	Hmotnost m [kg]
8, 7	JM: 51 MAX: 312	1, 15

Tabulka 2.3 – Technické parametry synchronního motoru PRC 25



Obrázek 2.9 – Charakteristika síla/rychlost synchronního motoru PRC 25



Lineární pásový modul MLR 10 - 110

Rotační pohyb synchronních motorů 8MSA5L je třeba transformovat na pohyb lineární ve vertikálním směru. K tomuto účelu je použitý lineární pásový modul, který může být zatížen maximální silou 1740 N a jí odpovídajícím maximálním momentem 80 Nm působícího v pásu. Podrobnější údaje o lineárním pásovém modulu jsou uvedeny v příloze č.5.

Lineární pásový modul je realizovaný pomocí ozubeného řemene (pásu), který unáší na něm přichycený vozík a je poháněn rotačním pohybem skrze hnací řemenici která se připojuje k motoru.



Obrázek 2.10 – Lineární pásový modul MLR 10 - 110



2.3. MODEL MECHANIKY STROJE

Každý mechanický stroj je svázán svými omezeními, neboli kritickými hodnotami, které jsou zpravidla všechny hlídány ochrannými obvody a v případě překročení některé z kritických hodnot je stroj vyřazen z činnosti. Nalezení kritických hodnot řeší model mechaniky stroje, který tvoří základ pro další návrhy. V případě "žongléra" tvoří základ pro návrh kinematiky pro přehazování třemi koulemi.

Při návrhu vačkových profilů se definují hodnoty trajektorie zrychlení, rychlosti a polohy servopohonu, které dosahují vždy v některém bodě svého maxima a úkolem modelu mechaniky je mimo jiné najít mez, kterou tato maxima nesmějí překročit.

K vytvoření modelu mechaniky stroje je možné použít více metod (Lagrangeovy rovnice, metoda "uvolňování", redukce sil a hmot), v případě "žongléru", kdy se jedná o mechanické zařízení složené ze synchronizovaných, vzájemně však téměř nezávislých částí se jeví jako nejvhodnější použít fyzikální metodu popisu nazývanou metodou "**uvolňování**".

2.3.1.METODA "UVOLŇOVÁNÍ"

Několik těles, spojených navzájem vazbami, je v mechanice nazýváno soustavou těles nebo též (jedná-li se o pohyblivou soustavu) <u>mechanismem</u>. Uvolnit těleso znamená pomyslně odstranit vazby a zavést vazbové účinky.

Postup sestavení rovnic metodou "uvolňování"

- uvolnění těles z vazeb
- vazby nahradíme silami
- > pro každé těleso jedna pohybová rovnice
- ➤ vyloučení vnitřních sil ⇒ dostaneme tolik pohybových rovnic, kolik má soustava stupňů volnosti
- > zavedení kinematických vztahů



2.3.2. OMEZENÍ POHYBU VERTIKÁLNÍCH OS "ŽONGLÉRA"

Vertikální směr pohybu stroje zajišťují větší synchronní motory 8MSA5L pracující na hranici svých výkonových možností. Na servomotory jsou kladeny velké požadavky na přesnost, rychlost a zrychlení. Rotační pohyb motoru je přes jeho hřídel a lineární modul převeden na přímočarý pohyb vertikálního směru.

Na základě výše uvedené metody "uvolňování" bude sestavena pohybová rovnice pohybu stroje, popisující všechna důležitá omezení pohyblivých vertikálních os stroje konajících pohyb nahoru – dolů.

Proměnné a konstanty potřebné k algebraickému vyjádření pohybové rovnice jsou uvedeny v tabulce 2.4.

M _{MAX}	- max. moment motoru	[N.m]
M ₀	 statický moment zatížení motoru 	[N.m]
φ	- úhlové zrychlení	[rad.s ⁻²]
ÿ	- zrychlení ve vertikálním směru	[m.s ⁻²]
g	 gravitační zrychlení 	[m.s ⁻²]
m	 hmotnost vertikální pohyblivé hmoty 	[kg]
r	- poloměr hřídele	[m]
I ₁	- moment setrvačnosti motoru	[kg.m ²]
l ₂	- moment setrvačnosti kladky	[kg.m ²]
I _{CELK}	 celkový moment setrvačnosti 	[kg.m ²]

Tabulka 2.4 – Použité konstanty a proměnné pohybové rovnice



2.3.2.1. Sestavení pohybových rovnic dle D'Alembertova principu dynamické rovnováhy (dle obrázku 2.11):

Rovnice (2.1), (2.2) a (2.3) představují pohybové rovnice všech vnitřních sil. Sílu S_3 v řemeni je možné zanedbat, neboť řemen je téměř nepružný a dochází u něj k minimálním deformacím.

$$S_1 \cdot r - I_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 + M_{MAX} = 0$$
 (2.1)

 $-S_2 \cdot r - I_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 = 0$ (2.2)

 $S_2 - S_1 - m \cdot g - m \ddot{y} = 0$ (2.3)

Za předpokladu dokonale nepružného řemene lze tedy využít vztahu (2.4).

$$arphi_1=arphi_2=arphi \Rightarrow \ddot{arphi}_1=\ddot{arphi}_2=\ddot{arphi}$$
 (2.4)

Rovnice (2.5) říká, že rotační pohyb lze přepočítat na pohyb přímočarý, tedy úhlové zrychlení rotační osy $\ddot{\varphi}$ o poloměru **r** převést na přímočaré zrychlení \ddot{y} ve vertikálním směru.





$$\ddot{y} = \ddot{\varphi} \cdot r \Longrightarrow \ddot{\varphi} = \frac{\ddot{y}}{r}$$
(2.5)

Vyjádření vnitřních sil S_1, S_2 z rovnice (2.1) a z rovnice (2.2) pomocí rovnic (2.4) a (2.5):

$$S_1 = I_1 \cdot \frac{\ddot{y}}{r^2} - \frac{M_{MAX}}{r}$$
(2.6)

$$S_2 = -I_2 \cdot \frac{\ddot{y}}{r^2}$$

Jaroš, P.: Dynamika rychlých servopohonů 2009

ČVUT FEL 12 / 81



Vyjádření pohybové rovnice pohybu vertikálních os dosazením rovnic (2.6) a (2.7) do rovnice (2.3):

$$\left(-I_{1} - I_{2} - m \cdot r^{2}\right) \cdot \frac{\ddot{y}}{r^{2}} + \frac{M_{MAX}}{r} - m \cdot g = 0$$
(2.8)

Člen tíhové síly $m \cdot g$ v rovnici (2.8) lze nahradit statickou silou $\frac{M_0}{r}$, působící na hřídel motoru v klidovém stavu.

Člen $(-I_1 - I_2 - m \cdot r^2)$ představuje celkový moment setrvačnosti I_{CELK} složený z momentu setrvačnosti motoru s brzdou I_1 , moment setrvačnosti kladky I_2 a moment setrvačnosti vertikální pohyblivé hmoty $m \cdot r^2$ složený z hmotnosti menšího motoru 8MSA3L a z hmotnosti vozíku, na kterém je motor uchycen.

Výsledná pohybová rovnice (2.9) pohybu vertikálních os stroje.

- $sgn(\dot{y}) = -1 \implies$ pohyb směrem NAHORU
- $sgn(\dot{y}) = +1 \implies pohyb směrem DOLŮ$

$$I_{CELK} \cdot \frac{\ddot{y}}{r^2} + \frac{M_{MAX}}{r} + \frac{M_0}{r} \cdot \text{sgn}(\dot{y}) = 0$$
(2.9)

2.3.2.2. Identifikace neznámých parametrů pohybové rovnice

Dříve než je možné z pohybové rovnice číselně vyjádřit hodnoty maximálního (špičkového) zrychlení vertikální hmoty ve směru nahoru a dolů, musí být nejprve provedena identifikace neznámých parametrů pohybové rovnice (M₀ a I_{CELK}). K získání dat potřebných k výpočtu těchto neznámých hodnot lze využít možnosti vyčítání (tzv. traceování) aktuálních hodnot všech parametrů motoru ze servozesilovačů, které svými akčními zásahy řídí pohyb servopohonů. K tomuto účelu slouží v prostředí Automation Studia společnosti B&R funkce TRACE.

Traceováním servopohonů vertikálního pohybu byla naměřena data o aktuálním kroutícím momentu a aktuální rychlosti motoru patrná z obrázku 2.12.





Obrázek 2.12 – Průběhy momentu, rychlosti a zrychlení vertikálního pohybu

Takto naměřené údaje jsou důležité z hlediska identifikace neznámých parametrů M_0 a I_{CELK}. Z rovnice (2.10) pro aktuální kroutící moment motoru lze tyto parametry identifikovat výpočtem pomocí metody **nejmenších čtverců** nazývané také metodou minimalizace sumy kvadrátu chyb.

$$M = I_{CELK} \cdot \ddot{\varphi} + M_0 \tag{2.10}$$

Metoda nejmenších čtverců je matematická metoda, určená ke statistickému zpracování dat, která umožňuje nalézt vhodnou aproximační funkci pro dané, empiricky zjištěné hodnoty. Hledaná funkce musí být lineární kombinací předem známých funkcí, v tomto případě metoda umožní vypočítat jejich koeficienty. Metoda nejmenších čtverců slouží k nalezení takového řešení, aby součet druhých mocnin chyb nalezeného řešení byl minimální.

Rovnice (2.10) má charakter lineární funkce y = ax + b, proto lze její průběh úspěšně aproximovat lineární funkcí (tzv. lineární regrese) a vypočítat její koeficienty.



Pokud je dána soustava lineárních rovnic ve tvaru $A \cdot x = b$ (**A** je matice, kterou známe, **b** je vektor a také jej známe, **x** je neznámý vektor) a matice **A** má větší počet řádků než sloupců, vektor **b** má větší rozměr než vektor **x**, tak se jedná o přeurčenou soustavu rovnic, která má více rovnic než neznámých. V tomto případě je teoreticky možné některé rovnice zanedbat, ale protože jsou rovnice získány z experimentálních dat, u kterých je významné každé měření a nelze rozhodnout, kterou z rovnic lze zanedbat, tak je využito všech rovnic, podílejících se na řešení. K výpočtu se definuje tzv. chyba měření $e = A \cdot x - b$ a je hledáno takové řešení **x**, aby tato chyba (respektive velikost vektoru **e**) byla minimální. Odvození rovnice pro **x** pomocí **derivace matic a vektorů**:

Protože **e** je vektor, je tento požadavek upravit tak, aby "součet čtverců jednotlivých odchylek (tedy složek vektoru **e**) byl minimální". Při takovém způsobu formulace kritéria se vlastně jedná minimalizaci skalárního součinu, který je možné napsat pomocí transpozice:

$$e \cdot e = e^T \cdot e \rightarrow \min$$
 (2.11)

Součin bude minimální tehdy, když jeho derivace podle proměnné x bude rovna nule:

$$(e^{T} \cdot e)' = [(Ax-b)^{T} \cdot (Ax-b)]' = 0$$
 (2.12)

Pomocí pravidel pro transpozici součinu a derivaci součinu matic a vektorů můžeme vztah dále upravovat:

$$\left[x^{T} \cdot A^{T} \cdot A \cdot x - x^{T} \cdot A^{T} \cdot b - b^{T} \cdot A \cdot x + b^{T} \cdot b\right] = 2 \cdot A^{T} \cdot A \cdot x - 2 \cdot A^{T} \cdot b = 0$$
(2.13)

Z výše uvedeného vztahu lze již vyjádřit výsledný vzorec pro x:

$$x = \left(A^T \cdot A\right)^{-1} \cdot A^T \cdot b \tag{2.14}$$



Výpočtem vektoru **x** je dokončena identifikace neznámých parametrů pohybové rovnice (2.9), protože vektor **x** osahuje hodnoty I_{CELK} a M_0 a lze tedy psát:

 $X = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} I_{CELK} \\ M_0 \end{bmatrix}$. Vzhledem k tomu, že se při identifikaci pracuje s velkým

množstvím naměřených dat, byl tedy k usnadnění práce napsán skript, který je schopný načíst data ve formátu .txt a zobrazit průběhy aktuální rychlosti, kroutícího momentu a zrychlení dopočítaného derivací aktuální rychlosti podle času. Na základě dopočítaného zrychlení a rovnice (2.14) dopočítá hodnoty neznámých I_{CELK} a M₀. Ukázka skriptu je na obrázku 2.13.





Výsledky identifikace:

$I_{CELK} = 0,0256 kg \cdot m^2$	(2.*
$M_0 = 3,64 \ N \cdot m$	(2.*



Ověřit správnost identifikovaných dat je možné porovnáním průběhů reálných dat (skutečný moment) s daty dopočítanými (určený moment) na základě rovnice (2.10).



Obrázek 2.14 – Porovnání výsledků identifikace I_{CELK} a M₀

Požadovaný maximální "budící" moment ve vertikálním směru pohybu je dán rovnicí (2.17) pro pohyb nahoru a rovnicí (2.18) pro pohyb dolů. Hodnota zrychlení **a**_Y je určena z požadavků na kinematiku os stroje, tedy z rovnice (3.24).

$$M_{budN} = I_{MAX} \cdot a_Y + M_0 = \left(0,0256 + 0,2 \cdot \left(\frac{0,289}{2 \cdot \pi}\right)^2\right) \cdot 25 \cdot \left(\frac{0,289}{2 \cdot \pi}\right) + 3,64 = 17,784 Nm$$
(2.17)

$$M_{budD} = I_{MAX} \cdot a_Y - M_0 = \left(0,0256 + 0,2 \cdot \left(\frac{0,289}{2 \cdot \pi}\right)^2\right) \cdot 25 \cdot \left(\frac{0,289}{2 \cdot \pi}\right) - 3,64 = 10,504 Nm$$
(2.18)

K dalším výpočtů se bude ještě hodit hodnota efektivního zatížení \mathbf{M}_{eff} vyjádřena rovnicí (2.19). Hodnoty času **d** (doba zatížení motoru momentem M_{budN}) a **e** (doba zatížení motoru momentem M_{budD}) jsou určeny z požadavků na kinematiku os stroje určených v kapitole 3.1.4.

$$M_{eff} = \sqrt{\frac{d \cdot M_{budN}^2 + e \cdot M_{budD}^2}{d + e}} = \sqrt{\frac{0.4 \cdot 17,784^2 + 0.4 \cdot 10,504^2}{0.4 + 0.4}} = 14,605 Nm$$
(2.19)

Jaroš, P.: Dynamika rychlých servopohonů 2009

ČVUT FEL 17 / 81



2.3.2.3. Dosazení identifikovaných parametrů do pohybové rovnice

Po dokončení identifikace všech neznámých parametrů pohybové rovnice lze číselně vyjádřit hodnoty maximálního možného zrychlení vertikální hmoty v kladném a v záporném směru pohybu. Dosazením hodnot z tabulky 2.5 do rovnice (2.9) dostáváme výsledek pro:

- <u>kladný</u> směr pohybu:

$$\uparrow \ddot{y}_{MAX} = 66 \ m \cdot s^{-2}$$

$$\downarrow \ddot{y}_{MAX} = 79 \ m \cdot s^{-2}$$

- <u>záporný</u> směr pohybu:

M _{MAX}	- max. moment motoru [N.m]	40,5
M ₀	 statický moment zatížení motoru [N.m] 	3,64
g	- gravitační zrychlení [m.s ⁻²]	9,81
r	- poloměr hřídele [m]	0,046
I _{CELK}	 celkový moment setrvačnosti [kg.m²] 	0,0256

Tabulka 2.5 – Hodnoty proměnných dosazené do pohybové rovnice

Velikost maximálního zrychlení vertikální hmoty je závislá na směru pohybu z důvodu působení gravitační síly na pohybující se vertikální hmotu, tudíž pohyb nahoru může být konán s menším zrychlením oproti pohybu dolů, tomu naopak gravitační síla pomáhá.

Vertikální hmota je však proměnlivá, objevuje se zde nelinearita dána hmotností vlečného pásu, který chrání proti poškození přívodní kabely k menším motorům, vykonávajících horizontální pohyb. Vzhledem k uchycení vlečného pásu ke konstrukci stroje dochází při pohybu ke změně hmotnosti, která se podílí na vertikální hmotnosti a ovlivňuje tak maximální možné zrychlení. V tomto případě, kdy uvažujeme linearizovaný model lze tuto nelinearitu zanedbat, protože vertikální hmota se pohybuje pouze v okolí bodu s počátečními podmínkami, pro které byla identifikace neznámých parametrů provedena.



2.3.3.OMEZENÍ POHYBU HORIZONTÁLNÍCH OS "ŽONGLÉRA"

Horizontální směr pohybu stroje zajišťují menší synchronní motory 8MSA3L, na jejichž hřídele jsou přichycena raménka zakončená miskami pro manipulaci s koulemi. Raménka vykonávají rotační pohyb, na který však nejsou kladeny příliš velké požadavky z hlediska velikosti úhlové rychlosti a zrychlení, neboť vertikální osy stroje jsou od sebe vzdáleny pouze 30 cm a k přehození koule tedy není třeba příliš vysoké hodnoty rychlosti a zrychlení. Pro úplnost modelu mechaniky je však zapotřebí tyto omezující hodnoty identifikovat.

2.3.3.1. Identifikace neznámých parametrů rovnice horizontálního pohybu

Dříve než je možné z rovnice (2.20) číselně vyjádřit hodnoty maximálního (špičkového) úhlového zrychlení pro horizontální pohyb, musí být nejprve provedena identifikace neznámých proměnných (M₀ a I_{CELK}) této rovnice. Proměnná M₀ představuje hodnotu momentu statického zatížení motoru a v případě horizontálního pohybu má minimální velikost, neboť v horizontálním směru nepůsobí v klidovém stavu na motor téměř žádné síly. Proměnná I_{CELK} vyjadřující hodnotu momentu setrvačnosti motoru a raménka již však zanedbatelná není. K získání dat potřebných k výpočtu těchto neznámých hodnot lze využít možnosti vyčítání (tzv. traceování) aktuálních hodnot všech parametrů motoru ze servozesilovačů, které svými akčními zásahy řídí pohyb servopohonů. K tomuto účelu slouží v prostředí Automation Studia společnosti B&R funkce TRACE.

$$M = I_{CELK} \cdot \ddot{\varphi} + M_0 \tag{2.20}$$

Traceováním servopohonů horizontálního pohybu byla naměřena data o aktuálním kroutícím momentu a aktuální úhlové rychlosti motoru patrná z obrázku 2.15. Takto naměřené údaje jsou důležité z hlediska identifikace neznámých parametrů M₀ a I_{CELK}. Z rovnice (2.20) pro aktuální kroutící moment motoru lze tyto parametry identifikovat výpočtem pomocí metody **nejmenších čtverců** nazývané také metodou minimalizace sumy kvadrátu chyb. Tato metoda je popsána již v kapitole 0.





Obrázek 2.15 – Průběhy momentu, rychlosti a zrychlení horizontálního pohybu

Výpočtem vektoru **x** podle rovnice (2.14) je dokončena identifikace neznámých parametrů rovnice (2.20), protože vektor **x** osahuje hodnoty I_{CELK} a M_0 a lze tedy psát: $X = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} I_{CELK} \\ M_0 \end{bmatrix}$. Vzhledem k tomu, že se při identifikaci pracuje s velkým množstvím naměřených dat, byl tedy k usnadnění práce napsán skript, který je schopný načíst data ve formátu .txt a zobrazit průběhy aktuální rychlosti, kroutícího momentu a zrychlení dopočítaného derivací aktuální rychlosti podle času. Na základě dopočítaného zrychlení a rovnice (2.14) dopočítá hodnoty neznámých I_{CELK} a M_0 . Ukázka skriptu je na obrázku 2.16.



```
set(handle,'Color',[0.33.0]);
   ylabel('dFi [rad/s]');xlabel('t [s]');
   title(['Aktualni RYCHLOST motoru cislo ',num2str(k*2)]);
A=[ones(length(ar),1),ar];
                             👒 vytvareni rozsireneho vektoru vstupu - o konstantu (matice musi byt ctvercova)
x=(A'*A)^(-1)*A'*M;
                             % vypocet neznamych parametru z rozsireneho vektoru vstupu a odpovidajicich
                              % vystupu metodou minimalizace sumy kvadratu chyb
disp(['Vysledky identifikace motoru cislo ',num2str(k*2),':']);
disp(' ');
% I - moment setrvacnosti
I = x(1); \frac{1}{2} 
disp(['I = ', num2str(I), ' kg*m^2']);
% Mo - moment statickeho zatizeni
MO = x(2); \ %Nm
disp(['Mo = ', num2str(MO), ' Nm']);
```



Výsledky identifikace:

$I_{CELK} = 0,005 \ kg \cdot m^2$
$M_0 = 0,002 \ N \cdot m$

2.3.3.2. Dosazení identifikovaných parametrů do rovnice horizontálního pohybu

Po dokončení identifikace neznámých parametrů rovnice (2.20) lze číselně vyjádřit hodnoty maximálního možného úhlového zrychlení v horizontálním směru pohybu dosazením hodnot z tabulky 2.6 do rovnice a dosazením za aktuální moment motoru M maximální jmenovitý moment M_{MAX}. Výsledné maximální možné uhlové zrychlení horizontálního pohybu:

 $\ddot{\varphi}_{MAX} = 2000 \ rad \cdot s^{-2}$

Požadovaný maximální "budící" moment v horizontálním směru pohybu je vyjádřen rovnicí (2.23), kde hodnota úhlového zrychlení $\mathbf{a}_{\mathbf{x}}$ je určena požadavky na kinematiku os stroje (rovnice (3.20)).

$$M_{Xbud} = I_{MAX} \cdot a_x + M_0 = 0,005 \cdot 16,377 + 0,002 = 0,0839 Nm$$
 (2.23)



M _{MAX}	- maximální moment motoru [N.m]	10
M ₀	 statický moment zatížení motoru [N.m] 	0,002
g	- gravitační zrychlení [m.s ⁻²]	9,81
I _{CELK}	 celkový moment setrvačnosti [kg.m²] 	0,004

Tabulka 2.6 – Hodnoty proměnných dosazené do rovnice (2.20)

2.4. MODEL TERMODYNAMIKY

V případě, že požadavky na dynamiku servopohonů přesahují při přerušovaném provozu krátkodobě hodnoty pro trvalý provoz tzv. jmenovité hodnoty, je možné místo pořizování výkonnějšího a dražšího motoru provést posouzení z hlediska termodynamiky (vytvoření termodynamického modelu) a ověřit, zda-li při daném průběhu zatěžování (kinematika žonglování se třemi koulemi) teplota vinutí nepřekročí svoji povolenou mez a nedojte tak k náhlému bezpečnostnímu odpojení pohonu od zdroje. Protože náhlé bezpečnostní odpojení stroje není pro stroj ideální z hlediska častého přetěžování, je třeba pomocí modelu termodynamiky nalézt mezní bod, ve kterém je proces vykonávaný strojem ukončen a je tak zabráněno bezpečnostnímu odpojení stroje z důvodu přetížení. Termodynamický model předpovídá dobu, po kterou bude možné stroj s požadovanou kinematikou provozovat, aniž by došlo k jeho změnám.

2.4.1.NÁHRADNÍ SCHÉMA TEPELNÉHO OBVODU

Termodynamický model (schéma na obrázku 2.17) je ekvivalentní k elektrickému obvodu, kde z hlediska modelování lze ztráty v odporu vinutí (teplo ekvivalentní k elektrickému proudu, oba představují tok energie) vznikající proudem při rozběhu i brzdění modelovat zdrojem toku výkonu, který je akumulován tepelnou kapacitou vinutí (kapacitor), které je přes tepelný odpor (odporník) ochlazováno tělem motoru s vlastní tepelnou kapacitou, která je též ochlazována přes tepelný odpor prostředí vůči potenciálu teploty okolního prostředí. Teplota je ekvivalentní elektrickému napětí, neboť oba reprezentují potenciály. Vnitřní teplotu motoru, což je tedy okolní teplota navýšená o oteplení vzniklé tepelnými ztrátami ve vinutí je vhodné udržovat co nejníže, neboť s jejím nárůstem klesá životnost izolace vinutí i ložisek.





Obrázek 2.17 – Schéma termodynamického modelu

Podle schématu termodynamického modelu lze sestavit diferenciální rovnice popisující termodynamické změny uvnitř každého motoru do tvaru (2.24) a (2.25). Použité proměnné jsou vysvětleny v tabulce 2.7.

$$\frac{\delta \Theta_{Cu}}{\delta t} = \frac{1}{C_{Cu}} \cdot \left(P_{Cu(ztrátový)} - \frac{\Theta_{Cu} - \Theta_{Fe}}{R_{vinuti - šasi}}\right)$$
(2.24)

$$\frac{\delta \Theta_{Fe}}{\delta t} = \frac{1}{C_{Fe}} \cdot \left(\frac{\Theta_{Cu} - \Theta_{Fe}}{R_{vinuti - šasi}} - \frac{\Theta_{Fe}}{R_{šasi - okoli}}\right)$$
(2.25)

2.4.2. VERIFIKACE DLE TEPLOTNÍHO MODELU VINUTÍ

Efektivní hodnota zatížení $M_{eff} = 14,605$ Nm dána rovnicí (2.19) a jí odpovídající hodnota špičkového proudu $I_{MAX} = 11,631$ A jsou větší (+ 32%), než trvalé povolené zatížení 11 Nm dáno dokumentací pohonu.

Z hlediska zatížení motoru tepelnými ztrátami je vhodné provést výpočet nárůstu tepelného výkonu. Na základě rovnice (2.26) lze předpokládat, že nárůst oteplení je minimálně (se zvyšující teplotou se odpor vinutí motoru zvyšuje a magnetické vlastnosti zhoršují) roven vztahu (2.27) a výslednému nárůstu tepelného výkonu o 76%. Vzhledem k tomu, že je za základ brán jmenovitý zatěžovací moment motoru, tak se jedná o 76% překročení ztrátového tepelného výkonu, který je běžně motor schopen vyzářit. Jinak řečeno, z hlediska tepelných ztrát zatěžujeme motor na 176%. V této situaci je třeba dopočítat čas, za který dojde k odpojení motoru a k zastavení stroje vlivem teplotního přetížení motoru vertikálního pohybu.



$$P_{Cu(ztrátový)} = R_{Cu} \cdot I^2, \quad M = k \cdot I$$
(2.26)

$$\Delta P_{Cu(ztrátový)} = \frac{M_{eff}^2}{M_{jm}^2} - 1 = \left(\frac{14,604^2}{11^2} - 1\right) \cdot 100 = 76\%$$
(2.27)

Motor z hlediska vinutí je podle dokumentace B&R popsán rovnicí (2.28). Tato rovnice přepokládá, že uvnitř motoru probíhá adiabatický děj (termodynamický děj, při kterém nedochází k tepelné výměně mezi plynem a okolím. Děj probíhá při dokonalé tepelné izolaci, takže soustava žádné teplo nepřijímá ani nevydává), kdy se předpokládá, že se teplo v motoru akumuluje pouze v samotném vinutí motoru. Takto získaná časová konstanta samotného vinutí je v Acoposu dále využívaná v teplotním modelu motoru, kde se v případě přetížení (rozdíl aktuálního a jmenovitého proudu je větší než nula) kvadrát tohoto rozdílu filtruje dolní propustí (obdoba RC článku s výše spočtenou čas. konstantou) a porovnává s kritickou teplotou, při které je motor pro přehřátí odpojen.

$$\tau_{thC} = 128 \left[\frac{A^2 \cdot s}{mm^4 \cdot K} \right] \cdot \frac{T_{MAX} - T_U}{I_0^2} \cdot A_{Cu}^2 = 128 \cdot \frac{110 - 40}{8,68^2} \cdot 1,247^2 = 184,93$$
(2.28)

V případě "žongléra" je použito časové konstanty τ_{thC} za účelem možného jednoduchého počítání s efektivními hodnotami namísto s časovými průběhy sledovaných veličin. Platí, že perioda signálu zatěžování je $\tau = d + e = 0.8$ s což je mnohem méně (230x) než spočítaná časová konstanta $\tau_{thC} = 184,93$ s, tedy dodávané teplo vinutím je dostatečně vyfiltrované, aby bylo možné dále operovat pouze s efektivními hodnotami sledovaných veličin.



P _{Cu} (ztrátový)	 ztrátový výkon vznikající na odporu vinutí 	[W]
C _{Fe}	- tepelná kapacita železa	[W.s.℃ ⁻¹]
C _{Cu}	- tepelná kapacita mědi	[W.s.℃ ⁻¹]
R _{Cu}	 tepelný odpor (odporník) 	[℃.W ⁻¹]
Θ	 teplota v daném místě obvodu 	[°]
I _{MAX}	- špičkový proud	11,631 [A]
I ₀	- střední hodnota proudu (datasheet)	8,680 [A]
k	- převodní konstanta s 20% rezervou (datasheet)	1,56 [Nm/A]
A _{Cu}	- linkový řez (datasheet)	1,247 [mm ²]
T _{MAX}	- maximální teplota vinutí (datasheet)	110 [°C]
Τ _U	- nominální teplota okolí (datasheet)	40 [℃]
τ	- teplotní časová konstanta motoru (datasheet)	3300 [s]
$ au_{thC}$	- teplotní časová konstanta vinutí	[s]

Tabulka 2.7 – Proměnné použité k popisu termodynamického modelu

2.4.3. VERIFIKACE DLE TEPLOTNÍHO MODELU CELÉHO MOTORU

Vzhledem k tomu, že je v dokumentaci motorů dostupný pouze jediný parametr popisující průběh ohřívání motoru ztrátovým teplem $\tau_T = 55$ min = 3300 s a identifikace jednotlivých parametrů není triviální, mohla být díky integrovanému teplotnímu senzoru ve vinutí zkoumaného motoru a schopnosti servozesilovače ACOPOS zaznamenávat průběhy sledovaných veličin (funkce Trace) provedena alternativní identifikace odezvou na jednotkový skok zatížení. Měření bylo provedeno pouze se statickou zátěží (odpovídá 3, 46 Nm) a znormováno na jednotkové zatížení (obrázek 2.18) podle vztahu (2.29).

$$h_{w}(t) = \frac{T_{mer}(t) - T_{mer}(t_{0} = 0)}{M_{mer}^{2}}$$
(2.29)

$$\Theta_{Cu}(t) = \sum_{i=1}^{n} \left(M^{2} \left(t - \Delta T \cdot i \right) \cdot \frac{h_{w}(i) - h_{w}(i-1)}{\Delta T} + \Theta_{okoli} \right)$$
(2.30)

$$\Theta_{Cu}(t) = M_{eff}^{2} \cdot h_{w}\left(\frac{t}{\Delta T}\right) + \Theta_{okoli}; \quad \left[{}^{\circ}C, Nm, \frac{{}^{\circ}C}{Nm^{2}}, {}^{\circ}C\right]$$
(2.31)

Jaroš, P.: Dynamika rychlých servopohonů 2009

ČVUT FEL 25 / 81





Obrázek 2.18 – Normalizace teplotní odezvy statické zátěže na jedno. zatížení

Vzorec (2.30) pro konvoluci je možné použít při výpočtech teplotního průběhu z průběhu zátěže, která není dostatečně filtrována.

V případě "žongléra" postačí k výpočtu zjednodušený vzorec (2.31), kdy namísto konvoluce stačí normalizovanou odezvu na jednotkové zatížení násobit kvadrátem efektivního momentu, protože tepelný výkon je dostatečně filtrován a zatěžovací kroutící moment je možné reprezentovat hodnotou efektivního momentu.



Obrázek 2.19 – Porovnání naměřené a vypočítané teploty



Na základě průběhu teplotního modelu servozesilovače Acoposu, který si teplotní model dopočítává sám, lze určit teplotu, při které dojde k odpojení stroje z důvodu teplotního přetížení. K vypínání dochází při naměřené teplotě vinutí 75 \mathcal{C} . Pomocí termodynamického modelu stroje tak lze konstatovat, že k odpojení dojde po přibližně 5 minutách kontinuálního běhu, při počáteční teplotě 35 \mathcal{C} , což je ustálená teplota motoru při stání a teplotě okolí 23 \mathcal{C} .

Při odpojení motoru a ukončení kontinuálního běhu se motor ochlazuje na teplotu okolí s časovou konstantou $\tau_T = 55$ min = 3300 s dle dokumentace motoru. Při odpojení motoru, ještě před dosažením nové ustálené teploty, chladne zprvu rychleji, když teplota vinutí dohání pomaleji chladnoucí šasi motoru, ale poté co se teploty vyrovnají už opět pokračuje chladnutí podle katalogové časové konstanty τ_T (obrázek 2.20). Pokud tedy není velký požadavek na přesné určení doby chladnutí motoru, bezpečně postačí katalogová časová konstanta τ_T .



Obrázek 2.20 – Odezva teploty ve vinutí při chodu motoru v přetížení



3. NÁVRH KINEMATIKY ŘÍZENÝCH OS

Návrh kinematiky řízených os pro přehazování třemi koulemi je příkladem na variační počet, neboť hledané trajektorie jsou dané okrajovými podmínkami a nyní již známými dynamickými a termodynamickými možnostmi stroje. Okrajovými podmínkami jsou zde myšleny body, ve kterých přehazovaná koule opouští nebo dopadá na misku raménka. V těchto bodech přestává nebo začíná být poloha koule závislá na poloze misky, kterou je možné řídit a ovlivnit tím trajektorii přehazovaných koulí. Mezi opuštěním první misky a dopadem na druhou misku sleduje koule trajektorii vrhu šikmého vzhůru s počátečním vektorem rychlosti shodným s vektorem rychlosti misky při odpoutávání se od koule, tj. když negativní zrychlení při pohybu vzhůru překročilo 1g ~ 9, 81 ms⁻². Pro bezpečné chycení dopadající koule musí vektor rychlosti pohybu koule opět souhlasit s vektorem rychlosti pohybu misky, když negativní zrychlení při pohybu dolů klesne pod 1g ~ 9, 81 ms⁻².

Pohyb koule, která se pohybuje mezi osami stroje je tedy složen ze dvou fází, z pohybu shodného s pohybem synchronizovaných os stroje a z pohybu vrhu šikmého vzhůru s počátečním vektorem rychlosti shodným s vektorem rychlosti misky v okamžiku odpoutání se od ní. Trajektorie pohybu koule a mechanických os žongléru jsou patrné z obrázku 3.1.



Obrázek 3.1 – Trajektorie pohybu koule a os stroje



3.1. OPTIMALIZACE ŽONGLOVÁNÍ

Žonglovat lze se spoustou různých pomůcek od látkových pytlíčků plněných rýží až po billiardové koule. V projektu "žongléra" byly pro přehazování zvoleny právě billiardové koule vzhledem ke své hmotnosti, tuhosti materiálu a stálému objemu. Těchto vlastností lze využít ke zjednodušení popisu kinematiky (zanedbání odporu vzduchu při přehazování koule) a k eliminaci dalších nežádoucích jevů jako např. odraz míčku od misky atd.



Obrázek 3.2 – Typ žonglovací techniky "kaskáda"

Před popisem kinematiky řízených os je nutné nejprve zvolit optimální způsob přehazování tří koulí mezi osami stroje. Optimální volbou techniky žonglování lze snížit výkonové zatížení akčních částí stroje a výrazně tak prodloužit jejich chod bez výpadků způsobených přetížením a v neposlední řadě také prodloužit jejich životnost. Existuje celá řada technik žonglování od jednodušších až po mnohem složitější techniky např. kaskáda, sprcha nebo fontána. Pro projekt "žongléra" byla zvolena technika známá pod názvem **"kaskáda**" viz. obrázek 3.2 a to především z důvodu, že při této technice dochází k vyhazování a chytání koulí ve stejné vertikální poloze a liší se pouze bodem vyhazování a chytání koule na ose horizontální, což uleví již tak hodně namáhané ose vertikální. Techniku "fontána" je nemožné realizovat z důvodu celkové koncepce stroje, neboť stroj k tomu není uzpůsobený.



Techniku "sprchy" je nemožné realizovat z důvodu nesplnitelných výkonových požadavků, které by daná technika na stroj kladla.

Při použité technice "kaskády" dochází k postupnému přehazování koulí z jedné žonglovací ruky na druhou do dvou symetrických oblouků. Každá mechanická ruka vyhazuje kouli blíže ke středu, zatímco druhá mechanická ruka chytá kouli dále od středu.

3.1.1.ZABRÁNĚNÍ KOLIZI DVOU KOULÍ

Při kaskádové technice žonglování může dojít ke kolizi dvou koulí. Pro zamezení kolize mezi vyhazovanou a dopadající koulí, musí být místo dopadu vzdáleno od místa výhozu minimálně o průměr koule, tedy o vzdálenost 57 mm. Pro minimální vzdálenost s 75% bezpečnostní rezervou platí vztah (3.1). Místo dopadu na protějším raménku je dáno průsečíkem možné trajektorie tohoto raménka s tečnou trajektorií vyhazujícího raménka v okamžiku výhozu (bere se zazší průsečík). Výhoz, trajektorie letu a dopad koule závislé na úhlu výhozu jsou znázorněny na obrázku 3.3.

$$D_{\min} \ge \sqrt{1 + \max\left(\frac{\delta v_x}{\delta v_y}\right)^2} \cdot \left(d_{koule} + \varepsilon\right) = \sqrt{1 + \left(\frac{1}{8}\right)^2} \cdot \left(57\,mm + 75\% \cdot 57\,mm\right) \ge 100\,mm \tag{3.1}$$

> Pro minimální vzdálenost a zvolenou 75% bezpečnostní rezervou platí:

 $D_{min} = 100 \text{ mm}$ $F_{min} = 393, 069 \text{ mm}$

úhel výhozu β_v_{min} = + 6, 490 ° úhel dopadu β_ch_{min} = - 45, 783 °

> Pro maximální vzdálenost platí:

$$\begin{split} D_{max} &= 173,\,250~mm\\ F_{max} &= 424,\,264~mm\\ \dot{u}hel výhozu ~\beta_v_{max} = + 19,\,471~^{\circ}\\ \dot{u}hel dopadu ~\beta_ch_{max} = - 90~^{\circ} \end{split}$$


Obrázek 3.3 – Výhoz, trajektorie letu a dopad koule v závislosti na úhlu výhozu

Výše uvedené výpočty a postupy platí pro vyhazování koulí, kdy nedochází ke křížení dvou symetrických oblouků. V projektu "žonglér" je využito výsledků pro maximální vzdálenost místa výhozu od místa chycení koule. K vyhazování a chytání koulí u obou žonglovacích rukou dochází v totožných místech, čili při výhozu koulí ve stejný časový okamžik by došlo ke střetu dvou koulí, neboť koule se pohybují po dvou symetrických obloucích, které se vzájemně kříží (obrázek 3.4). Při žonglování se třemi koulemi je využito faktu, že při kaskádové technice žonglování nelze vyhazovat kouli z obou žonglovacích rukou současně. Minimální dobu, po kterou nesmí být vyhozena další koule určuje vztah (3.2).

$$t_{\min} \ge \frac{D_{\min}}{v_0} \tag{3.2}$$



Obrázek 3.4 – Trajektorie letu koulí s možnou kolizí

3.1.2.ŽONGLOVACÍ TEORÉM

Dříve než je možné zavést některé vztahy popisující problém žonglování je dobré definovat proměnné, které se budou ve vztazích objevovat. Všechny použité proměnné popisuje tabulka 3.1.

b	- počet koulí
h	- počet mechanických rukou
f	- čas letu (čas mezi vyhozením a chycením koule)
V _{0y}	- vertikální rychlost hodu
V _{0x}	- horizontální rychlost hodu
v ₀	 počáteční vektor rychlosti daný vertikální a horizontální rychlostí hodu
Н	- výška hodu
α	- elevační úhel
F	- horizontální vzdálenost letu koulí
L	- délka akcelerační dráhy



g	- gravitační zrychlení
d	- čas mezi chycením a vyhozením koule
е	 okamžik prázdné ruky mezi vyhozením a chycením další koule
r	- činitel obsazenosti ruky
τ	 perioda hodu (čas mezi dvěma hody ze stejné ruky)
ω	 průměrný počet koulí ve vzduchu v jednom oblouku

Tabulka 3.1 – Proměnné popisující problematiku žonglování

K popisu žonglování se třemi koulemi zvolenou technikou "kaskády" lze využít některých zajímavých poznatků, které shromáždil Claude Shannon, který se proslavil na poli matematických a informačních věd. Nejzajímavější z pohledu žonglování je Shannonův žonglovací teorém elegantně popisující vztah mezi časovými proměnnými a poměrem mezi počtem koulí a počtem mechanických rukou viz. rovnice (3.3).

$$\frac{b}{h} = \frac{d+f}{d+e}$$
(3.3)

Na základě tabulky 3.1 je dobré definovat další vztahy, které více ozřejmí problematiku žonglování. Vztahy (3.4), (3.5) a (3.6) definují vzájemné vztahy mezi proměnnými žonglování a přispívají k popisu procesu žonglování. Perioda hodu τ určuje dobu, která uplyne mezi dvěma hody ze stejné žonglovací ruky. Hodnota činitele obsazenosti ruky **r** se vždy pohybuje v rozmezí hodnot 0 a 1 a popisuje průměrný počet koulí nacházejících se v ruce při žonglování. Hodnotou ω lze definovat jako počet koulí, které se nacházejí ve vzduchu v jednom oblouku.

$$\tau = d + e \tag{3.4}$$

$$r = \frac{d}{\tau} = \frac{d}{d+e}$$
(3.5)

$$\omega = \frac{f}{\tau} = \frac{f}{d+e}$$
(3.6)

Jaroš, P.: Dynamika rychlých servopohonů 2009

ČVUT FEL 33 / 81



3.1.3.VRH ŠIKMÝ VZHŮRU

Doplněním žonglovacího teorému o vztahy vyplývající z popisu kinematiky vrhu šikmého vzhůru pro tuhá tělesa získáme kompletní soubor rovnic k sestavení kinematiky řízených os stroje. Popis vrhu šikmého vzhůru je patrný z obrázku 3.5.



Obrázek 3.5 – Kinematika vrhu šikmého vzhůru

Vztahy uvedené pro vrh šikmý vzhůru platí pouze pro případy, kdy na těleso nepůsobí odpor vzduchu. V druhém případě by se křivka paraboly změnila na balistickou křivku a rovnice níže uvedené by byli nepřesné. V případě "žongléru" lze odpor vzduchu zanedbat, neboť k žonglování jsou použity billiardové koule, které mají velkou hmotnost při malém čelním profilu, čímž působení odporu vzduchu minimalizují.

K popisu vrhu šikmého vzhůru je využito možnosti rozkladu pohybu do osy **x** a osy **y** (metoda superpozice). Pro stanovení okrajových podmínek pohyblivých částí "žongléra" je rozklad přínosný, protože pohyb stroje je vlastně synchronizovaný pohyb vertikálních a horizontálních os. K popisu se využívá kinematických vztahů pro polohu (3.7) a rychlost (3.8) rozepsaných podle souřadnic.

$$x = x_0 + v_0 \cdot t \cdot \cos \alpha$$

$$y = y_0 + v_0 \cdot t \cdot \sin \alpha - \frac{1}{2} \cdot g \cdot t^2$$
(3.7)

Jaroš, P.: Dynamika rychlých servopohonů 2009

ČVUT FEL 34 / 81



$$v_X = v_{0X} = v_0 \cdot \cos \alpha$$

$$v_Y = v_{0Y} - g \cdot t = v_0 \cdot \sin \alpha - g \cdot t$$
(3.8)

Vztah pro počáteční vektor rychlosti (3.9) je patrný z obrázku 3.5.

$$v_0 = \sqrt{v_{0X}^2 + v_{0Y}^2}$$
(3.9)

Vztah mezi vertikální a horizontální rychlostí pohybu hmotného bodu nejlépe vystihuje rovnice (3.10)

$$v_{0Y} = \frac{F \cdot g}{2 \cdot v_{0X}}$$
(3.10)

Vrcholu trajektorie V dosáhne koule (hmotný bod) za čas t_V (3.11) a dopadne za čas t_D (3.12) odpovídající době letu koule **f**.

$$v_Y = v_0 \cdot \sin \alpha - g \cdot t_V \implies t_V = \frac{v_0 \cdot \sin \alpha}{g}$$
 (3.11)

$$t_D = f = 2 \cdot t_V \tag{3.12}$$

Výraz (3.13) je roven výšce vrhu šikmého vzhůru s počátečním vektorem rychlosti v₀, který klade podmínku na maximální možnou dosaženou výšku.

$$H = \frac{v_0^2 \cdot \sin^2 \alpha}{2 \cdot g}$$
(3.13)



3.1.4. VÝPOČET PARAMETRŮ ŽONGLOVÁNÍ

Na základě rovnic pro optimalizaci žonglování je třeba dopočítat neznámé parametry žonglování potřebných k sestavení kinematiky pohyblivých os žongléra.

Tvar (sklon hrany) misky určuje minimální poměr složek rychlosti dopadající koule, tak aby tato byla tlačena do misky a nevypadla, čímž je předurčena i minimální doba letu koule (3.14) a minimální rychlost ve vertikálním a horizontálním směru pohybu. Hodnotu doby letu koule volíme tak, že $f \ge t_{\min}$.

$$\frac{1}{\tan(\varphi_d)} = \min\left(\frac{\delta v_{0y}}{\delta v_{0x}}\right) = \frac{1}{2} \cdot \frac{g}{F} \cdot t_{\min}^2 \implies \qquad (3.14)$$

$$\Rightarrow t_{\min} \ge \sqrt{\min\left(\frac{\delta v_{0y}}{\delta v_{0x}}\right)} \cdot \frac{2 \cdot F}{g} = \sqrt{\left(\frac{8}{1}\right) \cdot \frac{2 \cdot 0.393m}{9.81 \frac{m}{s^2}}} \cong 0.8 s$$

Pro **horizontální pohyb** platí omezení dané vztahem (3.15) pro předpokládanou dobu letu f = 0,8 s. Raménko se musí včetně dráhy potřebné pro zrychlení a zpomalení vejít do fyzických omezení +/- 90°.

$$v_x = \frac{F}{f} = \frac{0.393 \, m}{0.8 \, s} = 0.4913 \, \frac{m}{s}$$
 (3.15)

Pro vertikální pohyb platí omezení:

$$v_{y} > \min\left(\frac{\delta v_{0y}}{\delta v_{0x}}\right) \cdot v_{x} = 8 \cdot 0,4913 \frac{m}{s} = 3,930 \frac{m}{s}$$
 (3.16)

Žonglovací teorém je možné rozepsat do tvaru (3.17), kdy cyklus raménka mezi dvěma hody ze stejné ruky odpovídá periodě hodu.

$$\tau = d + e < \frac{\text{doba obehu koule}}{\text{pocet kouli}} = \frac{d_1 + f_1 + d_2 + f_2}{b}$$
(3.17)

Za předpokladu $d = d_1 = d_2 = e$ platí:

$$d = e < \frac{0,8s + 0,8s}{4} = 0,4s \tag{3.18}$$

Jaroš, P.: Dynamika rychlých servopohonů 2009

ČVUT FEL 36 / 81



Během doby d = e = **0,4s** se musí být pohony schopny zbrzdit svůj pohyb z rychlosti, při které koule dopadají, a posléze zrychlit na rychlost, při které se koule vyhazují v = $[v_x = v_{XVYH} = v_{XCHYT}, v_y = v_{YVYH} = v_{YCHYT}]$ a při tomto pohybu se nesmějí posuvy dostat mimo své limity ve zrychlení ani v poloze.

Minimální zrychlení dané rychlostmi výhozu a rychlostí chycení koule:

$$a > \frac{\mathbf{v}_{\text{VYH}} - \mathbf{v}_{\text{CHYT}}}{d}$$
(3.19)

$$a_x > \frac{v_{XVYH} - v_{XCHYT}}{d} = \frac{0.4913 \text{ m/s} - (-0.4913 \text{ m/s})}{0.4 \text{ s}} = 2.457 \text{ m/s}^2 = 16.377 \text{ rad/s}^2$$
 (3.20)

$$a_y > \frac{v_{yVYH} - v_{yCHYT}}{d} = \frac{3,930 \text{ m/s} - (-3,930 \text{ m/s})}{0,4 \text{ s}} = 19,650 \text{ m/s}^2$$
 (3.21)

Minimální zrychlení potřebné ke zrychlení na požadovanou rychlost na akcelerační dráze délky L je:

$$a > \frac{\max\left(\mathbf{v}_{\text{VYH}}^2, \mathbf{v}_{\text{CHYT}}^2\right)}{2 \cdot L}$$
(3.22)

$$a_{x} > \frac{\max(\mathbf{v}_{\text{throw}}^{2}, \mathbf{v}_{\text{catch}}^{2})}{2 \cdot L} = \frac{(0.4913 \text{ m/s})^{2}}{2 \cdot (90 - 45.7826)} = \frac{(3.2753 \text{ rad/s})^{2}}{2 \cdot (\frac{\pi}{2} - \frac{45.7826}{180}\pi)} = 6.950 \text{ rad/s}^{2}$$
(3.23)

$$a_{y} > \frac{\max(v_{\text{throw}}^{2}, v_{\text{catch}}^{2})}{2 \cdot L} = \frac{(4,913 \text{ m/s})^{2}}{2 \cdot (0,5 \text{ m})} = 25 \text{ m/s}^{2}$$
 (3.24)

Vyšší požadavky na zrychlení jsou pro pohyb v horizontálním směru kladeny z podmínky pro rychlost, a pro vertikální pohyb z podmínky pro akcelerační dráhu (v potaz je brán přísnější požadavek – větší potřebné zrychlení).



K výpočtu parametrů žonglování se využívá předem známých parametrů žonglování (počet koulí, atd.) uvedených v tabulce 3.2 a omezení, která jsou na cyklus žonglování kladena.

b	- počet koulí	3
h	- počet mechanických rukou	2
g	- gravitační zrychlení [m.s ⁻²]	9,81
f	- čas letu koule (čas mezi vyhozením a chycením koule)	≥ 0,8
d	- čas mezi chycením a vyhozením koule	0,4
F	 horizontální vzdálenost letu koulí 	0,424

Tabulka 3.2 – Hodnoty známých a volených konstant pro žonglování

Důležitou proměnnou žonglování je hodnota času mezi chycením a vyhozením koule **d**, která byla dopočítána pomocí žonglovacího teorému. Tato proměnná splňuje podmínky kladené na chod stroje tedy v ideálním případě (pohyb rovnoměrně zrychlený) při zrychlení 50 m/s⁻² stroj dosáhne rychlosti 5 m/s za čas 0,1s.

		H [m]			
		0,550	0,785	0,850	1,000
V _{0Y}	[m/s]	3,285	3,924	4,084	4,430
V _{0X}	[m/s]	0,633	0,530	0,509	0,470
V 0	[m/s]	3,346	3,960	4,116	4,454
sin α	[rad]	0,982	0,991	0,992	0,994
cos α	[rad]	0,189	0,134	0,124	0,105
f	[s]	0,670	0,800	0,833	0,903
d	[m]	0,400	0,400	0,400	0,400
е	[m]	0,313	0,400	0,422	0,469
ω	[m]	0,939	1,000	1,013	1,040
r	[m]	0,561	0,500	0,487	0,461
τ	[m]	0,713	0,800	0,822	0,869

Tabulka 3.3 – Dopočítané parametry žonglování



Při pohybu zrychleném se však předpokládá, že je hodnota zrychlení po celou dobu pohybu konstantní, což při návrhu vačkových profilů nelze zajistit, protože vačkový editor si požadované hodnoty trajektorie dopočítává sám na základě fixních bodů definovaných uživatelem. Fixní body poté prokládá polynomem vyššího řádu. Hodnotě času mezi chycením a vyhozením koule **d** = **0,4s** (motor musí při chycení koule 0,2s brzdit svůj pohyb a poté dalších 0,2s zrychlovat na požadovanou rychlost) odpovídá dopočítaná hodnota minimálního zrychlení ve vertikálním směru 25 m/s⁻². Další omezující parametrem žonglování je výška výhozu koule, která nesmí překročit určitou hranici, závislou na volbě místa vyhazování a dopadu koule a celkové výšky manipulačního prostoru stroje.

Pro srovnání jsou parametry žonglování dopočítané z rovnic pro optimalizaci žonglování uvedeny v tabulce 3.3 a šedou barvou zvýrazněný sloupec pro výšku hodu **H = 0,785m** představuje parametry zvolené k vytváření vačkových profilů, čili požadavky kladené na kinematiku řízených os stroje.

3.2. NÁVRH VAČKOVÝCH PROFILŮ

K řízení pohybu a nastavování polohy se v průmyslové automatizaci využívá velmi mnoho systémů a softwarových řešení. Servozesilovače firmy B&R podporují možnosti softwarového řízení pomocí speciálních řídicích příkazů tzv. akcí (nc-action), řízení pomocí funkčních bloků mezinárodního standardu polohového řízení "PLCopen Motion Control" a především řízení vačkovými automaty (CAM profile automat), které používají vačkových profilů (CAM profile) realizujích kinematiku řízených os pomocí uživatelem definovaných křivek polohy, rychlosti a zrychlení.

V projektu žongléra bylo využíváno především vačkových automatů. Vačkové automaty umožňují elektronicky propojit několik mechanických os (případně virtuální a mechanickou osou) na základě tzv. zasynchronizování připravených vačkových profilů, definujících právě vzájemné závislosti mezi osami, do požadovaných sekvencí. Více o funkci vačkových automatů v bakalářské práci Lubomíra Prudka.

Vzájemné závislosti mezi osami se definují pomocí vhodně volených polynomů (neboli vačkových profilů). Polynomy mohou být statické, nebo se mohou dynamicky počítat až za běhu stroje. Takto je možné realizovat spoustu



technologických funkcí např. elektronickou převodovku, definovaný vačkový profil a další.

3.2.1.CHARAKTERISTIKA VAČEK

Vačka obecně ve strojích zajišťuje transformaci (převod) jednoho pohybu na druhý podle stanovené funkce. Například převod otáčivého pohybu na pohyb posuvný, a to v přesně vymezeném okamžiku.

3.2.1.1. MECHANICKÉ VAČKY

Mechanická vačka má obvykle vejčitý tvar. Je o ní opřeno zdvihátko, které je k ní přitlačeno pružinou. Při otáčení vačky se zdvihátko pohybuje podle tvaru vačky. Tvarem vačky lze mechanicky "naprogramovat" dobu a výšku zdvihu v závislosti na jejím natočení. Pokud je ve stroji hřídel, určená speciálně pro umístění vaček, nazývá se vačková hřídel (master osa). Detaily vaček jsou na obrázku 3.6 a 3.7.

Patrně nejznámějším využitím vaček je ovládání pohybu ventilů ve čtyřdobém spalovacím motoru. Vačky jsou využívány však také v mnoha dalších strojích (pístová čerpadla, regulátory, vypínače, různé vystavovací mechanismy, mechanicky naprogramované automaty jako například obráběcí stroje pro hromadnou výrobu atd.). Vačkové stroje mohou ve srovnání s klasickými stroji dosáhnout značně vyšší produktivity. Nevýhodou tohoto systému však je velmi komplikovaný mechanický systém. Ani výpočet vačkových kotoučů není snadný – je třeba brát v úvahu nejen trajektorii pohybu a rychlosti, ale také zrychlení, neboť jeho prudké změny způsobují rychlé opotřebení mechanických dílů. Optimalizace stroje je nákladná, protože při změně uspořádání je nutné pro každý mechanismus stroje vyrobit nový vačkový kotouč. Kromě toho mají vačkové stroje extrémně dlouhou dobu přípravy při změně výroby – změna výroby znamená, že se vačkové kotouče musejí vyměnit. Na takových strojích se vyplatí vyrábět pouze velké výrobní dávky.





Obrázek 3.6 – Vačka tangenciální



3.2.1.2. ELEKTRONICKÉ VAČKY

Aby bylo možné zvýšit flexibilitu strojů, byla vyvinuta tzv. elektronická vačka. Místo profilu vačky zde funguje soubor dat uložený v paměti řídicího obvodu. Stále rychlejší a výkonnější mikroprocesory a řídicí integrované obvody přinášejí do regulátorů pohonu stále více inteligence. Tak mohou regulátory pohonu přebírat i složité úkoly. Jestliže před několika roky musela koordinování pohonů zajistit nadřazená řídicí jednotka, může nyní tento úkol převzít i regulátor pohonu. Již dlouho není využíván celý výpočetní výkon řídicího integrovaného obvodu pouze pro regulaci motoru. Tak mohly být využity např. existující kapacity obvodu pro integrování jednotky PLC do regulátoru pohonu (tzv. Servo-PLC, Servo – Programmable Logic Controller).

Přehled hlavních výhod elektronické vačky:

Vysoká funkčnost Vysoká flexibilita zařízení Uživatelsky přívětivý editor vačky Možnost importu dat křivky Optimalizace s důrazem na eliminaci rázů, maximální zrychlení a sklon k rozkmitání Monitorovací provoz pro optimální diagnostiku Možnost použití virtuální řídicí osy (master osa).

Jaroš, P.: Dynamika rychlých servopohonů 2009



K synchronizaci pohybu více vaček slouží vačka nazývaná **master** (specifická referenční hodnota). Vačky závislé se pak nazývají **slave** (závislé na pohybu mastera). Touto konvencí se myslí, že pokud jsou pohony aktivně propojené touto vazbou, tak pohon slave musí přizpůsobit svůj pohyb pohybu master pohonu.

Jako master osa může být volen pohyb některého z fyzických pohonů a na něm jsou potom závislé ostatní slave pohony. Je však také možné jako master osu volit tzv. virtuální osu, realizovanou také vačkovým profilem, avšak tato osa neřídí přímo pohyb žádného pohonu. Existují dva způsoby změny pohybu master osy a to tzv. **lineární polohování**, kdy se pohyb mastera mění lineárně a tzv. **dynamické polohování**, kdy se pohyb mastera mění naopak nelineárně. Oba způsoby polohování jsou patrné z obrázku 3.8.



Obrázek 3.8 – Synchronizace reálných os k ose virtuální

3.2.2.EDITOR VAČKOVÝCH PROFILŮ

Podporou k návrhu vačkových profilů z připravených dat a zavedení projektu do provozu zajišťuje tzv. editor vačky. Editor vačkových profilů je součástí softwaru Automation Studia společnosti B&R.



3.2.2.1. Vkládání vačkových profilů do projektu

Vačkový profil se vkládá do projektu jako objekt z hlavního okna Automation Studia ze záložky $Insert \rightarrow New Object$. V úvodním dialogovém okně je třeba zaškrtnou políčko s názvem Adwanced Object a potvrdit tlačítkem Next. V následujícím dialogovém okně je třeba vyplnit položky podle obrázku 3.9 a stisknutím tlačítka *Finish* se dokončí tvorba vačky a v Automation Studiu se otevře editor nově vytvořené vačky.

New Object	×
	Name Define the name and type of the new application object Name: vacka1 Type: NC Cam Profile Resource Select a resource for the new application object Resource: ACP10: Cam Profile
	< Back Finish Cancel

Obrázek 3.9 – Založení nového vačkového profilu

3.2.2.2. Popis vačkového editoru

Vačkový editor se skládá z několika částí (obrázek 3.10). Nejdůležitější částí je *Pracovní prostor,* ve kterém uživatel definuje průběhy polohy, rychlosti a zrychlení pomocí tzv. **fixních bodů** respektive **lineárních částí** (oblast, kde je zajištěna konstantní hodnota rychlosti a zrychlení) vypsaných v *Tabulce fixních bodů a lineárních částí*. K tvorbě a editaci všech křivek uživateli slouží skupina *Funkčních kláves* jejichž použití je intuitivní.

Vačkové profily určeny fixními body respektive lineárními částmi (body, kde je svázána aktuální poloha + rychlost + zrychlení), které definují významné body procesu žonglování a jsou dány pomocí parametrů žonglování. K vytvoření vačky jsou v zásadě nezbytné dva fixní body a průběh mezi nimi je aproximován polynomem různého stupně, v praxi je však nejběžnější aproximace polynomem 5.



respektive 6. stupně. Nastavení aproximačního polynomu v kapitole 0. Případné mezilehlé fixní body mohou být přidány pro usměrnění (např. snížení pod maximální mez) zrychlení vyžadovaného od pohonu.

Při tvorbě vačkových profilů, neboli při definování trajektorií reálných os je třeba brát v úvahu časovou hodnotu jednoho dílku časové osy. Jeho velikost je závislá na rychlosti pohybu master osy (např. virtuální osa). Pokud tedy bude mít rychlost master osy (např. virtuální) 1 unit/s, potom 1 dílek definované trajektorie slave osy (reálné) je 1 s. Bude - li rychlost 10 units/s potom 1 dílek bude 0,1 s. Existuje také jiný způsob, jak nastavit závislost mezi master a slave osou, aniž by bylo nutné pamatovat si, že například 1 dílek odpovídá 0,1 s. Více o této možnosti v kapitole 3.2.2.4.



Obrázek 3.10 – Pracovní prostředí pro tvorbu vačkových profilů

3.2.2.3. Prokládání fixních bodů (aproximace)

Nastavení správného proložení mezi dvěma fixními body může v řadě případů zlepšit průběh vačkového profilu na reálném modelu. V celé řadě případů je totiž nutné s navrženou vačkou ještě nějakým způsobem pohnout a upravit její průběh. K tomuto účelu slouží prokládání fixních bodů polynomy vyšších řádů.



Nastavení aproximačního polynomu dosáhneme kliknutím pravého tlačítka na úsek mezi dvěma fixními body a volbou možnosti *Curve properties*. Zobrazí se tabulka odpovídající tabulce na obrázku 3.11, kde je možné nastavit typ aproximačního polynomu a potvrdit tlačítkem *OK*. Jednotlivé aproximační polynomy se liší způsobem prokládání bodů.

Některé typy aproximací kladou omezení na okrajové podmínky (definování fixních bodů), např. na obrázku 3.11 jsou dostupné pouze 3 typy aproximací z toho důvodu, že při vytváření vačkového profilu požadujeme ve fixních bodech (fixpointech) nenulovou rychlost a zrychlení, které umožňují pouze zobrazené typy aproximací.

urve Prope	rties	2
Turning P Type	oints Joining Points Spline Extras Acceleration Jolt	Slave Limits Nodes
_ Туре	of Curve	
• 5	ith Degree Polynomial	
0.6	8th Degree Polynomial	
0.8	Symmetric spline wih 3 segments	
0.9	Spline with 3 segments	
01	nclined sine curve	
Ob	Indified acceleration trapezium	
Ob	fodified sine curve (dwell in dwell)	
O	fodified sine curve(constant velocity)	
	OK Channel Dawlin	1 N/2X-d-
	UN Storno Pouzit	Napoveda

Obrázek 3.11 – Nastavení aproximačního polynomu



3.2.2.4. Nastavení zobrazení editoru vačky

Při tvorbě vačkových profilů, neboli při definování trajektorií reálných os je třeba brát v úvahu časovou hodnotu jednoho dílku časové osy. Jeho velikost je závislá na rychlosti pohybu master osy (např. virtuální osa). Pokud je v řídícím programu nastavena rychlost master osy například na hodnotu 10 unit/s, je třeba tuto hodnotu předat také editoru vačky a hodnoty časové osy pak bude odpovídat zvolené rychlosti master osy a uživatel si nemusí pamatovat, že 1 dílek odpovídá času 0,1 s. Nastavení je jednoduché, kliknutím na záložku *Cam profile* \rightarrow *properties* \rightarrow *Notation properties* se zobrazí tabulka shodná s obrázkem 3.12, kde uživatel zvolí možnost *Physical Notation* a vyplní hodnotu rychlosti, kterou zvolil pro rychlost master osy v řídícím programu (v našem případě 10 unit/s).

otation Proper	ties		×
Notation			
Type O Mai O Phy	hematical Notatio	n	
Master Ax Velo	is poity :	10.000000	
Accelera	ation :	0.000000	
ОК	Storno	Použít	Nápověda

Obrázek 3.12 – Nastavení zobrazení editoru vačky



3.2.3. VAČKOVÉ PROFILY PRO ŽONGLOVÁNÍ SE TŘEMI KOULEMI

Vzájemné závislosti mezi osami stroje se definují pomocí vhodně volených polynomů (neboli vačkových profilů). Vačkové profily pro žonglování se třemi kouleni jsou vytvořeny nad identifikovanými parametry v kapitole 3.1.4, které respektují mechanická a termodynamická omezení stroje. Protože proces žonglování se třemi koulemi není periodický, z důvodu potřeby nahazování koulí na počátku respektive v průběhu cyklu žonglování, je nutné vytvořit více vačkových profilů, jejichž vhodným sestavením (vačkový automat) lze dosáhnout kontinuálního chodu procesu žonglování se třemi koulemi.

Před vytvářením vačkových profilů je vhodné nakreslit si jednoduchý přechodový diagram vystihující pohyb jednotlivých koulí (příloha č.6). Souřadnice fixních bodů pro vyhození, nebo chytání koule mají následující tvar:

 Vyhození koule 	 Chycení koule 	
$\left[\left(s_{x}=x_{vyhod}, s_{y}=y_{vyhod}\right)\right]$	$\left[(s_x = x_{chyt}, s_y = y_{chyt}) \right]$	
$(v_x = v_{x_{vyhod}}, v_y = y_{y_{vyhod}})$	$\left \left(v_x = v_{x_{chyt}}, v_y = y_{y_{chyt}} \right) \right $	
$(a_x = 0, a_y = -9, 81 ms^{-2})$	$(a_x = 0, a_y = -9, 81 ms^{-2})$	
(<i>čas</i>)	(čas)	

Pokud jsou koule vyhazovány a chytány ve stejné vertikální poloze (v případě žongléra tento fakt platí), pak rychlost vyhození a chycení koule bude shodná.

Pokud jsou k dispozici dopočítané souřadnice všech fixních bodů (v případě žongléra tabulka 3.2), které určující trajektorie polohy, rychlosti a zrychlení, tak je možné navrhnout vačkové profily pro vertikální osy (obrázek 3.13) a horizontální osy (obrázek 3.14). Takto navržené vačkové profily je možné spojovat dle potřeby ve vačkovém automatu a tím zajistit kontinuální chod cyklu žonglování se třemi koulemi.

Pro prokládání fixních bodů byl volen aproximační polynom 5. respektive 6. stupně. Polynom 6. stupně umožňuje případné tvarování křivky.





Obrázek 3.13 – Navrhnuté vačky pro vertikální osy

Proces žonglování se třemi míčky klade velké nároky na přesnost a synchronizaci výhozu a chytání koulí. Pád koule je způsoben i minimální odchylkou v trajektorii letu koule respektive v její minimální časové nepřesnosti, kdy osy stroje při takto vysokých rychlostech urazí značnou vzdálenost. Tyto odchylky vznikají při návrhu kinematiky pro přehazování koulí a při samotném chodu stroje, jehož motory sledují trajektorii vačky s malou, avšak nezanedbatelnou odchylkou. Odchylka je závislá na nastavení regulátoru pohonu a jsou voleny takové konstanty regulátoru, které zajistí kompromis mezi přesností výhozu a nestabilitou (rozkmitem) při držení referenční hodnoty (tuto hodnotu definuje vačkový profil). Tyto chyby však nejsou náhodné a jejich odstranění lze zajistit ručním doladěním vačkových profilů. Vzhledem k vysokým rychlostem částí stroje nelze pouhým okem zaznamenat minimální odchylky v trajektorii letu koule, proto byla k doladění vaček použita rychloběžná kamera, pomocí které lze cyklus žonglování snímat s vysokým rozlišením (cca 100 snímků/s) a poté klasifikovat případné nepřesnosti a následně



poupravit vačkové profily. Snímek z rychloběžné kamery je na obrázku 3.15. Takovouto cyklickou optimalizací dospějeme k finálnímu tvaru vačkových profilů.



Obrázek 3.14 – Navrhnuté vačky pro horizontální osy

Při vytváření vačkových profilů pro lineární motor (nahození koulí z podavače) byl řešen problém nepřesnosti vyhazování koule po zahřátí lineárního motoru. Při vysokých zrychleních dochází k zahřívání vinutí a k jeho následnému rozpínání, které způsobuje zadrhávání motoru o vodící magnetickou tyč a tím ovlivňuje dráhu letu koule při výhozu. Problém byl vyřešen doplněním motoru o distanční kroužek, který zamezuje nežádoucím pohybům motoru při pohybu po vodící magnetické tyči a také se podílí na odvodu ztrátového tepla z vinutí motoru. Pouze použití distančního kroužku však není zcela postačující, proto se používá k proložení fixních bodů trapézové (lichoběžníkové) interpolace (při vytváření vačky nelze nastavit rychlost a zrychlení, editor vačky si ho dopočítává sám), která zajistí plynulý rozjezd motoru a tím minimalizuje chybu výhozu koule.

Jaroš, P.: Dynamika rychlých servopohonů 2009





Obrázek 3.15 – Snímek z rychloběžné kamery



4. KONTINUÁLNÍ CHOD STROJE

Žonglování se třemi koulemi klade na chod stroje velké výkonové požadavky. Výkon odpovídající zatížení motorů (M_{eff} = 14,605 Nm) přesahuje hodnoty pro jmenovité zatížení motorů (M_{MAX} = 11 Nm). Z hlediska zatížení motoru tepelnými ztrátami byl vypočítán nárůst tepelného výkonu o 76% větší, než ztrátový tepelný výkon, který je běžně motor schopen vyzářit. Jinak řečeno, z hlediska tepelných ztrát je motor zatěžován na 176%.

Z výsledků termodynamického modelu vertikálních pohonů stroje vyplývá, že kontinuální chod stroje při procesu žonglování se třemi koulemi nelze zaručit po neomezeně dlouhou dobu. Stroj podle dopočítaného teplotního modelu dokáže žonglovat se třemi míčky (maximální zatížení) 5 minut, poté je bezpečně odpojen, aby nedošlo k teplotnímu přetížení některého z vertikálních pohonů stroje.

Otázkou zůstává, jak zajistit kontinuální chod stroje? Jedním z možných způsobů je natočení horizontálních ramének, druhým volba vhodné převodovky.

4.1. NATOČENÍ MISEK HORIZONTÁLNÍCH RAMÉNEK

Jednou z možností, jak lze prodloužit dobu kontinuálního běhu procesu žonglování se třemi koulemi je natočení misek ramének pohybujících se v horizontálním směru.

Změnu poměru vertikální rychlosti ku horizontální rychlosti (V_{0Y}/V_{0X}) při vyhazování koule lze zajistit natočením horizontálních ramének pod maximálním možným úhlem, při kterém se ještě koule udrží v misce raménka. Změnou poměru rychlostí respektive natočení misek ramének získáme možnost zvýšení rychlosti v horizontálním směru a z toho vyplývajícímu snížení požadované rychlosti na vyhazování koule ve směru vertikálním. Tento přístup tak uleví namáhaným pohonům působících ve vertikálním směru.

Na maximální úhel natočení raménka však klade omezující podmínku také proces nahození koule do cyklu žonglování pátou osou realizovanou lineárním motorem. Z tohoto důvodu je fixní natočení misky raménka nevyhovující. Jedním možným řešením je vytvoření na horizontálním pohonu mechanizmus s vačkou, který by pro dané natočení horizontálního pohonu podle daného průběhu vačky vhodně



nastavoval náklon misky. Tuto úpravu by bylo nezbytné provést, pokud by měla být zachována možnost provozovat sestavu katapult.

Tvar (sklon hrany) misky určuje minimální poměr složek rychlosti dopadající koule, tak aby byla tlačena do misky a nevypadla, čímž je předurčena i minimální doba letu koule dána rovnicí (3.14) a minimální rychlost ve vertikálním a horizontálním směru pohybu. Hodnotu doby letu koule volíme tak, že $f \ge t_{min}$. Při natočení misek horizontálních ramének pod úhel 45° se předpokládaná změna minimálního poměr rychlostí ve vertikálním a horizontálním směru na hodnotu 4:1 oproti původnímu poměru 8:1 (úhel natočení 0°).

$$\frac{1}{\tan(\varphi_d)} = \min\left(\frac{\delta v_{0y}}{\delta v_{0x}}\right) = \frac{1}{2} \cdot \frac{g}{F} \cdot t_{\min}^2 \quad \Rightarrow \quad t_{\min} \ge \sqrt{\min\left(\frac{\delta v_{0y}}{\delta v_{0x}}\right) \cdot \frac{2 \cdot F}{g}} = \sqrt{\left(\frac{4}{1}\right) \cdot \frac{2 \cdot 0.393m}{9.81 \frac{m}{s^2}}} \cong 0.566s$$

Pro horizontální pohyb platí vztah (3.15) pro předpokládanou dobu letu f = 0, 566 s platí:

$$v_x = \frac{F}{f} = \frac{0,393 \, m}{0,566 \, s} = 0,694 \, \frac{m}{s}$$

Pro vertikální pohyb platí omezení:

$$v_{y} > \min\left(\frac{\delta v_{0y}}{\delta v_{0x}}\right) \cdot v_{x} = 4 \cdot 0,694 \frac{m}{s} = 2,776 \frac{m}{s}$$

Ze vztahu (3.17) pro žonglovací teorém a předpokladu $d = d_1 = d_2 = e$ platí:

$$d = e < \frac{0,566s + 0,566s}{4} = 0,283s$$

Během doby d = e = 0, 283 s se musí být pohony schopny zbrzdit svůj pohyb z rychlosti, při které koule dopadají, a posléze zrychlit na rychlost, při které se koule vyhazují a při tomto pohybu se nesmějí posuvy dostat mimo své limity ve zrychlení ani v poloze.



Minimální zrychlení dané rychlostmi výhozu a rychlostí chycení koule:

$$a_{x} > \frac{v_{XVYH} - v_{XCHYT}}{d} = \frac{0,694 \text{ m}'_{\text{s}} - (-0,694 \text{ m}'_{\text{s}})}{0,283 \text{ s}} = 4,904 \text{ m}'_{\text{s}^{2}} = 32,697 \text{ rad}_{\text{s}^{2}}^{2}$$
$$a_{y} > \frac{v_{YVYH} - v_{YCHYT}}{d} = \frac{2,776 \text{ m}'_{\text{s}} - (-2,776 \text{ m}'_{\text{s}})}{0,283 \text{ s}} = 19,548 \text{ m}'_{\text{s}^{2}}$$

Minimální zrychlení potřebné ke zrychlení na požadovanou rychlost na akcelerační dráze délky L je:

$$a_{x} > \frac{\max(v_{\text{throw}}^{2}, v_{\text{catch}}^{2})}{2 \cdot L} = \frac{\left(0,694 \text{ m/s}\right)^{2}}{2 \cdot (90 - 45.7826)} = \frac{\left(4,627 \text{ rad/s}\right)^{2}}{2 \cdot \left(\frac{\pi}{2} - \frac{45.7826}{180}\pi\right)} = 13,878 \text{ rad/s}^{2}$$
$$a_{y} > \frac{\max(v_{\text{throw}}^{2}, v_{\text{catch}}^{2})}{2 \cdot L} = \frac{\left(2,776 \text{ m/s}\right)^{2}}{2 \cdot (0,5 \text{ m})} = 7,706 \text{ m/s}^{2}$$

Vyšší požadavky na zrychlení jsou pro pohyb v horizontálním i ve vertikálním směru kladeny z podmínky pro rychlost. Z výsledků vyplývá, že zrychlení ve vertikální směru pro natočení misek o úhel 45° se zmenší z původních 25 m/s² na hodnotu 19, 548 m/s². Zmenšením velikosti zrychlení dosáhneme také snížení velikosti zatěžovacího momentu motoru.

4.2. MECHANICKÉ ODLEHČENÍ PŘETĚŽOVANÝCH VERTIKÁLNÍCH POHONŮ

Další možností, jak snížit zatížení přetěžovaných vertikálních motorů je mechanické odlehčení. U průmyslových robotů se dnes běžně ke kompenzaci statického zatížení využívá buď kompenzace protizávažím (nevýhodou je nárůst momentu setrvačnosti) nebo moderněji kompenzační pružina (nevýhodou je komplikovanější konstrukce).

Dalším použitelnou možností, neboť pohyb motorů je periodický, je odlehčení motorům variabilním mechanickým rezonátorem, který by dramaticky snížil požadavky na výkon vertikálních pohonů. Motory by pouze rozkmitávaly horizontální hmotu v počátku a nadále jen kompenzovaly ztráty a korigovaly její chování.



Mechanická energie z kmitajícího pohybu stroje by se nepřeměňovala přes motory v elektrickou energii v kondenzátorech stejnosměrného obvodu servozesilovače a zpět, ale zůstávala by po celou dobu energií mechanickou. Z měření prováděných na modelu vyplynulo, že mechanické ztráty (dané především třením), které je nyní nutné kompenzovat při žonglování se třemi koulemi jsou "pouze" 60,08 W. Na druhou stranu cenou za takovéto omezení je ztráta variability stroje. Současný příkon ze sítě je cca 3 * 3A * 400V = 3,6 kVA.

4.3. VOLBA VHODNÉ PŘEVODOVKY

Mechanická převodovka je technické zařízení, které mění rotační pohyb na rotační pohyb s obecně (ne nutně) jinou úhlovou rychlostí a točivým momentem (obrázek 4.1).

U stroje "žongléra" se naráží na omezení maximálního jmenovitého momentu motoru, ačkoliv motor má stále výkonovou rezervu, čili nedosahuje vysokých otáček při nichž je výkon maximální (při ploché momentové charakteristice). Pro maximální výkon pohonu platí vztah (4.1).

$$P_{MAX} = M_{MAX} \cdot \omega_{max}$$
(4.1)

Aby bylo možné výkonovou rezervu využít, tak by bylo vhodné použít převodovku, která transformuje momentovou charakteristiku motoru, tak že se momentová osa přenásobí převodovým poměrem (do pomala) a rychlostní osa podělí tímto poměrem. Při zanedbání ztrát v převodovce zůstane maximální výkon motoru stejný (rychlost se i - krát zmenší a moment se i - krát zvětší).

Pro dokončení transformace je nutné přičíst k momentu setrvačnosti motoru a brzdy i moment setrvačnosti převodovky vztažený k jejímu vstupu a tento součet pak přepočítat na výstup převodovky přes kvadrát převodového poměru. Tento postup je platný, když motor s převodovkou je třeba nahradit jiným motorem bez převodovky, ale s ekvivalentní momentem. Alternativou může ovšem být i reverzní přístup, kdy spočítáme parametry ekvivalentního modelu stroje a převodovku zakomponujeme do něj a s momentovou charakteristikou motoru nehýbáme.



$$\dot{a}_{v} = \frac{v}{\omega_{\max} \cdot \pi \cdot d} \tag{4.2}$$

Na výpočet převodového poměru převodovky jsou kladeny dvě omezení. První omezení je dáno momentovou charakteristikou pohonu, kdy maximální moment motoru lze dosáhnout při určité maximální rychlosti. Druhé omezení je dáno maximálním pnutím v řemenu lineárního modulu reprezentovaného maximálním kroutícím momentem na jeho vstupu.



Obrázek 4.1 – Pohon s převodem

Maximální převodový poměr je dán maximálními otáčkami motoru ku maximálním otáčkám na vstupu lineárního modulu při jeho maximální požadované rychlosti. Převodový poměr daný rychlostí charakterizuje rovnice (4.2). Maximální převodový poměř daný poměrem maximálních momentů lineární modulu a motoru charakterizuje rovnice (4.3). V úvahu je třeba brát přísnější požadavek (nižší převodový poměr.

$$i_m = \frac{M_{MAX}}{M_{MAX_{PM}}} \tag{4.3}$$



Pro redukci momentu zatížení M_{PM} na hřídel motoru s rychlostí ω vycházíme z výkonové rovnováhy:

$$\mathbf{M}_{\mathrm{PM}} \cdot \boldsymbol{\omega}_{\mathrm{PM}} \cdot \frac{1}{\eta_{\mathrm{P}}} = \boldsymbol{M} \cdot \boldsymbol{\omega}$$
(4.4)

Redukovaný moment na hřídel motoru je vyjádřený rovnicí (4.5), kde i je tzv. převodový poměr a η_P je účinnost převodovky.

$$M_{red} = \mathbf{M}_{PM} \cdot \frac{1}{\eta_P} \cdot \frac{\omega_{PM}}{\omega} = \mathbf{M}_{PM} \cdot \frac{1}{\eta_P \cdot i}, \quad i = \frac{\omega_{PM}}{\omega}$$
(4.5)

Podobně je třeba provést přepočet dynamických momentů na hřídel motoru. Tato redukce vychází z rovnosti kinetických energií a momentu setrvačnosti pracovního mechanizmu. Redukovaný moment setrvačnosti je pak určen vztahem (4.6).

$$J_{red} = J_{PM} \cdot \frac{\omega_{PM}^{2}}{\omega^{2}} = J_{PM} \cdot \frac{1}{i^{2}}, \quad i = \frac{\omega_{PM}}{\omega}$$
(4.6)

Při návrhu je zapotřebí vycházet nejenom ze statických výpočtů, ale zejména zohlednit také celkovou dynamiku pohonu. Při použití převodovky mezi motorem a pracovním mechanizmem je vždy třeba provést redukci momentu setrvačnosti.

4.3.1.TYPY PŘEVODOVEK

Pro stroj "žongléru" připadají v úvahu 3 převodovky:

- Převod pomocí ozubených řemenů je hnací řemen se zuby na vnitřním obvodu, které zabírají do řemenic. Tažná síla se přenáší na ocelová, nebo kevlarová lanka v jeho kordu. To umožňuje přenos vysokých výkonů.
 - + umožňuje vysoké obvodové rychlosti
 - + dobré mechanické vlastnosti
 - + libovolný převodový poměr i
 - radiální síla na hřídele



Planetová převodovka je tvořena centrálním kolem, satelity, unašečem satelitů a korunovým kolem. Satelity jsou uloženy na unašeči a jsou v záběru v centrálním i korunovém kole. Spojením více planetových převodů dostaneme vícestupňovou planetovou převodovku.



Obrázek 4.2 – Planetová převodovka

 nezatěžuje radiální silou hřídele motoru a lineárního modulu

- + malý moment setrvačnosti
- + delší životnost

jsou vyráběny pouze v daných řadách převodových poměrů i (1:3, 1:5, ...)
dražší výroba oproti klasickým převodovkám

> Převod pomocí válečkových řetězů



- + libovolný převodový poměr i
- + je veliká pevnost v tahu
- velká hlučnost
- nutnost mazání
- radiální síla na hřídele

Obrázek 4.3 – Dvouřadý válečkový řetěz



Existuje mnoho dalších typů převodovek, které však nelze v případě stroje "žonglér" použít:

> Ploché, drážkové a klínové řemeny

- nepoužitelné z důvodu přirozeného záběrového skluzu

> Harmonické převodovky

 vlastnosti podobné planetovým převodovkám, umožňující vysoké převodové poměry (do pomala)



5. ZÁVĚR

Tato práce vznikla na základě týmového projektu – Žonglér, který se účastnil soutěže European Industrial Ethernet Award. Výsledkem tohoto projektu je funkční model, který dokáže kontinuálně žonglovat se třemi koulemi po dobu 5 minut. Model je uzpůsobený pro práci přes vzdálený přístup (tzv. režim online) a v budoucnosti bude využíván především k výuce polohových aplikací a k prezentačním účelům fakulty řídicí techniky.

Stroj "Žonglér" představuje pětiosé mechanické zařízení osazené pěti synchronními motory (4 rotační, 1 lineární), u nichž lze realizovat vzájemnou součinnost a synchronizaci. Celý řídící program je napsán v jazyku Ladder Diagram, který je součástí softwaru Automation Studio společnosti B&R. Více o řídícím programu a vizualizaci, která usnadňuje obsluhu stroje z operátorského panelu v bakalářské práci Lubomíra Prudka s názvem - Řízení rychlých servopohonů. Model je doplněn o zpětnou vazbu realizovanou pomocí rychloběžné kamery, která slouží ke snímkování procesu žonglování se třemi koulemi a k následnému rozpoznávání koule v cyklu žonglování. Více o způsobu rozpoznávání a použití rychloběžné kamery se dozvíte v bakalářské práci Tomáše Kohouta s názvem - Vizuální kontrola chodu stroje.

Výsledkem této práce jsou vytvořené modely mechaniky stroje a termodynamiky pohonů stroje, které tvoří základ k popisu kinematiky žonglování se třemi koulemi. K návrhuu vačkových profilů pro žonglování se třemi koulemi bylo použito editoru vačky.

Nalezení kritických hodnot částí stroje řeší jeho mechanický model. Tyto kritické hodnoty musejí být respektovány při návrhu vačkových profilů. Pro vertikální pohyb byly metodou uvolňování dopočítána maximální možná zrychlení ve směru nahoru - 66 m/s² a dolů - 79 m/s². Pro horizontální pohyb nesmí maximální úhlové zrychlení překročit hodnotu 2000 rad/s².

Ke stanovení kinematiky řízených os stroje pro žonglování se třemi koulemi bylo použito vztahů vyplývajících ze žonglovacího teorému společně s popisem kinematiky vrhu šikmého vzhůru a dopočítány parametry žonglování použitelné pro vytvoření vačkových profilů. Při návrhu kinematiky řízených os stroje ve vertikálním směru pohybu bylo zjištěno překročení maximálního jmenovitého zatížení motoru



efektivním momentem motoru, který je potřebný k žonglování se třemi koulemi $M_{eff} > M_{MAX}$ (14,605 Nm > 11 Nm). Z hlediska zatížení motoru tepelnými ztrátami byl vypočítán nárůst tepelného výkonu o 76% větší, než ztrátový tepelný výkon, který je běžně motor schopen vyzářit. Jinak řečeno, z hlediska tepelných ztrát je motor zatěžován na 176%. Tento fakt vede k sestavení modelu termodynamiky pohonů stroje pro vertikální pohyb.

Důležitým výsledkem vycházejícího z modelu termodynamiky je čas, po který může stroj kontinuálně žonglovat se třemi koulemi, aniž by došlo k bezpečnostnímu odpojení stroje z důvodu přetížení. K bezpečnému ukončení cyklu stroje dochází po 5 minutách kontinuálního běhu.

K návrhu vačkových profilů je třeba editoru vačky, který je součástí Automation Studia. Vačkové profily jsou vytvořeny na základě dopočítaných parametrů žonglování se třemi koulemi, které respektují výše zmíněné modely mechaniky a termodynamiky stroje. K vytvoření vačkového profilu je třeba definovat fixní body dle parametrů žonglování, které jsou editorem vačky zpracovány a aproximovány polynomem vyššího řádu (tento polynom lze zvolit).

Protože cyklus žonglování není periodický (nahození koule v cyklu), tak je nutné cyklus rozdělit na menší úseky a pro každý úsek navrhnout vlastní vačkový profil. Cyklus žonglování je proto složen z jednotlivých vačkových profilů, které se spojují podle stavu vačkového automatu. O vačkovém automatu více v práci Lubomíra Prudka.

V závěru práce jsou navrženy a zhodnoceny opatření pro dosažení kontinuálního chodu stroje. Mezi uvažovaná opatření patří převodovka a natočení misek na raménkách horizontálního pohybu. Před praktickou realizací některé z navrhované možností je třeba zvážit, zda pro potřeby výuky nepostačí dosavadní stav stroje, protože student většinou 5 minut programuje a 1 minutu zkouší.

V práci jsou vytvořeny také dvě laboratorní úlohy pro studenty, které by měli studenta seznámit s návrhem vačkových profilů pro sestavu "katapult" (příloha č.7) a s návrhem vačkových profilů pro přehazování jedné koule mezi osami stroje (příloha č.8). Flashové animace, které studenta provedou návrhem některých částí úlohy jsou uloženy na přiloženém CD.



Seznam literatury

- [1] DOHNÁLEK P., Ochrany pro průmysl a energetiku, Praha, SNTL, 1991.
- [2] B&R AUTOMATION, Automation StudioTM System Introduction, 2001.
- [3] B&R AUTOMATION, Automation StudioTM Programming, 2001.
- [4] B&R AUTOMATION, CAM Profile Automat ACOPOS Firmware, 2004.
- [6] PŠENIČKA J., Synchronizace servopohonů, Praha
 http://dce.felk.cvut.cz/dolezilkova/diplomky/2005/dp_2005_psenicka_jan/DP_20_05_Psenicka_Jan.pdf), ČVUT Praha, diplomová práce, 2005.
- [7] GRUDININ I., *Řízení rychlých servopohonů, Praha* http://dce.felk.cvut.cz/dolezilkova/diplomky/2008/dp_2008_grudinin_ilja/dp_08_crudinin_ilja.pdf), ČVUT Praha, diplomová práce, 2008.
- [8] VŠETIČKA M., Encyklopedie fyziky 2004
 http://fyzika.jreichl.com/index.php >, 2009.
- [9] JOCHIM F., odborný internetový časopis (<u>http://www.odbornecasopisy.cz/index.php?id_document=33653</u>), 2009.
- [10] NEBORÁK I., SLÁDEČEK V., *Elektrické pohony KE, Ostrava* Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava, 2005.
- [11] OTEVŘENÁ ENCYKLODEDIE WIKIPEDIE $\langle \underline{http://cs.wikipedia.org} \rangle$, 2009.
- [12] FRANKLIN G. F., POWEL D. J., EMANI-NAEINI A., *Feedback Control of Dynamic Systems (Fifth Edition)*, New Jersey, Editorship: Pearson Prentice Hall, 2006



Seznam obrázků

Obrázek 2.1 - Koncepce stroje "Žonglér"
Obrázek 2.2 – Rotační motory 8MSA3L a lineární motor PRA 25
Obrázek 2.3 – Automatický podavač koulí 4
Obrázek 2.4 – Synchronní motor typu 8MSA5L5
Obrázek 2.5 – Momentová charakteristika synchronního motoru 8MSA5L6
Obrázek 2.6 – Synchronní motor typu 8MSA5L7
Obrázek 2.7 – Momentová charakteristika synchronního motoru 8MSA3L7
Obrázek 2.8 – Synchronní motor typu PRC 258
Obrázek 2.9 – Charakteristika síla/rychlost synchronního motoru PRC 258
Obrázek 2.10 – Lineární pásový modul MLR 10 - 1109
Obrázek 2.11 – Popis vertikální osy 12
Obrázek 2.12 – Průběhy momentu, rychlosti a zrychlení vertikálního pohybu 14
Obrázek 2.13 – Ukázka skriptu pro výpočet I_{CELK} a M_0 vertikálního pohybu 16
Obrázek 2.14 – Porovnání výsledků identifikace I _{CELK} a M ₀ 17
Obrázek 2.15 – Průběhy momentu, rychlosti a zrychlení horizontálního pohybu 20
Obrázek 2.16 – Ukázka skriptu pro výpočet I_{CELK} a M_0 horizontálního pohybu 21
Obrázek 2.17 – Schéma termodynamického modelu
Obrázek 2.18 – Normalizace teplotní odezvy statické zátěže na jedno. zatížení 26
Obrázek 2.19 – Porovnání naměřené a vypočítané teploty 26
Obrázek 2.20 – Odezva teploty ve vinutí při chodu motoru v přetížení
Obrázek 3.1 – Trajektorie pohybu koule a os stroje
Obrázek 3.2 – Typ žonglovací techniky "kaskáda" 29
Obrázek 3.3 – Výhoz, trajektorie letu a dopad koule v závislosti na úhlu výhozu 31
Obrázek 3.4 – Trajektorie letu koulí s možnou kolizí
Obrázek 3.5 – Kinematika vrhu šikmého vzhůru
Obrázek 3.6 – Vačka tangenciální 41
Obrázek 3.7 – Vačka dvoupolohová 41
Obrázek 3.8 – Synchronizace reálných os k ose virtuální
Obrázek 3.9 – Založení nového vačkového profilu 43
Obrázek 3.10 – Pracovní prostředí pro tvorbu vačkových profilů
Obrázek 3.11 – Nastavení aproximačního polynomu 45
Jaroš, P.: Dynamika rychlých servopohonů ČVUT FEL 2009 62 / 81



Obrázek 3.12 – Nastavení zobrazení editoru vačky	.46
Obrázek 3.13 – Navrhnuté vačky pro vertikální osy	.48
Obrázek 3.14 – Navrhnuté vačky pro horizontální osy	.49
Obrázek 3.15 – Snímek z rychloběžné kamery	.50
Obrázek 4.1 – Pohon s převodem	.55
Obrázek 4.2 – Planetová převodovka	.57
Obrázek 4.3 – Dvouřadý válečkový řetěz	.57

Seznam tabulek

Tabulka 2.1 – Technické parametry synchronního motoru 8MSA5L	6
Tabulka 2.2 – Technické parametry synchronního motoru 8MSA5L	6
Tabulka 2.3 – Technické parametry synchronního motoru PRC 25	8
Tabulka 2.4 – Použité konstanty a proměnné pohybové rovnice	11
Tabulka 2.5 – Hodnoty proměnných dosazené do pohybové rovnice	18
Tabulka 2.6 – Hodnoty proměnných dosazené do rovnice (2.20)	22
Tabulka 2.7 – Proměnné použité k popisu termodynamického modelu	25
Tabulka 3.1 – Proměnné popisující problematiku žonglování	33
Tabulka 3.2 – Hodnoty známých a volených konstant pro žonglování	
Tabulka 3.3 – Dopočítané parametry žonglování	

Seznam příloh

Příloha č.1 – Reálný model stroje "Žonglér"	.64
Příloha č.2 – Technické parametry motoru 8MSA5L	.65
Příloha č.3 – Technické parametry motoru 8MSA3L	.66
Příloha č.4 – Technické parametry motoru PRC 25	.67
Příloha č.5 – Technické parametry lineárního modulu MLR 10-110	.69
Příloha č.6 – Přechodový diagram pro žonglování se třemi koulemi	.71
Příloha č.7 – Laboratorní úloha č. 1	.72
Příloha č.8 – Laboratorní úloha č. 2	.77
Příloha č.9 – Přiložené CD	.81



Příloha č.1 – Reálný model stroje "Žonglér"





Příloha č.2 – Technické parametry motoru 8MSA5L

Motor Data 8MSA5

Technical Data

	8MSA5S.dd-eeff-1		8MSA5M.dd-eeff-1				8MSA5L.	dd-eeff1	8MSA5X.dd-eeff-1			8MSA5E.dd-eeff-1		
Rated Speed n _N [min ⁻¹]	3000	4500		3000	4500		3000	4500	3000	4500	1	3000	4500	
Rated Torque M _N [Nm]	5.7	5.2		8.8	7.2		11	9	14.5	11	1	17.5	13.5	
Rated Power P _N [kW]	1.79	2.45		2.76	3.39		3.46	4.24	4.56	5.18	1	5.50	6.36	
Rated Current I _N [A]	4	5.2		5.5	7.4		7.3	8.9	8.6	10.9	1	10.5	14.6	
Stall Torque M ₀ [Nm]	6.6			10.5			13.5		17		1	22		
Stalled Current I ₀ [A]	4.53	6.44		6.35	10.41		8.68	12.96	9.88	16.31	1	12.79	21.81	
Peak Torque M _{max} [Nm]	19.8		31.5			40.5		51		1	66			
Peak Current I _{max} [A]	22.6	32		31.6	52		43.2	64.5	49.2	81.2	1	63.7	108.6	
Maximum Rotational Acceleration without Brake a [rad/s ²]	49500		50806				55479		53684			56410		
Maximum Speed n _{max} [min ⁻¹]	9000		9000			9000		9000		1	9000			
Torque Constant K _T [Nm/A]	1.46	1.03		1.65	1.01		1.56	1.04	1.72	1.04	1	1.72	1.01	
Voltage Constant K _E [V/1000 min ⁻¹]	88	62		100	61		94	63	104	63	1	104	61	
Stator Resistance R _{2ph} [Ω]	4.15	2.05		2.25	0.83		1.55	0.68	1.26	0.46	1	0.95	0.33	
Stator Inductance L _{2ph} [mH]	27.8	13.8		20	7.4		14.6	6.5	13.3	4.8		10.5	3.6	
Electrical Time Constant t _{el} [ms]	6.7	6.73		8.89	8.92		9.42	9.56	10.56	10.43		11.05	10.91	
Thermal Time Constant t _{therm} [min]	45		50			55		60			75			
Moment of Inertia without Brake J [kgcm ²]	4			6.2			7.3		9.5			11.7		
Weight without Brake m [kg]	7	7.5		10			11.2		13.7			16.2		
	<u>.</u>													
Moment of Inertia for Brake J _{Br} [kgcm ²]	1.	1.66		1.66			1.66		1.66			1.66		
Weight of Brake m _{Br} [kg]	0.9			0.9			0.9		0.9			0.9		
Holding Torque of the Brake M _{Br} [Nm]	15			15			15		15			15		
Recommended Cable Cross Section for B&R Motor Cables $[mm^2]^{1)}$	1	1.5		1.5	4		1.5	4	4			4		
Recommended ACOPOS Servo Drive 8Vxxxx.00-x 2)	1045	1090		1090	1180		1090	1180		1180		1180	1320	

 The B&R motor cables with this cable cross section are produced optimally (stripping length) for the recommended ACOPOS servo drives (see next line). B&R motor cables with other cable cross sections can also be used (within the specified terminal cross section range) and can be obtained from B&R in the desired design on request.

2) The recommended servo drive is defined for the stall current of the motor; if more than double the stall torque is required during the acceleration phase, the next larger servo drive should be selected. This recommendation is only a guideline, detailed inspection of the corresponding speed - torque characteristic curve can result in deviations of the servo drive size (one size larger or smaller).

The speed - torque characteristic curves shown in the following sections always refer to the smallest recommended servo drive for the motor length!



Příloha č.3 – Technické parametry motoru 8MSA3L

Motor Data 8MSA3

Technical Data

	8MSA3S.dd-eeff			8M	SA3M.dd	eeff	8N	SA3L.dd-	eeff	8MSA3X.dd-eeff			
Rated Speed n _N [min ⁻¹]	3000	4500	6000	3000	4500	6000	3000	4500	6000	3000	4500	6000	
Rated Torque M _N [Nm]	0.6	0.58	0.55	1.15	1.05	1	2.15	2	1.8	2.5	2.1	1.6	
Rated Power P _N [kW]	0.19	0.27	0.35	0.36	0.49	0.63	0.68	0.94	1.13	0.79	0.99	1.01	
Rated Current I _N [A]	0.64	0.75	0.83	0.95	1.16	1.4	1.62	2.2	2.3	1.82	2.1	2.1	
Stall Torque M ₀ [Nm]	0.65			1.3			2.5			3			
Stalled Current I ₀ [A]	0.65	0.79	0.91	1.01	1.33	1.67	1.8	2.61	3.02	2.08	2.9	3.66	
Peak Torque M _{max} [Nm]	2.6			5.2			10			12			
Peak Current I _{max} [A]	2.8	3.4	3.9	4.3	5.7	7.2	7.7	11.2	13	9	12.4	15.8	
Maximum Rotational Acceleration without Brake a [rad/s ²]	66667			80000			83333			80000			
Maximum Speed n _{max} [min ⁻¹]	12000			12000			12000			12000			
Torque Constant K _T [Nm/A]	0.99	0.83	0.71	1.29	0.98	0.78	1.39	0.96	0.83	1.44	1.04	0.82	
Voltage Constant K _E [V/1000 min ⁻¹]	60	50	43	78	59	47	84	58	50	87	63	49.5	
Stator Resistance R _{2ph} [Ω]	75	50.3	37.6	34.5	20.3	12.7	15	7	5.4	11.6	6	3.65	
Stator Inductance L _{2ph} [mH]	88	62	45	62	34.1	21.5	33.2	15.4	11.7	26.7	14.2	8.6	
Electrical Time Constant t _{el} [ms]	1.17	1.23	1.2	1.8	1.7	1.69	2.21	2.2	2.17	2.3	2.37	2.36	
Thermal Time Constant t _{therm} [min]	25			30			32			33			
Moment of Inertia without Brake J [kgcm ²]	0.39			0.65			1.2			1.5			
Weight without Brake m [kg]	1.75			2.25			3.2			3.65			
Moment of Inertia for Brake J _{Br} [kgcm ²]	0.18			0.18			0.18			0.18			
Weight of Brake m _{Br} [kg]	0.3			0.3			0.3			0.3			
Holding Torque of the Brake M _{Br} [Nm]	4			4			4			4			
Recommended Cable Cross Section for B&R Motor Cables [mm ²] ¹)	1.5			1.5	1.5		1.5	1.5		1.5	1.5		
Recommended ACOPOS Servo Drive 8Vxxxx.00-x 2)	1010			1010	10	1016		1045		1022	1045		

Table 19: Technical data for 8MSA3

 The B&R motor cables with this cable cross section are produced optimally (stripping length) for the recommended ACOPOS servo drives (see next line). B&R motor cables with other cable cross sections can also be used (within the specified terminal cross section range) and can be obtained from B&R in the desired design on request.

2) The recommended serve drive is defined for the stall current of the motor; if more than double the stall torque is required during the acceleration phase, the next larger serve drive should be selected. This recommendation is only a guideline, detailed inspection of the corresponding speed - torque characteristic curve can result in deviations of the serve drive size (one size larger or smaller).

The speed - torque characteristic curves shown in the following sections always refer to the smallest recommended servo drive for the motor length!


Příloha č.4 – Technické parametry motoru PRC 25

Electric specifications

	2504		2506		2508		2510		Unit
Motor type PRA, PRC	(S (1))	P (1)	S (1)	P (1)	S (1)	P (1)	S (1)	P (1)	
Peak force (5) for 1 sec	312	156	468	234	624	312	780	390	N
Peak current (5) for 1 sec	14.1		14.1		14.1		14.1		Aeff
With 25x25x2.5cm heatsink plate (6)									
Continuous stall force (5) (2)	51.	2	69.5		86.4		102.4		N
Continuous stall current (5)	2.31	4.62	2.10	4.20	1.96	3.92	1.86	3.72	Aeff
Without heatsink plate									
Continuous stall force (5) (2)	42.	5	59.5		75.1		90.0		N
Continuous stall current (5)	1.92	3.84	1.80	3.60	1.70	3.40	1.63	3.26	Aeff
Force constant (sine commutation)	22.1	11.0	33.1	16.5	44.1	22.0	55.2	27.6	N/Aeff
Back EMF constant (phase to phase)	18.0	9.0	27.0	13.5	36.0	18.0	45.0	22.5	V/m/s
Fundamental motor constant	6.47		7.92		9.13		10.24		N/√W
Eddy current loss	9.5	51	12.55		15.58		18.61		N/m/s
Resistance @ 25°C (phase to phase)	6.02	1.50	9.02	2.25	12.03	3.01	15.04	3.76	Ohm
Resistance @ 100°C (phase to phase)	7.75	1.94	11.63	2.91	15.51	3.88	19.39	4.85	Ohm
Inductance @ 1kHz (phase to phase)	3.90	0.97	5.85	1.46	7.80	1.95	9.75	2.44	mH
Electrical time constant	0.65		0.65		0.65		0.65		ms
Typical supply voltage of the servo drive	230		230		230		230		VAC
Max. DC bus voltage	380		380		380		380		Vd.c.
Pole pitch	51 <u>.</u> 2		51.2		51.2		51,2		mm
PRA		_							
Peak acceleration (3)	394	197	483	241	542	271	586	293	m/s ²
Maximum speed (4)	5.9	4.4	5.3	5.1	4.7	5.6	4.2	5.8	m/s
PRC									
Peak acceleration (7)	223	111	223	111	235	117	256	128	m/s ²
Maximum speed (4)	8.7	7.3	6.5	7.2	5.4	7.6	4.6	7.0	m/s

(1) S=series motor phases, P=parallel motor phases

(2) Reduce continuous stall force to 89% at 40°C ambient

(3) Based on a 27mm stroke, without payload

(4) Based on triangular move over maximum stroke, without payload

(5) At 25°C ambient temperature

(6) The values with normalized heatsink plate are meant to give indications to the data valid if the forcer is integrated into a machine.

(7) Moved primary element, without payload



Dimensions PRC25 (third angle projection)





Příloha č.5 – Technické parametry lineárního modulu MLR 10-110

Rexroth Linear Modules MLR Structure and Technical Data

MLR...: Linear Modules with Cam Roller Guide and Toothed Belt Drive for high speed applications (up to 10 m/s)

Linear Modules with Cam Roller Guide to be lubricated with oil only!

The MLR... Linear Modules comprise:

- a compact, anodized aluminum frame
- the integral Rexroth Cam Roller Guide system with internal cam rollers
- cam rollers, clearance-free adjusted via eccentric shafts
- a carriage with one-point oil lubrication for all cam rollers
- the pre-tensioned toothed belt
- mountable switches
- an AC servo motor with control units
- gear unit
- a cover provided by the toothed belt

General technical data

Linear Car- Dyna Module riage cap			namic load Dynamic apacities* moments*		Maximum permissible loads Forces Moments			Moved mass	Minimum I length	Maximum length	Planar moment of inertia			
	length (mm)	C _x (N)	Cy (N)	M _t (Nm)	M _L (Nm)	F _{x.max} (N)	F _{y.max} (N)	M _{tmax} (Nm)	M _{Lmax} (Nm)	(kg)	L _{min} (mm)	L _{max} (mm)	l _x (cm ⁴)	(cm4)
MLR 10-80	190	17 150	10 050	226	316	2500	1500	35	158	1.7	480	10000	128	201
MLR 10-110	305	31 000	18 200	629	1121	8000	4800	49	302	3.3	605	10000	479	692

* Dynamic load capacities and moments for calculating the service life

Modulus of elasticity E

Lengths in excess of L_{max}

Mass

Mass calculation does not include motor or switch attachments.

Mass formula:

Mass (kg/mm) x length L (mm) + mass of all parts of fixed length (carriage, end blocks etc.) (kg)

$$\label{eq:eq:expansion} \begin{split} E &= 70,000 \mbox{ N/mm}^2 \\ \mbox{Lengths in excess of } L_{max} \mbox{ are available} \end{split}$$

upon request.

Linear Module	Carriage length (mm)	Drive units	Mass (kg)
MLR 10-80	190	without drive unit drive i = 1 with LP gear reducer	0.0089 · L + 4.4 0.0089 · L + 4.9 0.0089 · L + 8.3
MLR 10-110	305	without drive unit drive i = 1 with LP gear reducer	0.0141 · L + 9.7 0.0141 · L + 10.1 0.0141 · L + 16.9

For mounting, startup

and maintenance, see

MKR/MLR Instructions.





Drive data

Linear Module	Gearing reduction i	Maximum drive torque M _a (Nm)	Lead constant (mm/rev)	Belt type	Width (mm)	B Tooth pitch (mm)	elt data Max. force transmitted by belt (N)	Limit of belt elasticity (N)	Specific spring constant (N)
MLR 10-80	1 1 with keyway 3 5 10	32.0 27.0 10.7 6.4 3.2	205.05 205.05 68.35 41.01 20.51	ATL 5	50	5	980	4200	1.05 · 10 ⁶
MLR 10-110	1 1 with keyway 3 5 10	80.0 27.0 26.7 16.0 8.0	289.60 289.60 96.53 57.92 28.96	AT 10	50	10	1740	7500	2.12 · 10 ⁶

Note on dynamic load capacities and moments

The dynamic load capacities and moments are based on 100,000 m travel. However, a travel of just 50,000 m is often taken as a basis. If this is the case, for comparison purposes: Multiply values C, M_t and M_L from the table by 1.26.



Maximum permissible loads





Příloha č.6 – Přechodový diagram pro žonglování se třemi koulemi





Příloha č.7 – Laboratorní úloha č. 1

Vytvoření vačkových profilů pro "Katapult"

ZADÁNÍ:

V tomto cvičení volně navážeme na předchozí cvičení, ve kterých jste se zabývali návrhem řídícího programu, pomocí kterého dokážete komunikovat s modelem "žongléra". K tomu, aby jste mohli pohnout některou z jeho os, je zapotřebí vytvořit vačkové profily pro každou osu stroje. Cílem dnešního cvičení je tedy návrh vačkových profilů realizujících synchronizovaný pohyb os stroje pro sestavu nazývanou " Katapult". Sestava se skládá ze dvou částí. První z nich spočívá ve vyhození míčku ve svislém směru skrz překážku a jeho chycení v maximální výšce. Druhá spočívá v upuštění míčku skrz překážku a v jeho opětovném chycení ve výhozu. Během obou částí se raménko vyhne překážce.

TEORETICKÝ ÚVOD:

Co je to vačka? Vačka je součást strojů, která zajišťuje převod otáčivého pohybu na pohyb posuvný, a to v přesně vymezeném okamžiku.

Mechanická vačka vejčitého tvaru je nejspíše každému známá. Je o ní opřeno zdvihátko, které je k ní přitlačeno pružinou. Při otáčení vačky se zdvihátko pohybuje podle tvaru vačky. Tvarem vačky lze mechanicky "naprogramovat" dobu a výšku zdvihu v závislosti na jejím natočení. Pokud je ve stroji hřídel, určená speciálně pro umístění vaček, nazývá se vačková hřídel (master osa). Detaily vaček jsou na obr. 1 a 2. Patrně nejznámějším využitím vaček je ovládání pohybu ventilů ve čtyřdobém spalovacím motoru. Vačkové stroje mohou ve srovnání s klasickými stroji dosáhnout značně vyšší produktivity. Nevýhodou tohoto systému však je velmi komplikovaný mechanický systém.





Obr. 1 – Vačka tangenciální



Aby bylo možné zvýšit flexibilitu strojů, byla vyvinuta tzv. **elektronická vačka**. Místo profilu vačky zde funguje soubor dat uložený v paměti řídicího obvodu. Stále rychlejší a výkonnější mikroprocesory a řídicí integrované obvody přinášejí do regulátorů pohonu stále více inteligence. Tak mohou regulátory pohonu přebírat i složité úkoly. Hlavními výhodami elektronické vačky jsou vysoká funkčnost a flexibilita zařízení, přívětivý editor vačky, možnost importu dat křivky atd.

Co je to vačkový profil? Nyní už je nám jasné, co je to vačka. Mechanické vačky necháme stranou a budeme s zabývat pouze vačkami elektronickými. Elektronickou vačku vytvoříme sestavením **vačkového profilu,** který definuje vzájemné závislosti mezi osami stroje pomocí vhodně volených průběhů polohy, rychlosti a zrychlení.

Kinematika vrhu svislého vzhůru. K vytvoření průběhů vačky je důležité dopočítat fixní body, čili musíme fyzikálně popsat cyklus, který má vačka reprezentovat. Fyzikální popis lze učinit na základě obr. 3 pro vrh svislý vzhůru s nulovou počáteční výškou, společně s kinematickými zákony vrhu zredukovaných na vztahy pro vrh svislý vzhůru:

$$y = v_0 \cdot t - \frac{1}{2} \cdot g \cdot t^2, \qquad v_y = v_0 - g \cdot t$$
 (1)



$$\begin{array}{c} y \\ V \\ V \\ V \\ H \\ H \\ V_0 \\ X_0 = O \end{array} t = t_v : v_y = 0 \\ y = H \\ y = H \\ t = t_d : y = 0 \\ x \end{array}$$

Obr. 3 – Trajektorie vrhu svislého vzhůru

U svislého vzhůru nás zajímá doba výstupu koule t_v , doba letu koule t_d a výška výhozu koule **H**:

$$t = t_v, \qquad v_y = v_0 - g \cdot t_v \implies t_v = \frac{v_0}{g}$$
 (2)

$$y = H = v_0 \cdot t_v - \frac{1}{2} \cdot g \cdot t_v^2 = \frac{v_0^2}{g} - \frac{v_0^2}{2 \cdot g} = \frac{v_0^2}{2 \cdot g}$$
(3)

Pro okamžik dopadu platí vztah:

$$t = t_d, \quad y = v_0 \cdot t_d - \frac{1}{2} \cdot g \cdot t_d^2 = \left(v_0 - \frac{1}{2} \cdot g \cdot t_d\right) t_d = 0,$$

$$\Rightarrow t_d = \frac{2 \cdot v_0}{g} = 2 \cdot t_v$$
(4)

Jaroš, P.: Dynamika rychlých servopohonů 2009

ČVUT FEL 74 **/** 81



POSTUP:

- 1) Výpočet parametrů výhozu a chycení koule pro "Katapult"
 - a. Nastudujte popis vrhu svislého vzhůru z teoretického úvodu
 - b. Vypočtěte čas výstupu koule t_{ν} , doba letu koule t_d a počáteční rychlost výhozu koule ν_0
 - Nulovou hodnotu výšky výhozu koule volte 30 cm před překážkou a výšku chycení koule 30 cm za překážkou.
 Překážkou se rozumí obruč, kterou má koule proletět a raménko horizontálního pohonu se jí musí vyhnout
 - ii. Doporučení: ze známé výšky výhozu je možné dopočítat počáteční rychlost výhozu koule
 - c. Doporučení: nakreslete si obrázek vrhu svislého vzhůru a vyznačte si do něj všechny dopočítané parametry

2) Vytvoření vačkových profilů

- a. Založení vačkového profilu (flash zalozeni_vackoveho_profilu) –
 vytvořte dva profily a pojmenujte je vacka_v pro vertikální osu a vacka_h pro horizontální osu
- b. Nastavení zobrazení editoru vačky (flash nastaveni_zobrazeni) o rychlosti pohybu master osy (virtuální osa) už jste jistě slyšeli, protože jste tuto hodnotu nastavovali při vytváření řídícího programu. V editoru vačky je třeba tuto hodnotu nastavit také, aby editor hodnoty přepočítával a vy si nemuseli pamatovat, že např. 1 dílek časové osy odpovídá 0,1 s.
- c. Otevřete si vytvořený vačkový profil vacka_v a vytvořte v něm sekvenci fixních bodů podle vámi dopočítaných parametrů žonglování (flash fixni_bod). Než začnete vkládat do vačky, tak doporučuji, aby jste si nakreslili přechodový diagram, podle kterého se Vám bude lépe pracovat.
- d. Předchozí postup opakujte pro horizontální směr, definujte vačku vacka_h



- e. Po nadefinování sekvence fixních bodů pro vertikální a horizontální pohyb je třeba ověřit, že průběhy zrychlení nepřesáhly v žádném směru své maximální hodnoty.
 - Pro vertikální pohyb je maximální možná hodnota zrychlení 66 m/s²
 - ii. Pro horizontální pohyb je maximální možná hodnota úhlového zrychlení 114 650 % ²
 - iii. Pokud je některá z hodnot překročena, tak je třeba pomocí nového fixního bodu, nebo volbou jiného vhodného aproximačního polynomu (flash _prolozeni) průběh polohy poupravit tak, aby se zrychlení dostalo pod maximální mez.

3) Cyklická optimalizace

Po dokončení návrhu vačkových profilů je třeba jejich správnost ověřit a případné nepřesnosti způsobené minimálními odchylkami při výhozu koule upravit. Protože stroj pracuje při vysokých rychlostech a případné nepřesnosti jsou pouhým okem špatně viditelné, tak je vhodné použít vysokorychlostní kameru.



Příloha č.8 – Laboratorní úloha č. 2

Vytvoření vačkových profilů pro žonglování s jedním míčkem

ZADÁNÍ:

V minulém cvičení jste se seznámili s návrhem vačkových profilů pro "Katapult", čili se synchronizovaným pohybem jedné vertikální a jedné horizontální osy. V dnešním cvičení zapojíme do cyklu žonglování čtyři osy stroje (2 vertikální, 2 horizontální). Cílem dnešního cvičení je tedy návrh vačkových profilů realizujících synchronizovaný pohyb os stroje pro žonglování jednou koulí.

TEORETICKÝ ÚVOD:

Kinematika vrhu šikmého vzhůru. Popis vrhu šikmého vzhůru je patrné z obrázku 3.5. Vztahy uvedené pro vrh šikmý vzhůru platí pouze pro případy, kdy na těleso nepůsobí odpor vzduchu. V druhém případě by se křivka paraboly změnila na balistickou křivku a rovnice níže uvedené by byli nepřesné. Odpor vzduchu však lze zanedbat, neboť k žonglování jsou použity billiardové koule, které mají velkou hmotnost a odpor vzduchu tak eliminují.



Obr. 4 – Kinematika vrhu šikmého vzhůru



K popisu vrhu šikmého vzhůru je využito možnosti rozkladu pohybu do osy **x** a osy **y** (metoda superpozice). Pro stanovení okrajových podmínek pohyblivých částí "žongléra" je rozklad přínosný, protože pohyb stroje je vlastně synchronizovaný pohyb vertikálních a horizontálních os. K popisu se využívá kinematických vztahů pro polohu (5) a rychlost (6) rozepsaných podle souřadnic.

$$x = x_0 + v_0 \cdot t \cdot \cos \alpha$$

$$y = y_0 + v_0 \cdot t \cdot \sin \alpha - \frac{1}{2} \cdot g \cdot t^2$$
(5)

$$v_x = v_{0x} = v_0 \cdot \cos \alpha$$

$$v_y = v_{0y} - g \cdot t = v_0 \cdot \sin \alpha - g \cdot t$$
(6)

Vztah pro počáteční vektor rychlosti (7) patrný z obrázku 4.

$$v_0 = \sqrt{v_{0X}^2 + v_{0Y}^2}$$
(7)

Vztah mezi vertikální a horizontální rychlostí pohybu hmotného bodu nejlépe vystihuje rovnice (8)

$$v_{0Y} = \frac{F \cdot g}{2 \cdot v_{0X}} \tag{8}$$

Vrcholu trajektorie V dosáhne koule (hmotný bod) za čas t_V (9) a dopadne za čas t_D (10) odpovídající době letu koule **f**.

$$v_Y = v_0 \cdot \sin \alpha - g \cdot t_V \implies t_V = \frac{v_0 \cdot \sin \alpha}{g}$$
 (9)

$$t_D = f = 2 \cdot t_V \tag{10}$$

Výraz (11) je roven výšce vrhu šikmého vzhůru s počátečním vektorem rychlosti v₀, který klade podmínku na maximální možnou dosaženou výšku.

Jaroš, P.: Dynamika rychlých servopohonů ČVUT FEL 2009 78 / 81



$$H = \frac{v_0^2 \cdot \sin^2 \alpha}{2 \cdot g} \tag{11}$$

POSTUP:

- 1) Výpočet parametrů výhozu a chycení koule pro žonglování s jednou koulí
 - a. Nastudujte popis vrhu šikmého vzhůru z teoretického úvodu
 - b. Vypočtěte rychlosti výhozu a chycení koule ve vertikálním směru v_{0Y} [m/s²] a v horizontálním směru v_{0X} [% ²] a dobu letu koule f
 - Berte v potaz, že úhel výhozu koule je roven úhlu dopadu a je nulový, čili budeme kouli přehazovat v ploše rovnoběžné s plochou čelního plexiskla
 - ii. Bod i. Nám stanovuje pevnou hodnotu délky vrhu 30 cm. Výšku výhozu koule H volte 70 cm
 - iii. Doporučení: sinα lze dopočítat dle obrázku 4
 - c. *Doporučení:* nakreslete si obrázek vrhu šikmého vzhůru a vyznačte si do něj všechny dopočítané parametry

2) Vytvoření vačkových profilů

- a. Založení vačkového profilu (flash zalozeni_vackoveho_profilu) vytvořte čtyři profily a pojmenujte je vacka_vl a vacka_vp pro vertikální osy a vacka_hl a vacka_hp pro horizontální osy
- b. Nastavení zobrazení editoru vačky (flash nastaveni_zobrazeni) o rychlosti pohybu master osy (virtuální osa) už jste jistě slyšeli, protože jste tuto hodnotu nastavovali při vytváření řídícího programu. V editoru vačky je třeba tuto hodnotu nastavit také, aby editor vačky hodnoty přepočítával a vy si nemuseli pamatovat, že např. 1 dílek časové osy odpovídá 0,1 s.
- c. Otevřete si vytvořený vačkový profil vacka_vl a vytvořte v něm sekvenci fixních bodů podle vámi dopočítaných parametrů žonglování (flash fixni_bod). Než začnete vkládat do vačky, tak doporučuji, aby jste si



nakreslili přechodový diagram, podle kterého se Vám bude lépe pracovat.

- d. Předchozí postup opakujte pro další vytvořené vačkové profily
- e. Po nadefinování sekvence fixních bodů pro vertikální a horizontální pohyb je třeba ověřit, že průběhy zrychlení nepřesáhly v žádném směru své maximální hodnoty.
 - i. Pro vertikální pohyb je maximální možná hodnota zrychlení 66 m/s²
 - ii. Pro horizontální pohyb je maximální možná hodnota úhlového zrychlení 114 650 %²
 - iii. Pokud je některá z hodnot překročena, tak je třeba pomocí nového fixního bodu, nebo volbou jiného vhodného aproximačního polynomu (flash _prolozeni) průběh polohy poupravit tak, aby se zrychlení dostalo pod maximální mez.

3) Cyklická optimalizace

Po dokončení návrhu vačkových profilů je třeba jejich správnost ověřit a případné nepřesnosti způsobené minimálními odchylkami při výhozu koule upravit. Protože stroj pracuje při vysokých rychlostech a případné nepřesnosti jsou pouhým okem špatně viditelné, tak je vhodné použít vysokorychlostní kameru.



Příloha č.9 – Přiložené CD

Součástí bakalářské práce je přiložené CD obsahující pět adresářů:

- Dokumentace technická dokumentace použitých motorů a lineárního pásového modulu
- Text text bakalářská práce v digitální podobě a podklady pro její přípravu (obrázky, fotografie)
- Flashové animace vytvořené flashové animace k úlohám pro studenty (příloha č.7 a č.8)
- Skripty skripty použité k identifikaci neznámých parametrů mechanického a termodynamického modelu napsané v Matlabu
- Video natočená videa