



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A
ROBOTIKY

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

FTC ŘÍZENÍ PRŮMYSLOVÝCH ROBOTŮ

FTC CONTROL IN CONNECTION WITH INDUSTRIAL ROBOTS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. LUKÁŠ FLEKAL

VEDOUcí PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. TOMÁŠ KUBELA

BRNO 2011

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky

Akademický rok: 2010/2011

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Lukáš Flekal

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

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

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

FTC řízení průmyslových robotů

v anglickém jazyce:

FTC Control in connection with industrial robots

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Úkolem je seznámit se s možnostmi silomomentového řízení (FTC) průmyslových robotů Kuka a navrhnout metodiku pro odstraňování nežádoucích nálitků pomocí průmyslového robotu a stacionární brusky.

Cíle diplomové práce:

1. Seznamte se s problematikou silomomentového řízení (FTC) v oblasti průmyslové robotiky.
2. Navrhněte způsob odstraňování nežádoucích nálitků pomocí průmyslového robotu KUKA se silomomentovým senzorem SCHUNK a stacionárně umístěné brusky.
3. Pro zadanou součást navrhněte koncový efektor.
4. Pozornost věnujte také problému komunikace robotu KUKA se silomomentovým senzorem SCHUNK.

Seznam odborné literatury:

1. SICILIANO, B. KHATIB, O. Springer Handbook of Robotics. Springer-Verlag New York, Inc., 2008. 1611 s. ISBN 978-3-540-23957-4
2. PIRES, J. N. Industrial Robots Programming: Building Applications for the Factories of the Future. Springer, 2008. 282 s. ISBN 978-0-387-23325-3
3. NOF, S. Y. Springer Handbook of Automation. Springer, 2009. 1812 s. ISBN 978-3-540-78830-0
4. MONKMAN, G. J., HESSE, S., STEINMANN, R. SCHUNK, H. Robot Grippers. Wiley-VCH Verlag, 2007. 463 s. ISBN 978-3527406197

Vedoucí diplomové práce: Ing. Tomáš Kubela

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/2011.

V Brně, dne 11.11.2010

L.S.

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

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

Abstrakt

Tato diplomová práce popisuje teoretické možnosti silo-momentového řízení průmyslových robotů vybavených silo-momentovými senzory. Zabývá se tedy interakcí mezi průmyslovým robotem a prostředím. Prezentuje nejdůležitější schémata řízení.

Praktická část se zabývá konstrukcí chapadla pro určitou součást, pro operaci broušení za použití průmyslového robotu se silovou zpětnou vazbou. Pro tuto operaci je uveden návrh silo-momentového řízení, s využitím průmyslového robotu KUKA KR16, FTC senzoru SCHUNK FTC 50-80V a PLC. Dále je řešena kompenzace signálu o vliv gravitačních a dynamických sil.

Klíčová slova

Konstrukce chapadla, Silo-momentové řízení, Robotické broušení

Abstract

This diploma thesis presents theoretical possibilities of force/torque control algorithms for industrial robots equipped with force sensor so it deals with interaction between industrial robot and environment. The most important types of control schemes are presented.

Practical part deals with design gripper for specific workpiece and for grinding using industrial robot with force feedback. For this operation is given force/torque control design, using industrial robot KUKA KR16, FTC sensor SCHUNK FTC 50-80V and PLC. Further deals with compensation of gravity and dynamics forces.

Key words

Gripper design, Force/Torque control, Robotic grinding

Bibliografická citace

FLEKAL, L. *FTC řízení průmyslových robotů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 92 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Tomáš Kubela.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma „FTC řízení průmyslových robotů“ vypracoval samostatně, za použití pramenů, které uvádím v seznamu použitých zdrojů.

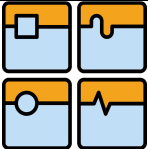
V Brně dne 26.5.2011

.....

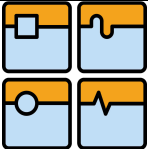
Lukáš Flekal

Poděkování

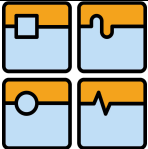
Tímto bych chtěl poděkovat Ing. Tomáši Kubelovi za odborné vedení, cenné rady a připomínky, které mi byly poskytnuty při zpracovávání diplomové práce.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

1	ÚVOD A CÍL	13
2	INTERAKCE PRŮMYSLOVÉHO ROBOTU S PROSTŘEDÍM	14
3	SILOVÉ ŘÍZENÍ	15
3.1	TYPY SILOVÉHO ŘÍZENÍ	15
3.1.1	PASIVNÍ SILOVÁ KOMPENZACE	16
3.1.2	AKTIVNÍ SILOVÉ ŘÍZENÍ	17
3.2	SILO-MOMENTOVÉ SENZORY	25
4	SPECIFIKACE PRAKTICKÉHO PROBLÉMU	29
4.1	SPECIFIKACE SOUČÁSTI	29
4.1.1	VÝROBNÍ SORTIMENT	30
5	NÁVRH ZPŮSOBU UCHOPENÍ	32
5.1.1	STANOVENÍ SILOVÝCH POMĚRŮ NA UCHOPOVACÍM SEGMENTU	32
5.2	ALTERNATIVNÍ ZPŮSOB UCHOPENÍ	38
6	NÁVRH CHAPADLA	40
6.1	VARIANTA A – CELÝ VÝROBNÍ SORTIMENT	40
6.2	VARIANTA B – CELÝ VÝROBNÍ SORTIMENT	43
6.3	ZHODNOCENÍ KONSTRUKČNÍCH VARIANT A A B	44
6.4	VARIANTA C – OMEZENÝ VÝROBNÍ SORTIMENT	45
6.4.1	VÝPOČET SILOVÝCH POMĚRŮ	47
6.4.2	KONTROLA ZVOLENÉHO CHAPADLA	52
7	POPIS POUŽITÝCH STROJŮ A ZAŘÍZENÍ	54
7.1	PRINCIP ČINNOSTI KOLIZNÍ OCHRANY SCHUNK OPS 100	57
7.2	RSI MODUL	57
7.3	KONTROLA NOSNOSTI ROBOTU	58
8	PRINCIP ŘÍZENÍ A ÚPRAVA SIGNÁLU	60
8.1	KOMPENZACE GRAVITAČNÍ SÍLY	60
8.1.1	ROTACE KOLEM OSY X	61
8.1.2	ROTACE KOLEM OSY Y	63
8.1.3	ROTACE KOLEM OSY Z	64
8.1.4	ROTACE VŠECH KLOUBŮ KINEMATICKÉHO ŘETĚZCE	65
8.1.5	SIMULACE KOMPENZACE VLIVU GRAVITAČNÍHO POLE	68
8.2	KOMPENZACE DYNAMICKÝCH ÚČINKŮ	71
8.2.1	LINEÁRNÍ POHYB	72
8.2.2	POHYB PO KRUŽNICI S TĚŽIŠTĚM EFEKTORU V OSE RAMENE	74
8.2.3	POHYB PO KRUŽNICI S TĚŽIŠTĚM EFEKTORU MIMO OSU RAMENE	77

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

8.2.4	KOMPENZACE MOMENTŮ.....	79
9	NÁVRH ŘÍZENÍ	80
9.1	KOMUNIKACE FTC SENZORU S PLC	82
10	ZÁVĚR.....	83
	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ.....	84
	SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK.....	86
	SEZNAM OBRÁZKŮ.....	90
	SEZNAM TABULEK.....	91
	SEZNAM GRAFŮ	91
	SEZNAM TIŠTĚNÝCH PŘÍLOH – VÝKRESOVÁ DOKUMENTACE	92
	SEZNAM ELEKTRONICKÝCH PŘÍLOH	92

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 13
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

1 Úvod a cíl

Ve všech odvětvích průmyslu se neustále zvyšují nároky na rychlost výroby a její dostatečnou kvalitu. Při výrobě ve velkých sériích hrají tyto faktory zřejmě největší roly. Proto jsou používány jednoúčelové stroje a linky, které poskytují velkou rychlost výroby, ale velmi malou pružnost ke změně výrobního sortimentu. V těchto provozech jsou s výhodou nasazovány průmyslové roboty a manipulátory, které nabízejí větší flexibilitu ke změně výrobního sortimentu, ovšem v těchto aplikacích tato vlastnost není většinou požadována.

Jiná situace nastává při použití robotů a manipulátorů pro malosériovou výrobu. Tyto provozy v současné době představují největší potenciál pro rozšíření průmyslových robotů a manipulátorů. Při výrobě jsou kladeny velké nároky na větší pružnost ke změně výrobního sortimentu, a nebo i ke změně geometrie kontaktních ploch a podobně. V této oblasti je většinou potřeba řídit interakci průmyslového robotu s prostředím pomocí FTC neboli silo-momentového řízení. A právě tato problematika je tématem této práce. Tento způsob řízení nabývá v průmyslové praxi stále většího významu a dá se očekávat, že tento trend bude pokračovat i v budoucnu.

Cílem teoretické části diplomové práce je provést rozdělení silo-momentového řízení, dle nutnosti použití silo-momentového senzoru na aktivní řízení a pasivní kompenzaci. Dále budou popsány postupy a principy realizace FTC pro tyto dvě hlavní skupiny, tedy pouze metody, které mají praktický význam a jsou realizovatelné.

Cílem praktické části této práce je návrh silo-momentového řízení pro operaci broušení nežádoucích náliček nebo otřepů po třískovém obrábění na konkrétní součásti, pro kterou bude proveden návrh chapadla pro bezpečné uchopení součásti. Toto chapadlo by mělo v nejlepší možné variantě dovolovat uchopení celého výrobního sortimentu. V práci bude zpracováno několik variant a nakonec vybrána jedna varianta pro realizaci. Pro tuto možnost konstrukčního řešení bude zpracován 3D model a výkresová dokumentace pro všechny vyráběné součásti. Dalším cílem praktické části je navrhnout způsob řízení robotu, navrhnout způsob úpravy signálu poskytovaného silo-momentovým senzorem, tedy kompenzace vlivu gravitačního pole a dynamických sil.

2 Interakce průmyslového robotu s prostředím

Průmyslové roboty a všechny druhy manipulátorů používaných ve všech možných odvětvích jsou určeny k tomu, aby svojí činností nějakým způsobem působily na svoje okolí a přetvářeli ho za účelem dané operace. Tato interakce robotu s okolím musí být ve většině případů monitorována pomocí, pro danou operaci vhodných senzorů, které poskytují řídicímu systému dostačující zpětnou vazbu. Může se tedy jednat pouze o čidlo, které poskytuje binární informaci o poloze součásti v přesně určeném místě nebo složitější senzorové vybavení v podobě silových senzorů nebo kamerových systémů.

Z hlediska reakce řídicího systému na informace poskytované senzorickým systémem můžeme řídicí systémy rozdělit na ty, které pouze zastaví svojí činnost a hlásí chybu, tedy samostatně problém neřeší, neupravují polohu koncového efektoru nebo neprovádějí jiné operace, a na systémy, které v reálném čase situaci řeší, dle předem naprogramovaných postupů. Například upravují dráhu koncového efektoru nebo další parametry. Z hlediska autonomie průmyslového robotu na měnící se nebo nedostatečně předem definované podmínky je jednoznačně použitelný pouze druhý typ řídicího systému.

Řídit interakci mezi robotem a prostředím, umístěným v jeho pracovním prostoru, je nutné v mnoha praktických operacích. Následuje výčet nejdůležitějších aplikací.

- leštění (broušení),
- zbavování se nežádoucích otřepů po obrábění/tváření,
- obrábění,
- manipulace,
- přesná montáž,
- mnoho dalších i neprůmyslových aplikací.

Nejpoužívanějším způsobem k vyhodnocování kontaktu mezi robotem a jeho prostředím je takzvané silo-momentové řízení (FTC, Force-Torque Control), které při takzvaném aktivním silo-momentovém řízení jako zpětnou vazbu využívá informací z připojeného silo-momentového senzoru.

3 Silové řízení

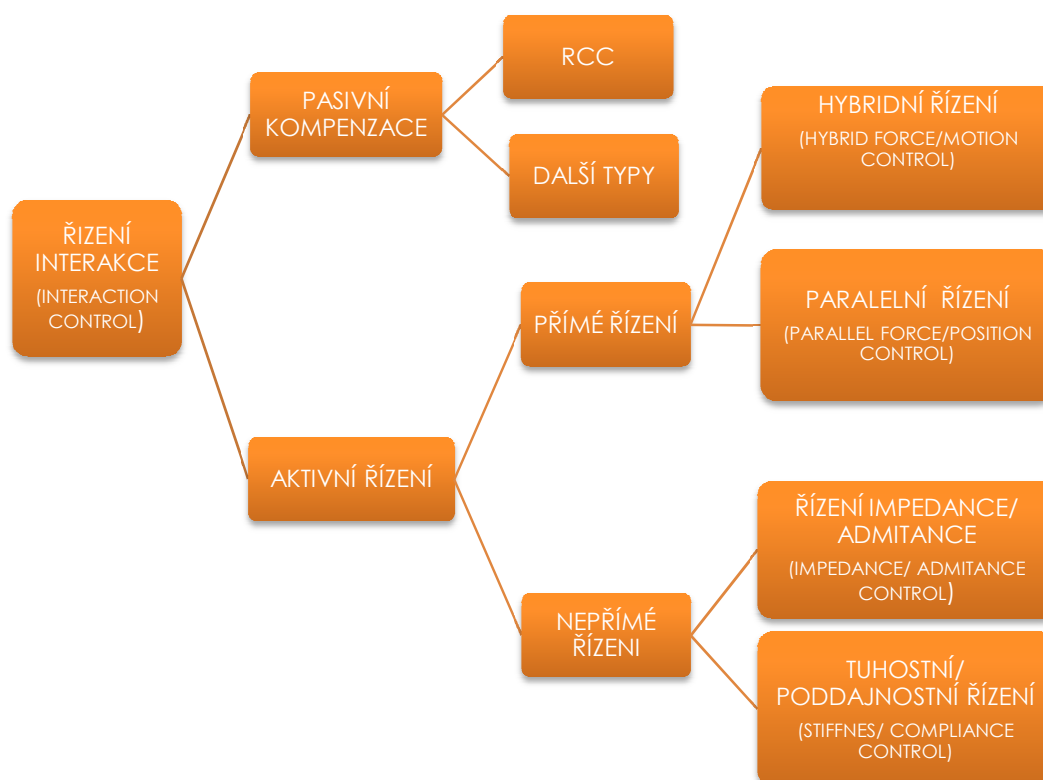
Prostředí klade do předem naplánované trajektorie koncového efektoru různé překážky nebo omezení, které lze rozdělit dle (SICILIANO, a další, 2008) takto:

- Kinematická omezení
 - Interakce s tuhými předměty v pracovním prostoru, tedy omezený pohyb.
- Dynamická omezení
 - Inerciální omezení
 - Manipulace s předmětem při uvažování zákona setrvačnosti, dynamické omezení (silové působení) je způsobeno setrvačností předmětu.
 - Disipativní omezení
 - Posouvání předmětu po jiném předmětu se třením.
 - Elastické omezení
 - Tlačení proti elastickému předmětu.

Za předpokladu, že je znám úplný model manipulátoru (dynamický, kinematický) a všechny vlastnosti prostředí, je možné naplánovat trajektorii tak přesně, aby nebylo nutné dráhu efektoru korigovat. Ovšem je třeba si uvědomit, že jakákoli chyba v plánování dráhy vede ke zvýšení nebo neočekávané změně kontaktních sil a momentů, které mohou způsobit odchylku koncového efektoru od požadované dráhy. Bohužel zjištění všech parametrů prostředí je velice náročné ve většině případů řešení interakce robotu s prostředím vyžaduje silo-momentové řízení. (SICILIANO, a další, 2008)

3.1 Typy silového řízení

V teorii silo-momentového řízení je možno rozeznávat několik jeho typů, které jsou zobrazeny na (Obr. 3.1). Hlavním rozdělením je rozdělení na *aktivní řízení* a *pasivní kompenzaci*, přičemž rozdíl spočívá v přítomnosti silo-momentového senzoru. Na rozdíl od pasivní kompenzace využívá aktivní řízení informací ze silo-momentového senzoru.



Obr. 3.1 Rozdělení silového řízení
Zdroj: (SICILIANO, a další, 2008), vlastní zpracování

3.1.1 Pasivní silová kompenzace

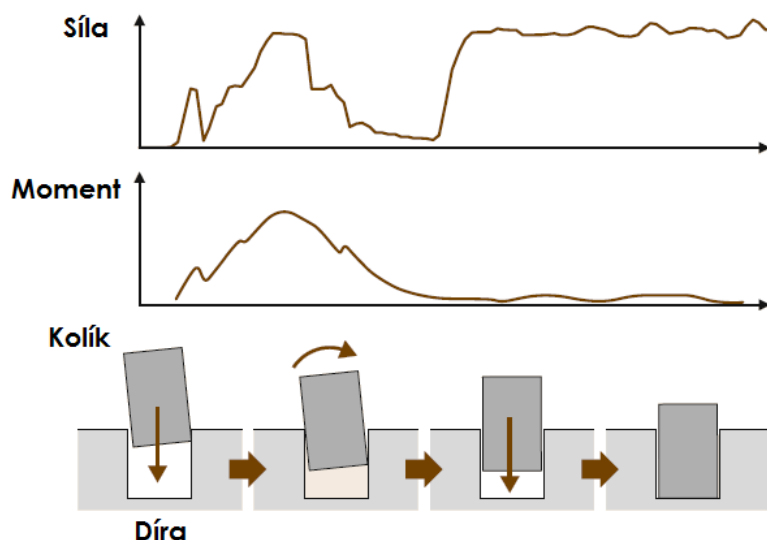
Pasivní kompenzace interakce robotu s jeho prostředím, jak již bylo uvedeno výše, nepotřebuje pro svoji činnost informace poskytované silo-momentovými senzory. Trajektorie koncového efektoru je modifikována podle interakčních sil díky poddajnosti vlastní konstrukce robotu nebo koncového efektoru. Jednoduše řečeno robot nebo efektor se vychýlí, „uhne“, v tom směru, ve kterém působí kontaktní síla.

Poddajnost soustavy robot-efektor může být způsobena: (SICILIANO, a další, 2008)

- poddajností struktury,
 - ramena robotu,
 - klouby robotu,
 - koncový efektor,
 - klouby,
 - čelisti,
 - kompenzační členy,
- poddajností servomotoru (pohonu).

Tento způsob silového řízení se s výhodou využívá například v aplikacích Peg-In-Hole, tedy montáži rotační součásti (kolík, šroub...) do součásti s otvorem. Ve většině případů je poddajnost způsobena speciálním koncovým efektem nebo kompenzační jednotkou, která se připojí do kinematické struktury před koncový efektor (RCC – Remote Control of Compliance).

Na obrázku (Obr. 3.2) je znázorněn postup operace Peg-In-Hole, spolu se silami a momenty, které působí na koncový efektor a které musejí být kompenzovány odpovídající výchylkou pomocí kompenzačního členu.



Obr. 3.2 Montáž Peg-In-Hole
Zdroj: (NOF, 2009)

Nespornou výhodou pasivní kompenzace je, že není potřeba FTC senzor. Řídicí systém nijak neupravuje naprogramovanou dráhu a odezva systému je mnohem rychlejší než u aktivní kontroly. Naopak nevýhodou je použitelnost pouze při malých odchylkách polohy a natočení, spolu s faktem, že v místě styku mohou působit velmi velké kontaktní síly, které mohou v extrémním případě poškodit manipulované součásti.

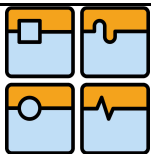
3.1.2 Aktivní silové řízení

Aktivní silové řízení na rozdíl od pasivní silové kompenzace využívá informace získané ze silo-momentového senzoru pro korekci trajektorie koncového efektoru.

Aktivní silové řízení může být rozděleno na dvě základní skupiny, a to přímé a nepřímé (NATALE, a další, 2003). Hlavní rozdíl mezi těmito dvěma skupinami je v uzavřenosti zpětnovazební smyčky. U nepřímého řízení není smyčka uzavřená, tudíž nemůže být síla řízena na určitou hodnotu. Jedná se tedy jen o regulační zásahy, které zajistí dodržení naplánované trajektorie i za působení vnějších sil. U přímého řízení je zpětnovazební smyčka uzavřena, je tedy možné přímé řízení velikosti stykové síly mezi robotem a jeho prostředím. (SICILIANO, a další, 2008)

Pro účely silo-momentového řízení, je potřeba znát dynamický model manipulátoru. Základní dynamická rovnice pro manipulátor je v nezátíženém stavu dle (GREPL, 2007a),

$$\mathbf{B}(\mathbf{q})\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{F}\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{g}(\mathbf{q}) = \boldsymbol{\tau} \quad (3.1)$$



kde $\mathbf{B}(\mathbf{q})$ je matice $n \times n$ setrvačnosti, $\mathbf{C}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})$ značí vektor $n \times 1$ coriolisových a odstředivých sil, $\mathbf{g}(\mathbf{q})$ je vektor $n \times 1$ gravitačních sil, $\mathbf{F}$ je vektor viskózního tření a $\boldsymbol{\tau}$ je vektor $n \times 1$ momentů v jednotlivých pohonech. Většina parametrů v (3.1) je závislá na aktuální konfiguraci manipulátoru, tedy na vektoru kloubových souřadnic $\mathbf{q}$, jehož složky jsou natočení/posunutí v jednotlivých kloubech manipulátoru.

Pro manipulátor, který je v kontaktu s prostředím (působí na něj vnější síly a momenty) je nutno rovnici (3.1) upravit dle (NATALE, a další, 2003),

$$\mathbf{B}(\mathbf{q})\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{F}\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{g}(\mathbf{q}) = \boldsymbol{\tau} - \mathbf{J}^T(\mathbf{q})\mathbf{h} \quad (3.2)$$

kde $\mathbf{J}$ představuje Jakobián a $\mathbf{h}$ je vektor vnějšího silového působení. Toto vnější silové působení je definováno:

$$\mathbf{h} = [\mathbf{f}^T \boldsymbol{\mu}^T]^T \quad (3.3)$$

kde $\mathbf{f}$ značí vektor vnějších sil a $\boldsymbol{\mu}$ značí vektor vnějších momentů.

Rovnice (3.2) tedy představuje úplný dynamický model manipulátoru s uvažováním vnějšího zatížení. V tomto modelu se jako vnější zatížení uvažuje síla a moment, ale většina průmyslových aplikací pro svou činnost uvažuje pouze silové zatížení a regulátor upravuje pouze polohu koncového efektoru. Proto v této práci bude nadále popisováno pouze řízení polohy.

Aby bylo možné pokračovat v matematickém popisu jednotlivých metod řízení, je třeba dle (NATALE, a další, 2003) definovat souřadnicové systémy, ve kterých se může koncový efektor nacházet:

- Σ_e - aktuální souřadnicový systém
- Σ_d - požadovaný souřadnicový systém
 - o definuje polohu, ve které by se měl dle naprogramované dráhy nacházet koncový efektor
- Σ_c - poddajný (compliant) souřadnicový systém
 - o definuje polohu efektoru při interakci s prostředím

Chyba polohování je potom dána:

$$\Delta \mathbf{p}_{de} = \mathbf{p}_d - \mathbf{p}_e \quad (3.4)$$

Odchylka polohy mezi požadovanou polohou koncového efektoru (Σ_d) a polohou koncového efektoru v zatíženém systému (Σ_c) je:

$$\Delta \mathbf{p}_{dc} = \mathbf{p}_d - \mathbf{p}_c \quad (3.5)$$

Odchylka polohy mezi skutečnou polohou koncového efektoru (Σ_e) a požadovanou polohou v zatíženém systému (Σ_c) je analogicky definována:

$$\Delta \mathbf{p}_{ce} = \mathbf{p}_c - \mathbf{p}_e \quad (3.6)$$

kde $\mathbf{p}_d$ je vektor požadované polohy a $\mathbf{p}_c$ je vektor skutečné polohy koncového efektoru.

Jak již bylo uvedeno v úvodu této kapitoly lze dynamická omezení, která způsobují vznik kontaktních sil mezi manipulátorem a jeho prostředím rozdělit dle (SICILIANO, a další, 2008) na omezení:

- inerciální,
- elastické,
- disipativní.

Z důvodu tohoto rozdělení je síla působící na koncový efektor definována dle (NATALE, a další, 2003) takto:

$$\mathbf{f} = \mathbf{f}_I + \mathbf{f}_E + \mathbf{f}_D \quad (3.7)$$

$$\mathbf{f}_I = \mathbf{M}_p \cdot \Delta \ddot{\mathbf{p}}_{de} \quad (3.8)$$

$$\mathbf{f}_D = \mathbf{D}_p \cdot \Delta \dot{\mathbf{p}}_{de} \quad (3.9)$$

$$\mathbf{f}_E = \mathbf{K}_p \cdot \Delta \mathbf{p}_{de} \quad (3.10)$$

kde $\mathbf{f}_I$ označuje inerciální sílu, $\mathbf{f}_E$ elastickou sílu a $\mathbf{f}_D$ disipativní sílu. Tyto síly jsou dílčí složky síly, která působí na koncový efektor a je označena $\mathbf{f}$. Další veličiny vystupující v rovnicích (3.8),(3.9),(3.10) jsou matice, které definují vlastnosti okolního prostředí manipulátoru. $\mathbf{M}_p$ je matice hmotnosti, $\mathbf{D}_p$ matice tlumení a $\mathbf{K}_p$ matice tuhosti.

Pomocí výše uvedených rovnic budou dále popsány jednotlivé způsoby silového řízení.

3.1.2.1 Aktivní nepřímé silové řízení

V teorii aktivního nepřímého silového řízení, jsou rozlišovány dvě skupiny: řízení impedance/admittance¹ a řízení tuhosti/poddajnosti². U prvního případu je výchylka koncového efektoru od požadované polohy zapříčiněna interakcí robotu s prostředím kontaktní silou, která je způsobena mechanickou impedancí nebo admitancí povrchu

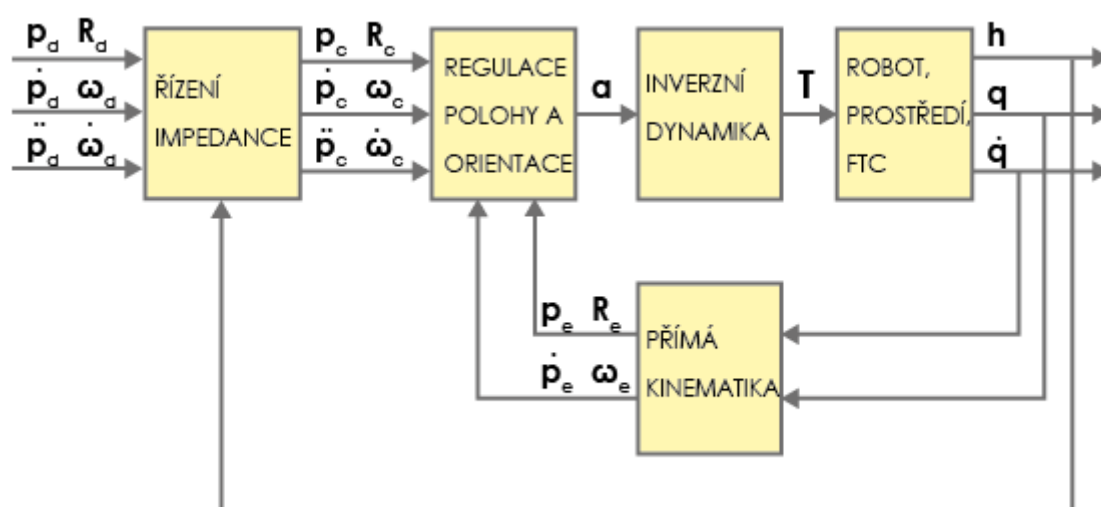
¹ Nejedná se o řízení impedance/admittance, ale o “impedanční/admitanční” řízení (v originále: Impedance/admittance control).

² Nejedná se o řízení tuhosti/poddajnosti, ale o „tuhostní/poddajnostní“ řízení (v originále: Stiffnes/Compliance control).

prostředí. U řízení impedance reaguje řídicí systém na odchylku pohybu generováním síly. U řízení admitance reaguje řídicí systém na vznik kontaktních sil pomocí generování odchylky od naprogramované dráhy. Speciálními případy jsou již výše uvedené metody, řízení tuhosti a poddajnosti. Tyto metody berou v úvahu pouze statický vztah mezi výchylkou koncového efektoru a kontaktními silami. (SICILIANO, a další, 2008).

V dalším textu této podkapitoly, bude popisováno pouze řízení **impedance**.

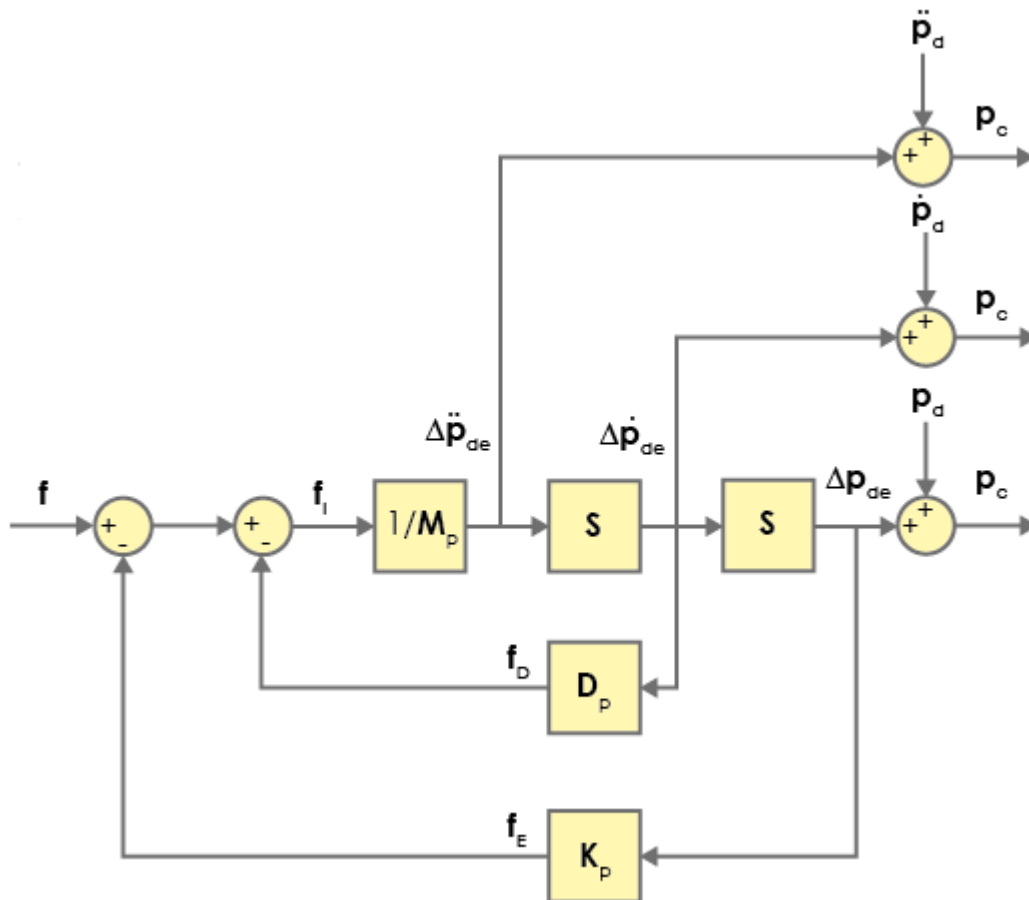
Na obrázku (Obr. 3.3) je zobrazeno blokové schéma řízení impedance. Indexy veličin ve schématu odpovídají konvenci značení souřadnicových systémů (viz. 3.1.2 Aktivní silové řízení).



Obr. 3.3 Schéma řízení impedance

Zdroj: (SICILIANO, a další, 2008), vlastní zpracování

Vstupem do regulační smyčky je požadovaná poloha, rychlost a zrychlení koncového efektoru (Σ_d). V bloku *řízení impedance* dochází ke stanovení požadované polohy, rychlosti a zrychlení v zatíženém souřadnicovém systému (Σ_c). Schéma tohoto bloku je zobrazeno na obrázku (Obr. 3.4), jedná se v podstatě o grafické znázornění diferenciální rovnice (3.7) a jsou zde využity informace o kontaktní síle mezi koncovým efektozem a prostředím, poskytované ve zpětnovazební smyčce silo-momentovým senzorem.



Obr. 3.4 Schéma bloku řízení impedance

Zdroj: (NATALE, a další, 2003), vlastní zpracování

V dalším bloku *řízení polohy* dochází ke stanovení zrychlení koncového efektoru v kartézských souřadnicích, výstupem je tedy vektor zrychlení, který je pomocí rovnice (3.6) definován takto (NATALE, a další, 2003):

$$\mathbf{a}_p = \ddot{\mathbf{p}}_c + \mathbf{K}_{dp} \Delta \dot{\mathbf{p}}_{ce} + \mathbf{K}_{pp} \Delta \mathbf{p}_{ce} \quad (3.11)$$

kde $\mathbf{K}_{Dp}$ a $\mathbf{K}_{Pp}$ představují vhodně zvolené zpětnovazební matice zesílení. Jsou zde tedy využity informace z bloku *přímá kinematika*, který vstup v podobě vektoru polohy a rychlosti kloubových souřadnic $(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})$ transformuje na vektor polohy a rychlosti koncového efektoru v kartézských souřadnicích $(\mathbf{p}_e, \dot{\mathbf{p}}_e)$.

V bloku *inverzní dynamika* dochází ke stanovení vektoru momentu pohonů, dle následující rovnice (NATALE, a další, 2003):

$$\tau = \mathbf{B}(\mathbf{q})\mathbf{J}^{-1}(\mathbf{q}) \cdot (\mathbf{a} - \dot{\mathbf{J}}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})) + \mathbf{C}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{F}\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{g}(\mathbf{q}) + \mathbf{J}^T(\mathbf{q})\mathbf{h} \quad (3.12)$$

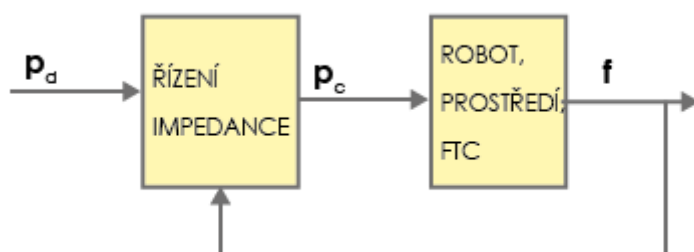
Rovnice (3.12) je vlastně rozšíření rovnice (3.2) o přepočet vektoru zrychlení v kloubových souřadnicích do souřadnic koncového efektoru:

$$\ddot{\mathbf{q}} = \mathbf{J}^{-1}(\mathbf{q}) \cdot (\mathbf{a} - \dot{\mathbf{J}}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})) \quad (3.13)$$

tato rovnice je platná pouze za předpokladu, že matice $\mathbf{B}(\mathbf{q})$ není singulární.

Výše popsany postup řízení impedance, je použitelný pouze za podmínky, že celý řídicí systém robotu je otevřený a je možno v něm provádět změny. Ovšem u sériově dodávaných průmyslových robotů nemá uživatel (programátor) tuto možnost. Existuje možnost řídit pouze polohu koncového efektoru (nikoli rychlost a zrychlení) pomocí speciálních nastavbových real-time modulů¹.

Blokové schéma pro takto zjednodušené řízení impedance je znázorněno na (Obr. 3.5). Bloky *přímá kinematika*, *řízení polohy* a blok *inverzní dynamika* ve schématu chybí, protože jsou již obsaženy v řídicím systému robotu a uživatel (programátor) nemůže ovlivnit jejich funkci a nastavovat jejich parametry.



Obr. 3.5 Zjednodušené řízení impedance
Zdroj: vlastní zpracování

Funkce bloku *řízení impedance* je v tomto případě také zjednodušena, z důvodu toho, že není nutné určovat rychlost a zrychlení efektoru v zatíženém souřadnicovém systému (Σ_c).

3.1.2.2 Aktivní přímé silové řízení

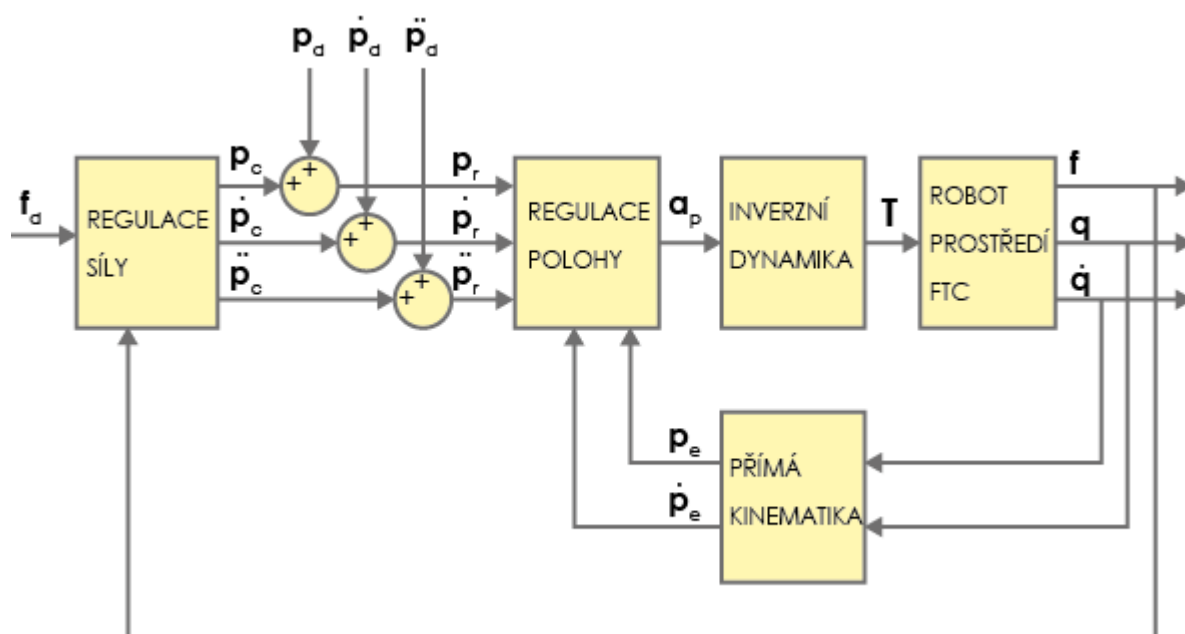
Jak již bylo uvedeno výše, aktivní přímé silové řízení má zpětnou vazbu uzavřenou. To znamená, že na základě informací ze silo-momentového senzoru je možno řídit velikost kontaktních sil mezi koncovým efektem a prostředím. Tato metoda je ovšem náročnější na definici dráhy, protože v každém bodě trajektorie musí být stanoven i vektor požadovaných kontaktních sil.

¹ Možnost řídit polohu průmyslového robotu v reálném čase není základní vlastností řídicích systému a pro využití této možnosti jsou nutné softwarové úpravy řídicího systému.

Přímé silové řízení je možné rozdělit na řízení hybridní a paralelní. Cílem hybridního řízení je řídit pohyb podél neomezeného směru pohybu a řídit kontaktní sílu/moment ve směru omezeného pohybu, dovoluje tedy současně řídit sílu/moment a pohyb koncového efektoru ve dvou vzájemně nezávislých prostorech (souřadnicových systémech). Na druhé straně paralelní řízení je použito, když není znám přesný model prostředí a řízení síly a polohy se překrývá, regulátor síly je navržen jako dominantní nad regulátorem polohy, což znamená, že chyba polohy je tolerována ve směru omezeného pohybu za účelem zajistit regulaci síly (SICILIANO, a další, 2008).

V dalším textu bude popisováno pouze paralelní řízení síly/polohy, bez uvažování momentů.¹

Na obrázku (Obr. 3.6) je zobrazeno blokové schéma paralelního řízení. Vstupem do bloku *regulace síly* je vektor požadované kontaktní síly. Vektor síly je vázaný na vektor polohy, ve všech bodech trajektorie musí být definován požadovaný vektor síly. Výstupem je požadovaná poloha, rychlost a zrychlení v zatíženém souřadnicovém systému (Σ_c).

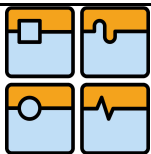


Obr. 3.6 Blokové schéma paralelního řízení

Zdroj: (NATALE, a další, 2003), vlastní zpracování

Schéma vnitřní struktury bloku *regulace síly* je zobrazeno na obrázku (Obr. 3.7), jedná se o grafické znázornění rovnic,

¹ Jak již bylo uvedeno výše, pro většinu průmyslových aplikací je dostatečné řízení kontaktních sil, proto jsou v této práci popsány pouze metody pro řízení kontaktních sil a ne kontaktních momentů.



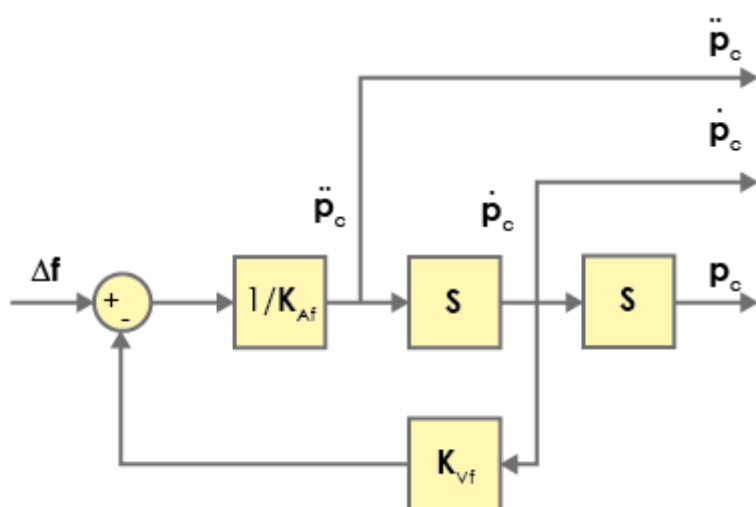
$$\Delta \mathbf{f} = \mathbf{K}_{Af} \ddot{\mathbf{p}}_c + \mathbf{K}_{Vf} \dot{\mathbf{p}}_c \quad (3.14)$$

$$\Delta \mathbf{f} = \mathbf{f}_d - \mathbf{f} \quad (3.15)$$

$$\mathbf{K}_{Af} = k_{Af} \mathbf{I} \quad (3.16)$$

$$\mathbf{K}_{Vf} = k_{Vf} \mathbf{I} \quad (3.17)$$

kde $\mathbf{f}_d$ označuje požadovaný vektor síly, $\mathbf{f}$ je skutečný vektor kontaktní síly, zjištěný silo-momentovým senzorem a k_{Af} a k_{Vf} jsou konstanty nastavení regulátoru.



Obr. 3.7 Schéma bloku regulace síly

Zdroj: (NATALE, a další, 2003), vlastní zpracování

Požadovaná poloha, rychlost a zrychlení v zatíženém souřadnicovém systému (Σ_c), se dále přičítá k poloze, rychlosti a zrychlení v požadovaném souřadnicovém systému (Σ_d). Dle následujících vzorců:

$$\mathbf{p}_r = \mathbf{p}_e + \mathbf{p}_d \quad (3.18)$$

$$\dot{\mathbf{p}}_r = \dot{\mathbf{p}}_e + \dot{\mathbf{p}}_d \quad (3.19)$$

$$\ddot{\mathbf{p}}_r = \ddot{\mathbf{p}}_e + \ddot{\mathbf{p}}_d \quad (3.20)$$

je zjištěna poloha, rychlost a zrychlení v souřadnicovém systému Σ_r (paralelní systém), který reprezentuje upravenou hodnotu požadované polohy rychlosti a zrychlení o odchylku, která zaručí požadovanou kontaktní sílu.

Blok *regulace polohy* počítá potřebné zrychlení koncového efektoru, tak aby bylo dosaženo požadované polohy, rychlosti a zrychlení (Σ_r) dle vzorce:

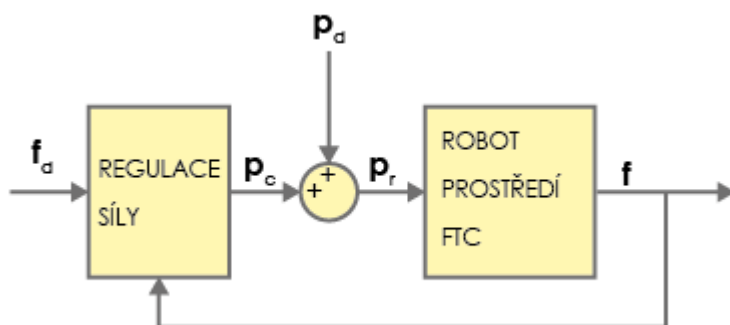
$$\mathbf{a}_p = \ddot{\mathbf{p}}_r + \mathbf{K}_{Dp} \Delta \dot{\mathbf{p}}_{re} + \mathbf{K}_{Pp} \Delta \mathbf{p}_{re} \quad (3.21)$$

Je zde tedy zřejmá analogie s rovnicí (3.11). Pro úplnost je třeba uvést vztah pro výpočet odchylky mezi paralelním systémem (Σ_r) a skutečnou polohou, vyjádřenou ve skutečném souřadnicovém systému (Σ_e):

$$\Delta \mathbf{p}_{re} = \mathbf{p}_r - \mathbf{p}_e \quad (3.22)$$

Blok *inverzní dynamika* určuje potřebné momenty v jednotlivých pohonech tak, aby bylo zajištěno požadovaného zrychlení koncového efektoru. Tento blok má stejnou funkci jako stejnojmenný blok ve schématu *řízení impedance* a využívá stejné rovnice (3.12).

Stejně jako u řízení impedance je tento postup použitelný pouze v případě, že je řídicí systém robotu otevřený a lze v něm provádět změny. U sériově dodávaných robotů je potom nutné použít postup dle schématu na obrázku (Obr. 3.8),



Obr. 3.8 Zjednodušené schéma paralelního silového řízení
Zdroj: (NATALE, a další, 2003), vlastní zpracování

kde je zachován pouze blok *regulace síly* a lze tedy řídit pouze požadovanou polohu koncového efektoru v reálném čase.

Tento způsob řízení bude použit v praktické části této práce.

3.2 Silo-momentové senzory

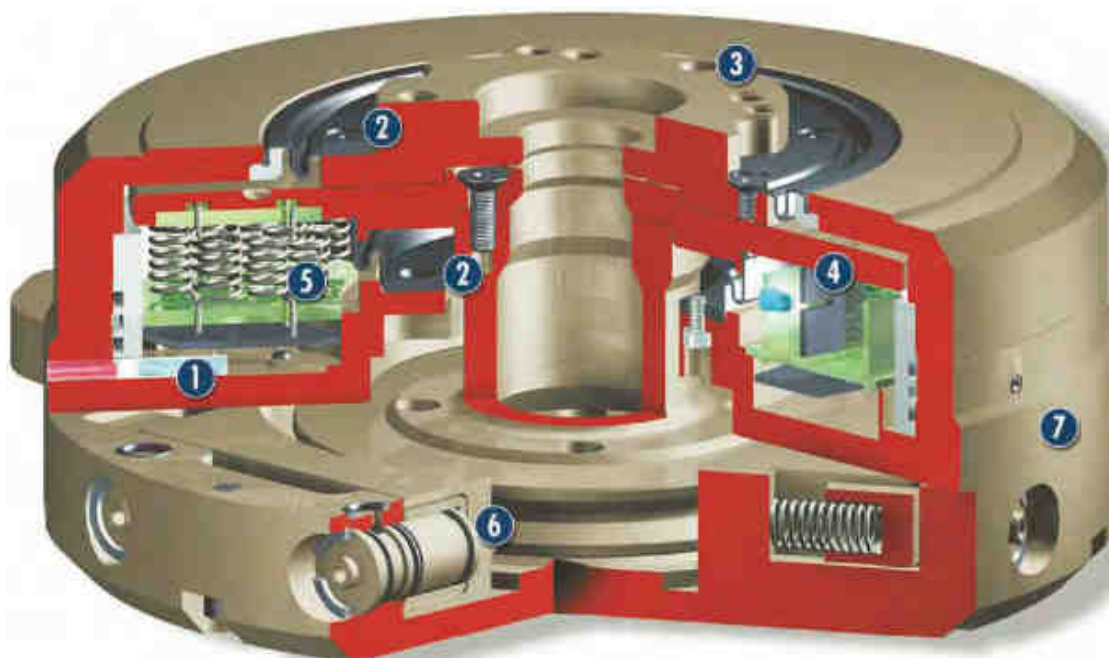
Jak již bylo uvedeno výše, pro implementaci aktivního silo-momentového řízení na robotické pracoviště je nutné využívat informací ze silo-momentového senzoru. Tyto senzory bývají ve většině případů umístěné přímo na přírubě robotu a na tomto senzoru je poté umístěn přímo nebo přes redukci koncový efektor. Při tomto uspořádání je nutné vybrat silo-momentový senzor tak, aby jeho hmotnost, společně s hmotností koncového efektoru manipulované součásti nebo nástroje, nepřesáhla maximální nosnost průmyslového robotu. Ovšem je možné použít i jiné uspořádání, například když je stacionární nástroj umístěn na silo-momentovém senzoru a ten je umístěn na pracovním stole. V obou případech uspořádání je nutné zkontrolovat jak velké síly a momenty je senzor schopen zaznamenat, aby nedošlo k jeho

přetížení, tedy vzájemnému styku deformačních ploch nebo nepřipustnému přetvoření deformačních členů. To může mít za následek poškození a nefunkčnost senzoru.

Obvykle používané silo-momentové senzory jsou schopné měřit síly působící ve třech vzájemně kolmých osách a momenty kolem těchto os. Pokrývají tedy všech šest stupňů volnosti v prostoru.

Často používaným principem měření sil a momentů je využití odporových tenzometrů. Ty jsou umístěny na deformačních členech, které dovolují deformaci v určitém směru. Tyto tenzometry poté registrují přetvoření deformačních členů a díky změně napětí na jejich svorkách je možné určit působící sílu/moment v daném směru.

Další možností je snímání vzájemné výchylky referenčních ploch pomocí optických snímačů. Na tomto principu pracuje i silo-momentový SCHUNK FTC 50 – 80V (Obr. 3.9).

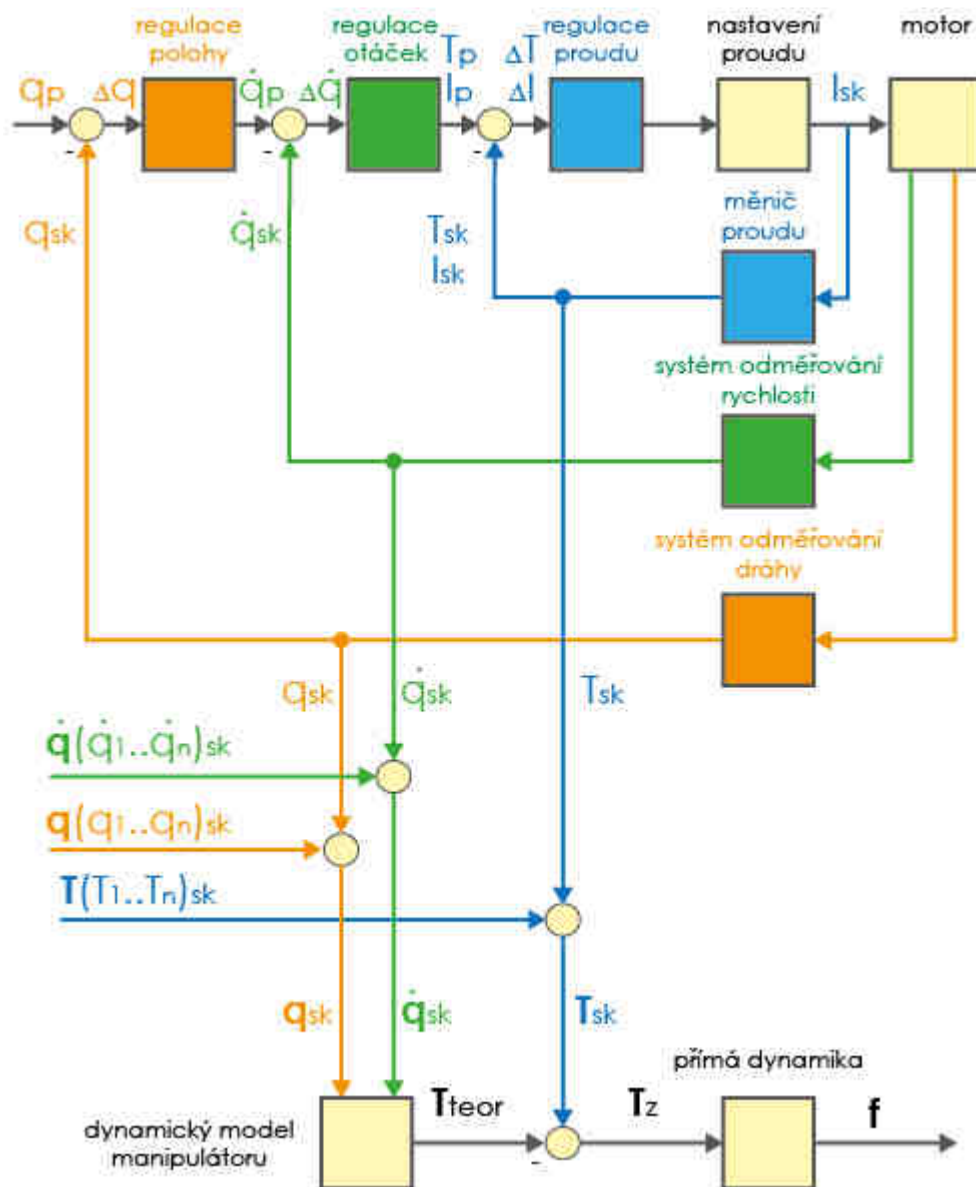


Obr. 3.9 SCHUNK FTC 50 – 80V
Zdroj: (SCHUNK, 2010a)

Funkce silo-momentového senzoru SCHUNK FTC 50 – 80V je patrná z obrázku (Obr. 3.9). Soustava pružin (5) se známou tuhostí vymezuje polohu dvou částí senzoru, vychýlení těchto částí je monitorováno pomocí soustavy diod a clonícího pásku se šterbinami (4). Na základě této výchylky je pomocí známé matice tuhosti zjištěno odpovídající silové působení. Tento senzor bude použit při řešení praktické části této práce, proto je jeho kompletní specifikace uvedena v příloze (Příloha E1).

Další možnost měření sil působících na koncový efektor je velice zajímavá, protože ke své činnosti nevyužívá silo-momentového senzoru. Schéma tohoto principu měření kontaktních silových účinků je zobrazeno na obrázku (Obr. 3.10). Je třeba podotknout, že tento způsob snímání kontaktních silových účinků není pro běžného uživatele (programátora) průmyslových robotů dostupný, protože vyžaduje přístup do kaskádového řízení servomotorů

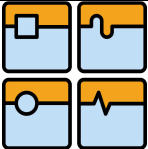
pro každou osu průmyslového robotu. Tento princip je proto použitelný pouze při implementaci výrobcem a využívá se například na detekci nárazu a podobně.



Obr. 3.10 Měření silových účinků z proudové smyčky
Zdroj: (SCHMID, 2005),(PIRES, 2008) , vlastní zpracování

V horní části schématu je zobrazeno kaskádové řízení polohy servomotoru, kde vstupem je požadovaná hodnota kloubové souřadnice, tedy posunutí nebo natočení (q_p). Z regulačních smyček kaskádové regulace jsou využívány informace o aktuální hodnotě kloubové souřadnice (q_{sk}), její derivaci ($\dot{q}_{sk}$) a o aktuálním momentu pohonu (T_{sk}).

Aby bylo schéma formálně správně, bylo by třeba doplnit kaskádové řízení polohy pro každý kloub zvlášť. Pro přehlednost je zobrazeno pouze jedno schéma kaskádové regulace, ostatní veličiny z těchto skrytých bloků vstupují do obvodu jako vektory $\mathbf{q}(q_1..q_n)_{sk}$, $\mathbf{dq}(dq_1..dq_n)$ a $\mathbf{T}(T_1..T_n)_{sk}$. Prvky těchto vektorů jsou hodnoty kloubových souřadnic kloubů, které nejsou zobrazeny, respektive jejich derivací respektive momentů v jednotlivých kloubech.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 28
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Informace o aktuální konfiguraci kloubů reprezentované vektory $\mathbf{q}_{sk}$ a $d\mathbf{q}_{sk}$ vstupují do bloku *dynamický model manipulátoru*. Tento blok na základě přesných informací o dynamickém modelu manipulátoru vypočítá vektor momentů jednotlivých pohonů ($\mathbf{T}_{teor}$), který by měl pro danou kinematickou a dynamickou konfiguraci manipulátoru působit v jednotlivých kloubech, pro stav kdy se manipulátor nachází v nezatíženém stavu (bez působení externích sil). Tento vektor je porovnáván s vektorem skutečných momentů v jednotlivých kloubech ($\mathbf{T}_{sk}$). Výsledkem porovnání je vektor zátěžných momentů v jednotlivých kloubech ($\mathbf{T}_z$), který reprezentuje přírůstek k teoretickým momentům a zajišťuje kompenzaci vnějšího silového působení. Na základě těchto informací lze pomocí přímé dynamiky stanovit silové působení na koncový efektor reprezentované vektorem $\mathbf{f}$.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 29
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

4 Specifikace praktického problému

Cílem praktické části diplomové práce je navržení postupu odstraňování otřepů po obrábění na součásti, kterou představuje spojovací článek řetězu společnosti Pewag. Dále navrhnout chapadlo pro bezpečné uchopení součásti a k účelu odstraňování otřepů po obrábění využít průmyslového robotu a silo-momentového senzoru. Důležité je také navrhnout algoritmus FTC řízení pro danou operaci.

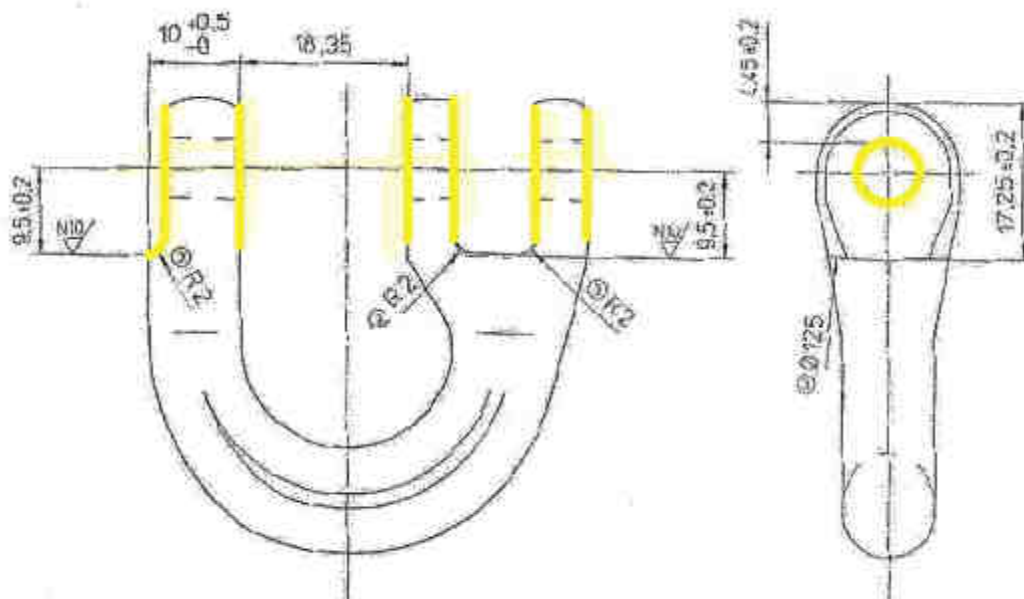
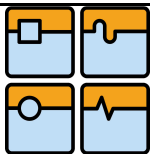
4.1 Specifikace součásti

Spojovací článek řetězů společnosti Pewag je systém dvou podkovovitých částí, které do sebe zapadají a poté jsou zajištěny čepem (Obr. 4.1). Po smontování slouží systém ke vzájemnému spojení dvou nebo více řetězů.



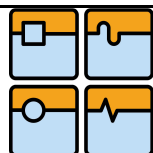
Obr. 4.1 Pewag CLW
Zdroj: www.pewagsk.sk

Na obrázku (Obr. 4.2, omluvte prosím kvalitu obrazové informace) jsou detailněji zobrazeny plochy, které je třeba upravit broušením před montáží systému.

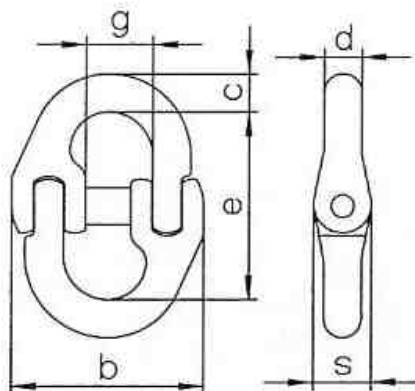
**Obr. 4.2** Specifikace ploch určených pro broušeníZdroj: www.pewagsk.sk

4.1.1 Výrobní sortiment

Spojovací články řetězu společnosti Pewag jsou nabízeny v různých velikostech a nosnostech, které se pohybují od jedné tuny do třiceti tun. (Obr. 4.3) Cílem řešení praktického problému je zkonstruovat chapadlo, které bude schopné uchopovat celý výrobní sortiment.



DIPLOMOVÁ PRÁCE

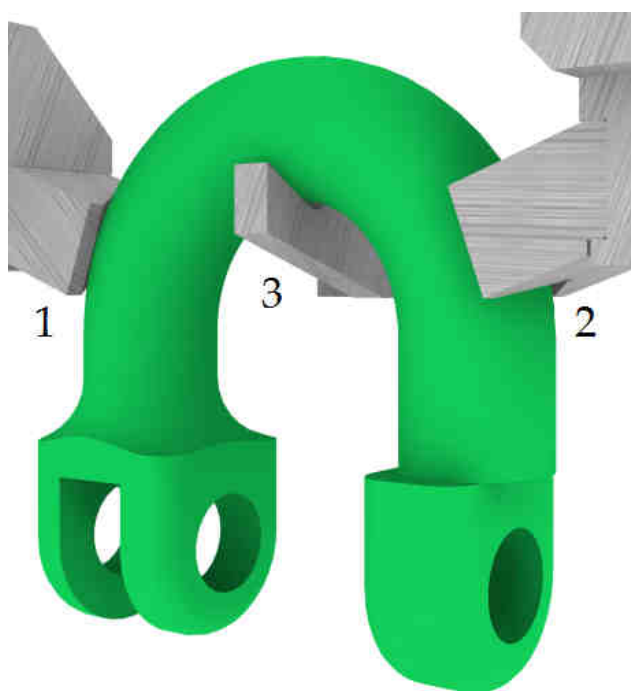


označení označenie	nosnost nosnosť (kg)	e (mm)	c (mm)	s (mm)	d (mm)	b (mm)	g (mm)	hmotnost hmotnosť (kg/ks)
CW 5	1 000	36	7	9,2	7	34,5	12,7	0,05
CW 6	1 400	44,4	7,8	11	7,6	39	14,1	0,06
CW 7	1 900	51	10	12,9	9	46,5	16,3	0,12
CW 8	2 500	61,5	11,5	15	10	53	18,35	0,18
CW 10	4 000	72	12,6	17,8	12,6	63	23	0,33
CW 13	6 700	88	19	22	16,7	79	27,6	0,7
CW 16	10 000	103	21	29	21	106	33	1,14
CW 19-20	16 000	115	29,5	34,8	24,5	118	41,7	2,14
CW 22	19 000	135	29	38	27	146,5	48	3,21
CW 26*	26 500	170	35	45	31	159	59	6,2
C 26	21 200	164	32	44	30	159	61	5,1
C 32	31 500	194	40	50	32	195	80	8,46

Obr. 4.3 Výrobní sortiment spojovacích článků společnosti pewag
Zdroj: www.pewagsk.sk

5 Návrh způsobu uchopení

Prvním krokem v praktickém řešení daného problému bylo navrhnout chapadlo, které bude umožňovat bezpečné uchopení součásti. Z hlediska poměrné složitosti součásti byl stanoven princip uchopení dle obrázku (Obr. 5.1).



Obr. 5.1 Princip uchopení
Zdroj: vlastní zpracování

Je zde využito chapadla s dvěma čelistmi s paralelním chodem (Obr. 5.1, 1,2), které jsou vybaveny skloněnými prizmatickými vložkami, a pneumatického válce (Obr. 5.1, 3), který součást podpírá pomocí prizmatického nosu.

K uchopení podkovovité součásti nedochází ve středu půlkružnice, tvořící její tvar, ale mírně nad tímto středem. Ve středu kružnice se totiž nacházejí plochy, které je nutno obrobit broušením. Z tohoto důvodu bylo nutné použít prizmatické vložky se skloněnou kontaktní plochou.

5.1.1 Stanovení silových poměrů na uchopovacím segmentu

Hlavním problémem výše uvedeného způsobu uchopování je skutečnost, že při přitlačení čelistí se sklopenou prizmatickou vložkou dojde k částečnému vytlačování součásti z čelistí, způsobené vlastní silou chapadla. Tuto sílu je třeba minimalizovat vhodným návrhem úhlu sklopení čelistí a úhlem sevření prizmatu, spolu s volbou vhodného materiálu s dostatečným koeficientem tření. To bude předmětem následujících výpočtů.

Na obrázku (Obr. 5.2) jsou zobrazeny silové poměry na kontaktní ploše uchopovacího prizmatického segmentu. Jednotlivé symboly označující uvažované veličiny jsou popsány v následující tabulce:

Tab. 5.1 Použité zkratky

F	Uchopovací síla chapadla
F_N	Normálová síla
F_V	Vytlačující síla působící proti součásti
F_{Np}	Normálová síla na polovině prizmatu
F_{tp}	Třecí síla na polovině prizmatu
F_t	Třecí síla, která působí proti vypadnutí součásti
α	Úhel sklonění prizmatu
β	Úhel sevření prizmatu
f	Koeficient tření mezi kontaktní plochou a součástí

Zdroj: vlastní zpracování

Pro dané veličiny byly odvozeny následující geometrické vztahy (MONKMAN, a další, 2007):

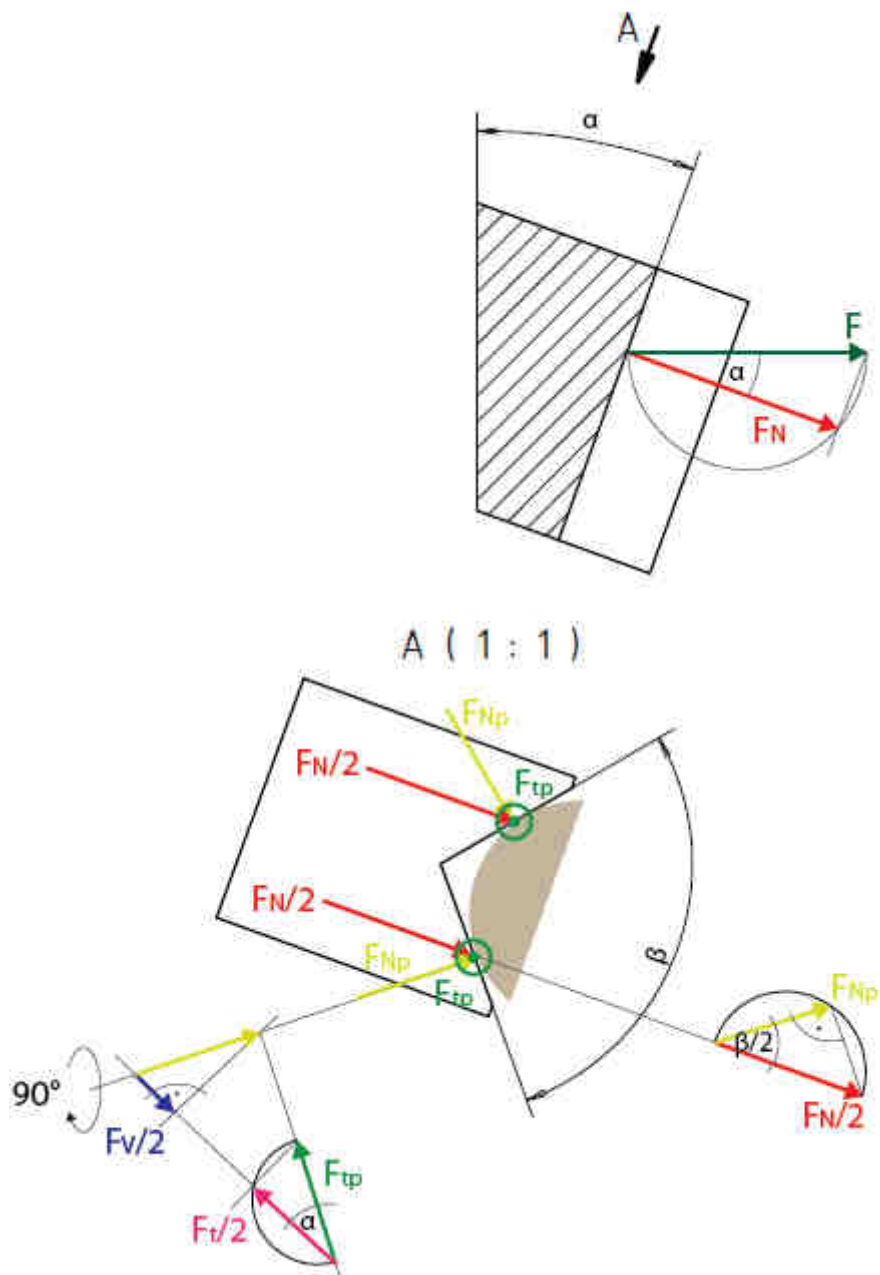
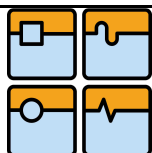
$$F_N = F \cdot \cos(\alpha) \quad (5.1)$$

$$F_{Np} = \frac{F_N}{2} \cdot \cos\left(\frac{\beta}{2}\right) \quad (5.2)$$

$$F_{tp} = F_{Np} \cdot f \quad (5.3)$$

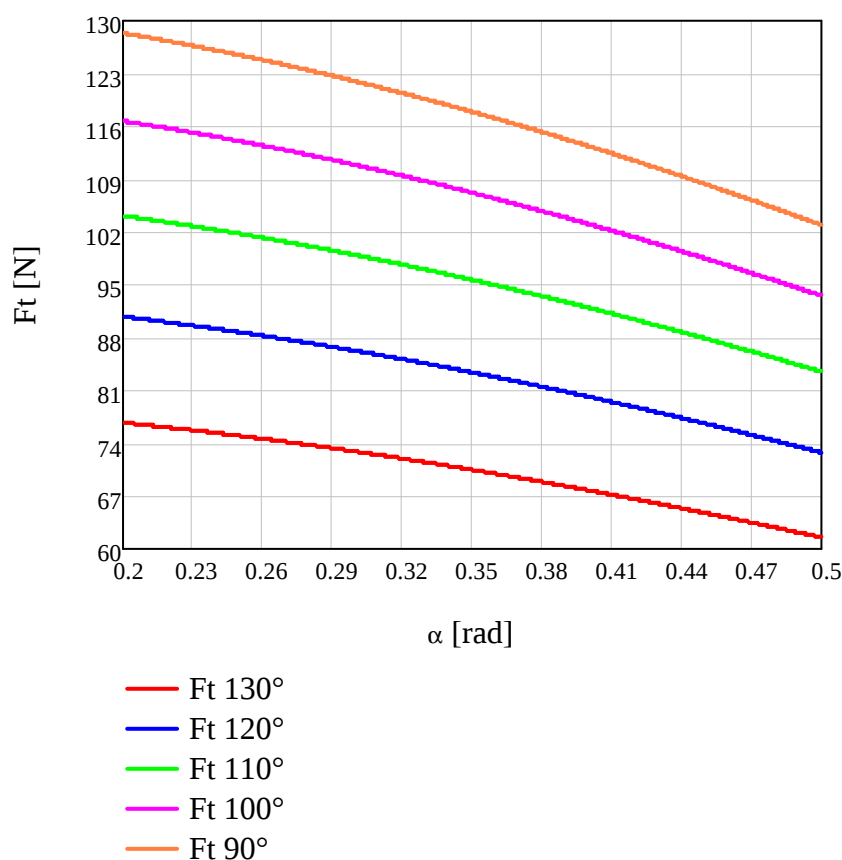
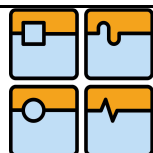
$$F_t = 2 \cdot F_{tp} \cdot \cos(\alpha) \quad (5.4)$$

$$F_V = 2 \cdot F_{Np} \cdot \sin(\alpha) \quad (5.5)$$



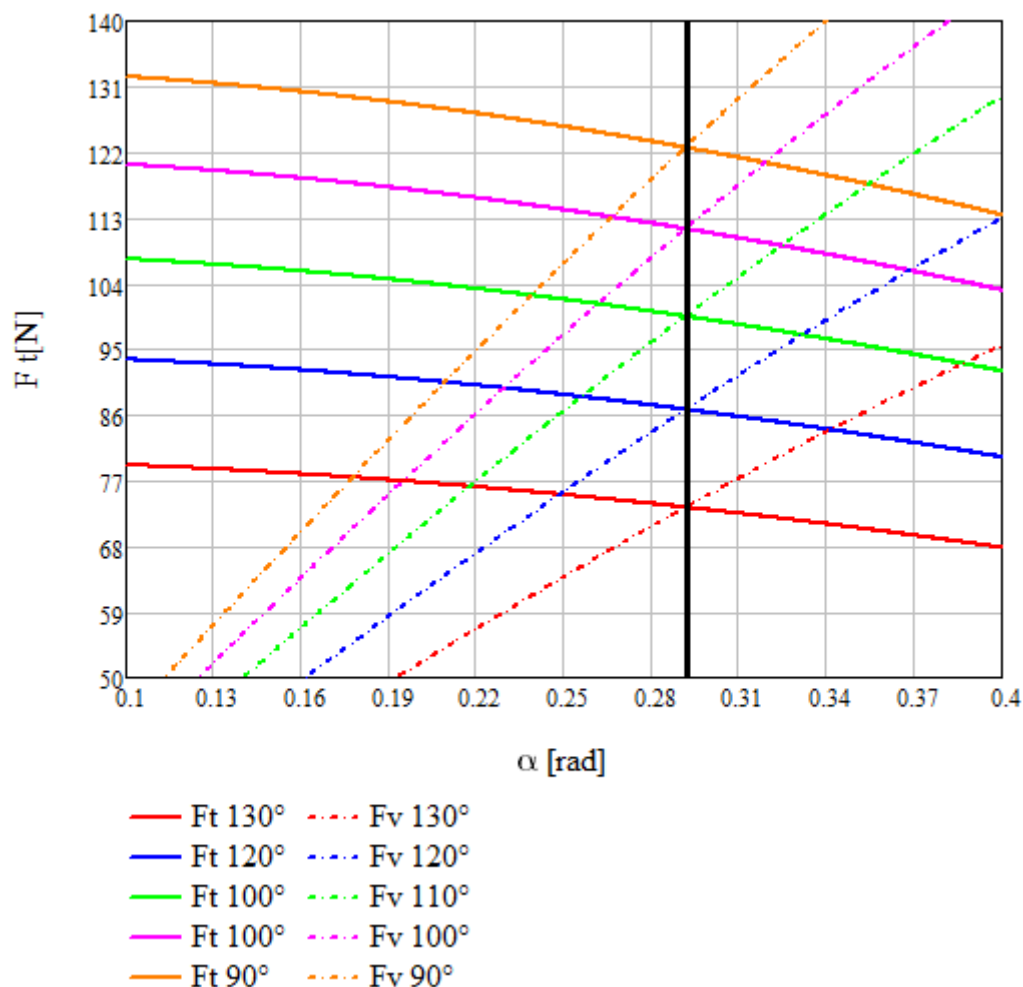
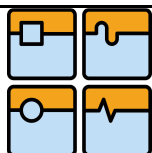
Obr. 5.2 Silové poměry na uchopovacím segmentu
Zdroj: vlastní zpracování

Na základě výše uvedených vzorců a uvažovaného koeficientu tření $f=0,3$ a uchopovací síly chapadla $F=630\text{N}$ bylo možné stanovit následující závislost třecí síly na úhlu sklonění prizmatu a úhlu jeho sevření (Graf 5.1). Jednotlivé křivky grafu znázorňují závislost třecí síly na úhlu sklonění prizmatu pro jednotlivé konfigurace úhlu sevření prizmatu. Z tohoto grafu je patrné, že třecí síla roste se zvětšováním úhlu sevření a naopak klesá s poklesem úhlu sklonění celého prizmatu.



Graf 5.1 Závislost třecí síly na úhlu sklonění prizmatu a úhlu jeho sevření
Zdroj: vlastní zpracování

Optimálním řešením je najít takovou hraniční konfiguraci úhlů, od které nebude na součást působit žádná síla ve směru jejího předpokládaného pohybu (kromě síly gravitační). Je proto nutné stanovit další závislost, která reprezentuje i velikost vytlačující síly (Graf 5.2). Křivky v grafu, které jsou zobrazeny nepřerušovanou čarou, jsou tytéž křivky jako ve výše uvedeném grafu (Graf 5.1). Křivky, které jsou zobrazeny čerchovaně, reprezentují závislost vytlačující síly na úhlu sklonění prizmatu pro jednotlivé úhly sevření prizmatu a barevně korespondují s křivkami třecích sil.



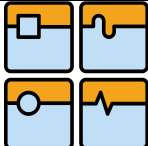
Graf 5.2 Závislost třecí a vytlačující síly na úhlu sklonění prizmatu a úhlu jeho sevření
Zdroj: vlastní zpracování

Z grafu vyplývá, že hranice, kdy na součást nepůsobí žádná síla ve směru jejího předpokládaného pohybu (průsečík křivek F_v a F_t) je dána určitým úhlem sklonění prizmatu a je nezávislá na volbě úhlu sevření prizmatu. Průsečík křivek F_v a F_t je reprezentován rovnicí:

$$F_v(\alpha, \beta) = F_t(\alpha, \beta) \quad (5.6)$$

kde hledanou proměnnou je úhel sklonění prizmatu a úhel sevření prizmatu je konstantní. Dosazením do rovnice (5.6) z rovnic (5.1),(5.2),(5.3),(5.4),(5.5) a následnou úpravou byl získán vztah pro výpočet hraničního úhlu sklonění prizmatu,

$$\alpha = \arctg(f) \quad (5.7)$$

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 37
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

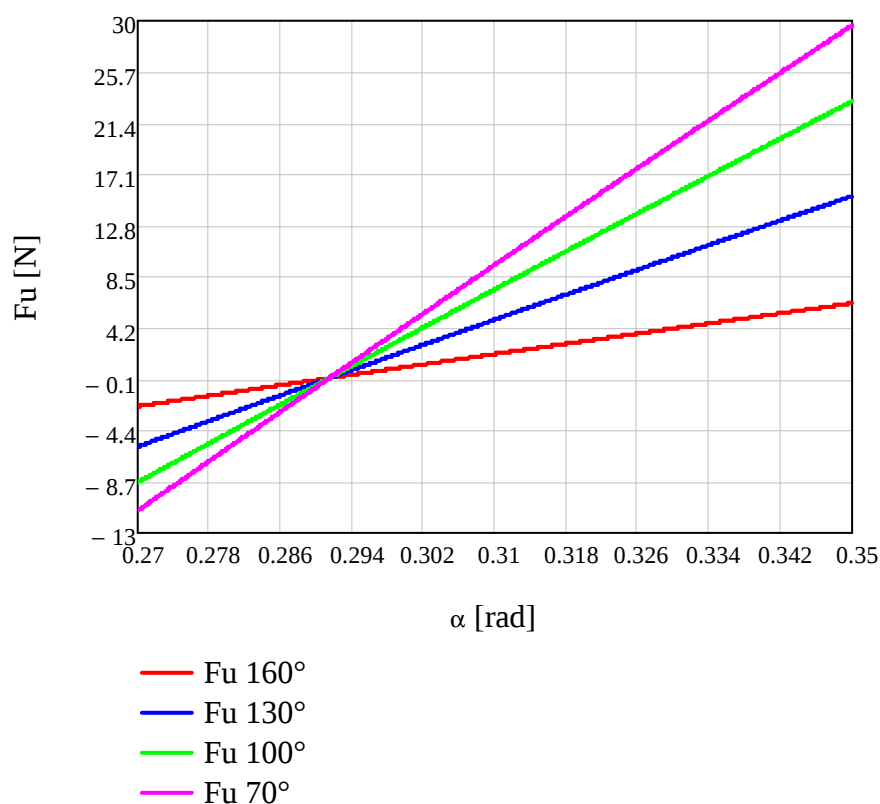
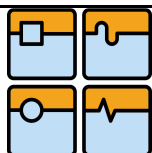
Z rovnice (5.7) vyplývá, že hraniční úhel závisí pouze na koeficientu tření dané konfigurace styčných povrchů.

Je možné definovat výslednou sílu působící na součást:

$$F_u = F_v - F_t \quad (5.8)$$

kdy kladný směr této síly je definován ve směru předpokládaného pohybu součásti.

Následující graf (Graf 5.3) zobrazuje vliv úhlu sevření prizmatu na velikost výsledné síly působící na součást, kdy jako úhel sklonu prizmatu není použit hraniční nebo pro uchopení součásti příznivější úhel. V grafu je zajímavá především oblast nad hraničním úhlem, která reprezentuje vznik sil, které nepříznivě působí na uchopovanou součást a vytlačují ji ze sevření. Je patrné, že čím je menší úhel sevření prizmatu, tím menší je působící síla.

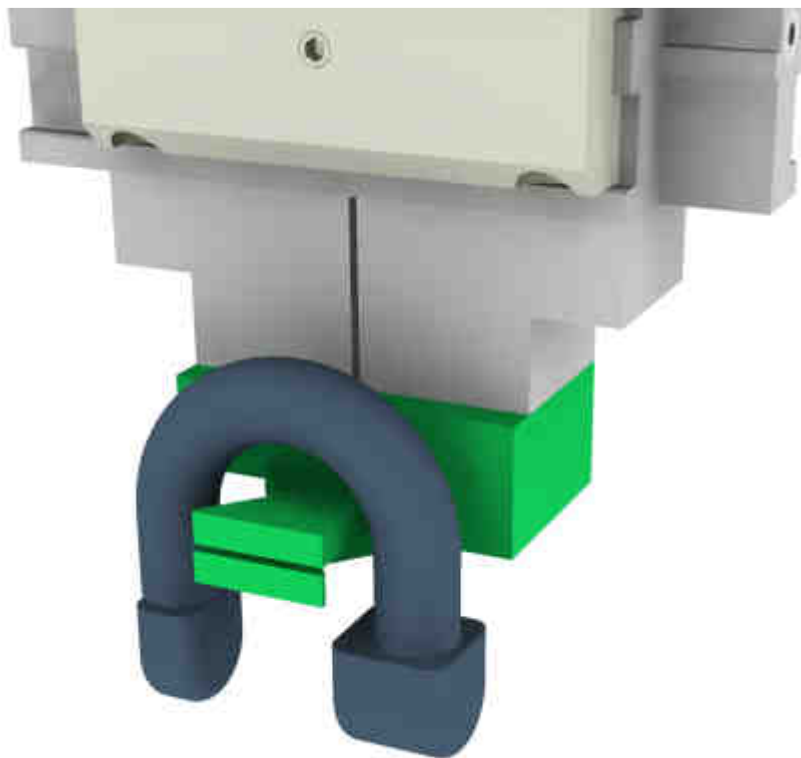


Graf 5.3 Závislost celkové síly na úhlu sklopení a sevření prizmatu
Zdroj: vlastní zpracování

V této části práce byly stanoveny výpočtové vztahy pro ověřování a dimenzování chapadla. Tyto poznatky budou dále použity pro návrh konkrétního chapadla.

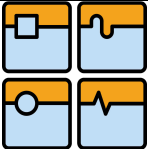
5.2 Alternativní způsob uchopení

V průběhu návrhu chapadla byl uvažován i jiný způsob uchopení součásti. Tento způsob by se dal nejpřesněji popsat jako zrcadlově obrácený ke způsobu uchopení, který byl popsán v předešlém textu. Při tomto způsobu uchopení čelisti chapadla podkovu nesvírají, ale rozevírají a přitlačný válec netahá součást nahoru, ale naopak ji tlačí dolů. Popisovaný způsob bez zobrazení přitlačného válce je zobrazen na následujícím obrázku. (Obr. 5.3)



Obr. 5.3 Model vnitřního uchopení součásti
Zdroj: vlastní zpracování

Tento způsob uchopení, i když poskytuje větší bezpečnost uchopení vůči nechtěnému uvolnění předmětu, nebyl použit z důvodu nutnosti miniaturizace čelistí. To by samozřejmě vedlo k minimalizaci nosných průřezů a nedostatečné únosnosti.

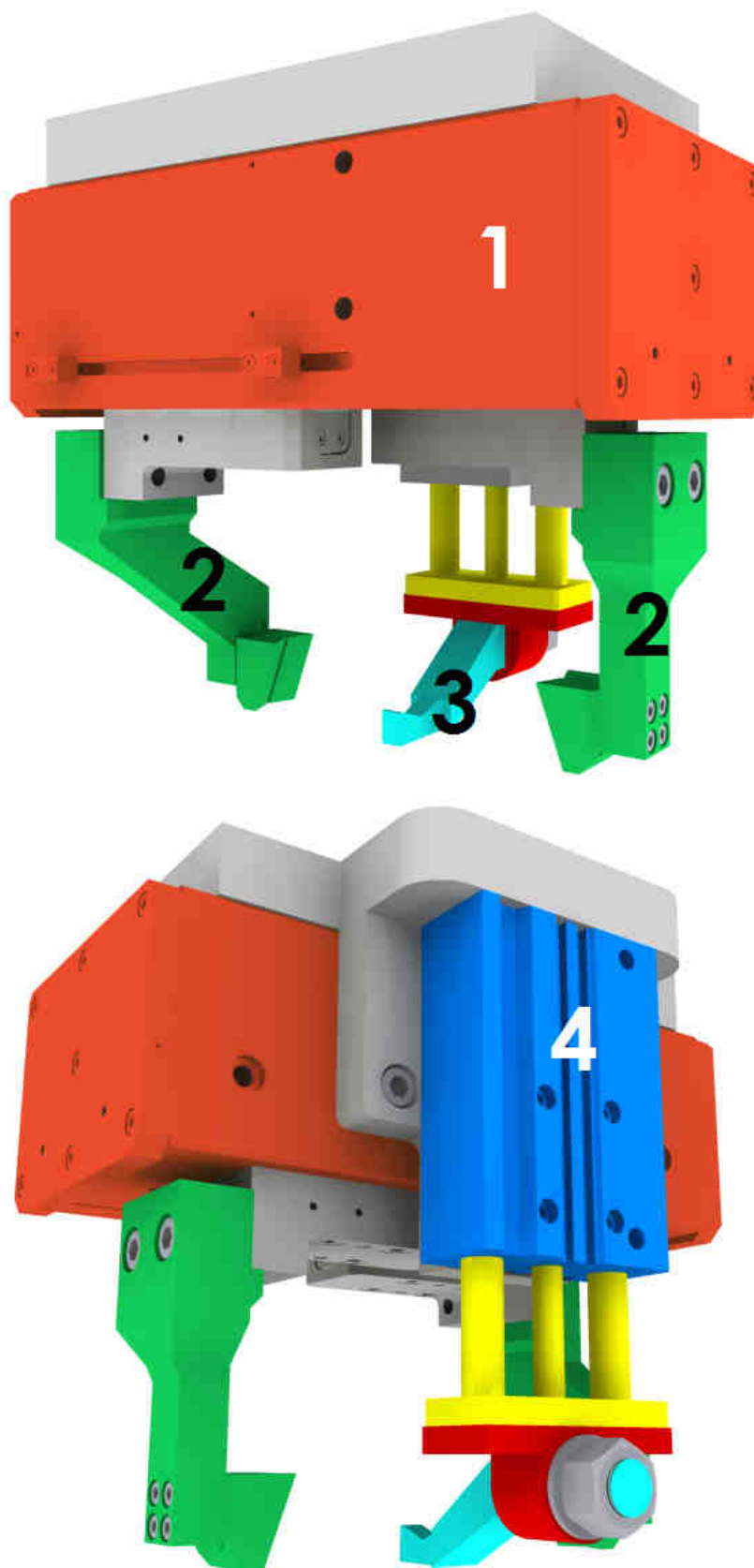
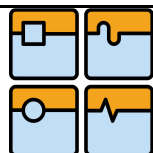
	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 40
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

6 Návrh chapadla

V následující části bude popsán proces návrhu chapadla a jeho tři uvažované varianty. Jednotlivé varianty se liší jak konstrukčním uspořádáním a použitými chapadly tak uvažovaným výrobním sortimentem. Všechny návrhové varianty ovšem využívají stejný princip uchopení součásti, který byl popsán výše.

6.1 Varianta A – celý výrobní sortiment

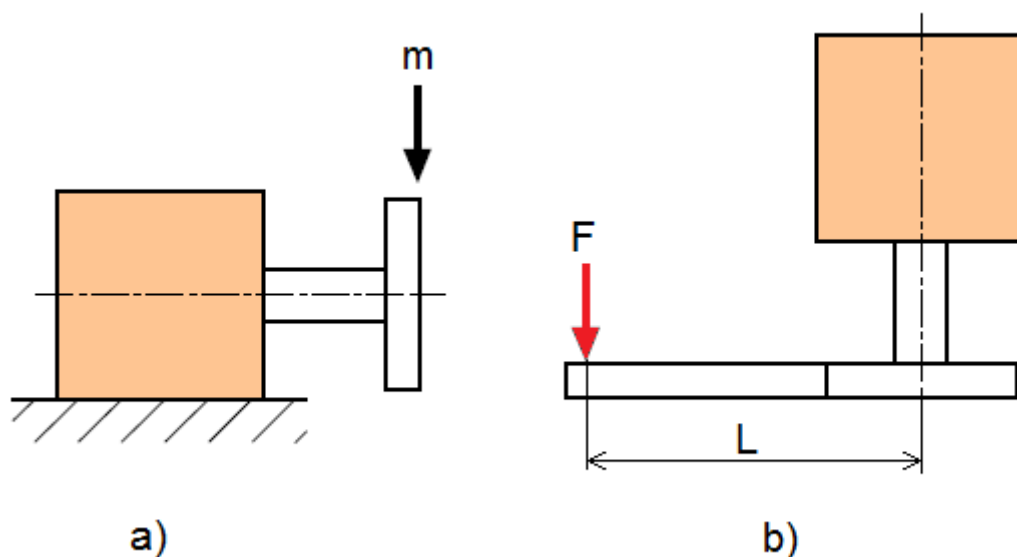
V počátcích návrhu bylo uvažováno takové chapadlo, které by mohlo bezpečně uchopit součásti zahrnující celý výrobní sortiment. Původní návrh takového chapadla je zobrazen na obrázku (Obr. 6.1).



Obr. 6.1 Model chapadla – Varianta A
Zdroj: vlastní zpracování

Základem tohoto systému je chapadlo společnosti **SHUNK PFH 50-100** (Obr. 6.1,1), které bylo vybráno z důvodů velkého zdvihu (100mm na jednu čelist). Pro pohon prizmatického nosu (Obr. 6.1, 3) a zároveň i k jeho vedení byl použit kompaktní válec s vedením **SMC MGP 40 – 100** (Obr. 6.1, 4), válec s průměrem pístu 40mm a zdvihem 100mm. Čelisti se skládají ze dvou částí (Obr. 6.1, 2) a to z těla čelisti a skloněné prizmatické vložky, jedno tělo čelisti je vyhnuté, z důvodu přiblížení místa uchopení k prizmatickému nosu a tím pádem minimalizaci ohybového momentu působícího na vedení kompaktního válce.

Problémem této varianty je právě ohybový moment působící na vedení kompaktního válce. Dle parametrů udávaných výrobcem toto vedení nedisponuje dostatečnou únosností pro dané konstrukční uspořádání chapadla. Bohužel výrobce neudává dovolený ohybový moment, ale jenom maximální hmotnost zátěže m dle obrázku (Obr. 6.2a). Z této zátěže byl pro maximální vysunutí vedení vypočítán dovolený ohybový moment. Z hodnoty tohoto momentu byla stanovena maximální uchopovací síla pro dané konstrukční uspořádání, tedy vzdálenost působící síly od osy válce $L=30\text{mm}$ (Obr. 6.2b). Tyto hodnoty jsou zpracovány v tabulce (Tab. 6.1).



Obr. 6.2 Zatížení vedení válce

Zdroj: (SMC, 2010a), vlastní zpracování

Tab. 6.1 Parametry kompaktních válců

Průměr pístu [mm]	Uchopovací síla pro 0,2Mpa [N]	Max. zátěž [kg]	Max. moment [Nm]	Max. uchopovací síla [N]	Rezerva silového působení
12	17	0,59	0,57879	19,293	2,293
16	30	0,8	0,7848	26,16	-3,84
20	47	1,37	1,34397	44,799	-2,201
25	76	1,92	1,88352	62,784	-13,216
32	121	2,85	2,79585	93,195	-27,805
40	211	3,25	3,18825	106,275	-104,73
50	330	5,37	5,26797	175,599	-154,4
63	561	6,54	6,41574	213,858	-347,14
80	907	9,61	9,42741	314,247	-592,75
100	1429	14,1	14,6169	487,23	-941,77

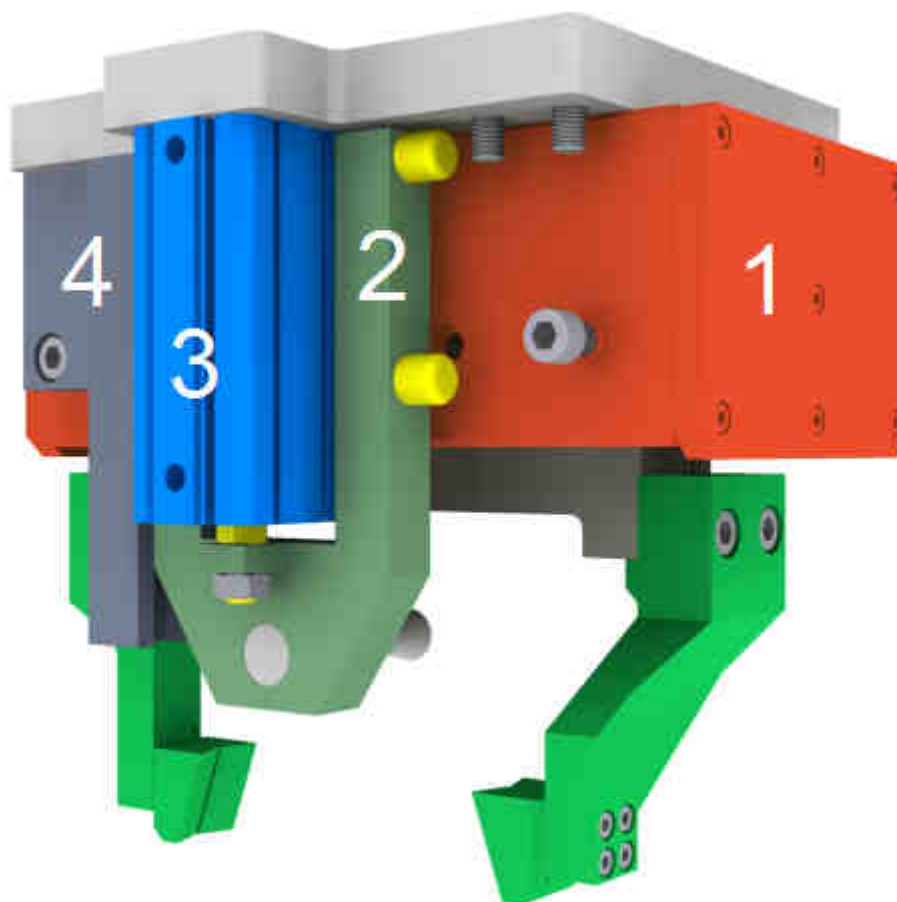
Zdroj:(SMC, 2010a), vlastní výpočty

Jako uchopovací síla byla uvažována teoreticky nejmenší síla, kterou je schopen pneumatický válec vyvodit¹ při nejmenším provozním tlaku **0,2Mpa**. I přes tuto skutečnost dosahovalo dostatečné únosnosti pouze vedení na pneumatickém válci s průměrem pístu **12mm**. Pro pneumatické válce s větším průměrem pístu nedisponuje vedení dostatečnou únosností a tudíž nelze uvažované konstrukční uspořádání použít. Tato skutečnost je zřejmá z posledního sloupce tabulky “Rezerva silového působení”.

6.2 Varianta B – celý výrobní sortiment

Varianta B má podobné konstrukční uspořádání jako výše popsaná první varianta A, s tím rozdílem že pneumatický kompaktní válec s vedením **SMC MGP 40 – 100** je v této variantě nahrazen kompaktním pneumatickým válcem **SMC C55B40 – 80** (Obr. 6.3, 3). Tento válec má průměr pístu **40mm** a zdvih **80mm**. Pro tento válec by bylo nutné vyrobit speciální vedení prizmatického nosu (Obr. 6.3, 2). Také tato varianta má takové konstrukční uspořádání, které umožňuje bezpečné uchopení celého výrobního sortimentu a využívá stejného chapadla **SHUNK PFH 50-100** (Obr. 6.3, 1).

¹ Je nutno podotknout, že tato síla by byla pro velkou část uchopovaných součástí nedostatečná a bylo by nutné uvažovat ještě větší uchopovací sílu, což by vedlo k ještě většímu namáhání vedení.



Obr. 6.3 Model chapadla – Varianta B
Zdroj: vlastní zpracování

Vedení prizmatického nosu pro podepření uchopované součásti je tvořeno hliníkovou součástí tvaru písmene „U“. Na každé straně je opatřena dvojicí třecích segmentů, které jsou uloženy ve dvojici lišt s vedením (Obr. 6.3, 4, pro názornost je zobrazeno pouze jedno vedení), toto řešení poskytuje vyšší únosnost než integrované vedení pneumatického válce řady **MGP** v předchozí konstrukční variantě.

6.3 Zhodnocení konstrukčních variant A a B

Výhodou konstrukčních variant, které byly popsány, je schopnost uchopení celého výrobního sortimentu spojovacích článků řetězů společnosti Pewag. Tato schopnost je ovšem vykoupena velikou hmotností celého systému viz. tabulky (Tab. 6.2, Tab. 6.3).

Tab. 6.2 Hmotnosti součástí varianta A

	Hmotnost [kg]
Chapadlo SCHUNK PFH 50-100	12,60
Pneumatický válec s vedením SMC MGP 40 – 100	3,29
Čelisti	0,61
Prizmatický nos	0,29
Příruba	0,60
Normalizované součásti	0,92
	18,31

Zdroj: vlastní zpracování

Tab. 6.3 Hmotnosti součástí varianta B

	Hmotnost [kg]
Chapadlo SCHUNK PFH 50-100	12,60
Pneumatický válec SMC C55B40 – 80	0,78
Čelisti	0,61
Prizmatický nos	0,15
Vedení	0,87
Příruba	0,52
Normalizované součásti	0,87
	16,40

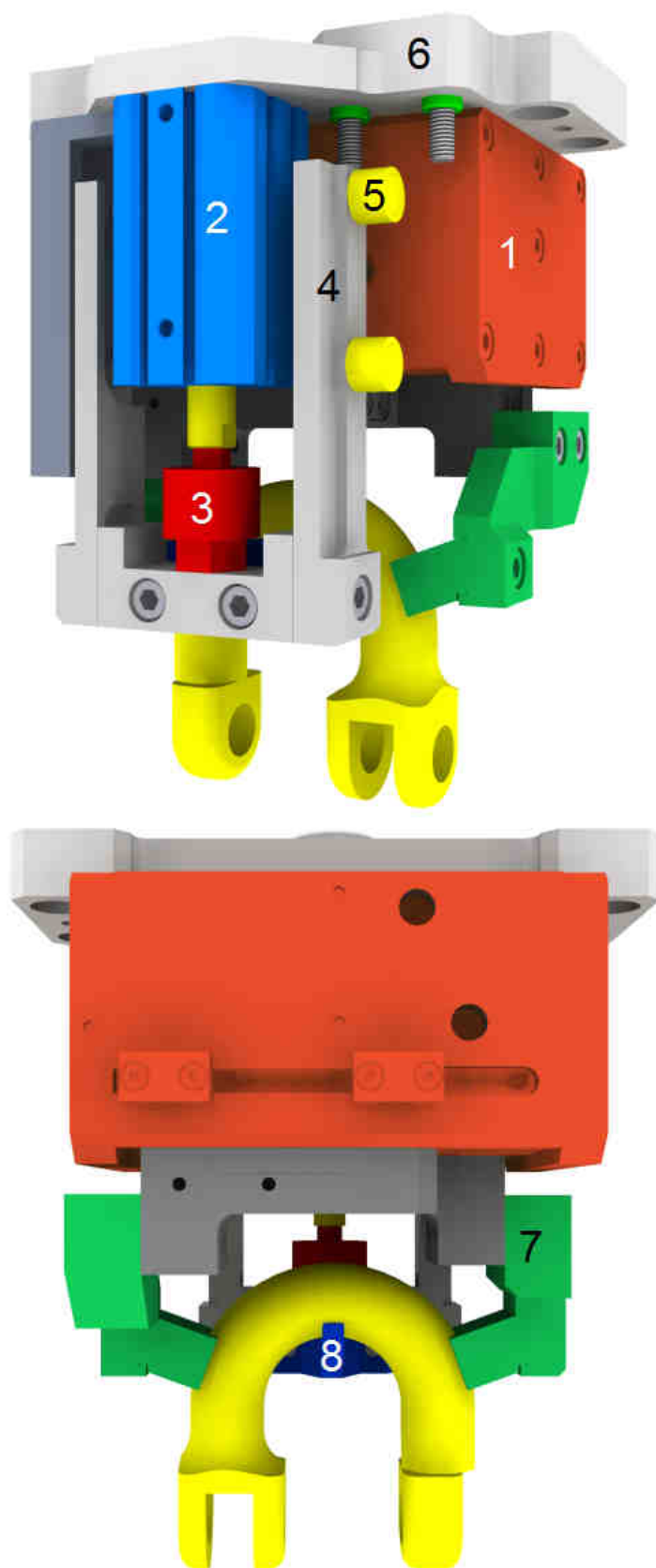
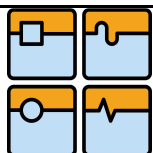
Zdroj: vlastní zpracování

Z tabulek je zřejmé, že obě konstrukční varianty disponují značnou hmotností. Varianta A, která je nevyhovující z hlediska únosnosti vedení válce je navíc o necelé dva kilogramy těžší než varianta B a je tedy i z tohoto hlediska nevhodná. Varianta B je z hlediska hmotnosti výhodnější ovšem její hmotnost je **16,4kg** bez manipulované součásti (jejíž maximální hmotnost je 8,46) není tedy vhodná pro použití na průmyslovém robotu **KUKA KR16** jehož maximální nosnost je **16kg**. Tato varianta byla také označena jako nevhodná pro další zpracování.

Předpoklad návrhu takového konstrukčního řešení, které by dovolilo uchopovat celý výrobní sortiment, tedy nemohl být splněn a muselo se přistoupit k omezení rozpětí součástí, které je možno chapadlem uchopovat.

6.4 Varianta C – omezený výrobní sortiment

Z důvodů, které byly popsány v předchozí podkapitole, byl omezen uvažovaný výrobní sortiment na spojovací články řetězu typu **CW 7** až **CW 16** (viz. Obr. 4.3). Pro tento výrobní sortiment bylo navrženo chapadlo, které je zobrazeno na následujícím obrázku (Obr. 6.4)



Obr. 6.4 Model chapadla – Varianta C
Zdroj: vlastní zpracování

V této variantě bylo použito chapadlo **SCHUNK PFH 30** (Obr. 6.4, 1), které má zdvih na jednu čelist **30mm**, což je pro omezený výrobní sortiment dostatečná hodnota. Na chapadle je namontována dvojice čelistí se skloněnými prizmatickými vložkami (Obr. 6.4, 7). Jedna čelist je vyhnutá z důvodu posunutí místa uchopení blíže k podpěrnému prizmatickému nosu a tím pádem snížením ohybového momentu působícího na vedení (Obr. 6.4, 4). To je konstrukčně podobné k principu varianty *B*, s tím rozdílem, že je složeno ze tří částí, z důvodu úspory materiálu při obrábění. Třecí segmenty z varianty *B* jsou dále v této variantě nahrazeny valivými rolnami společnosti **MISUMI** (Obr. 6.4, 5), které minimalizují třecí síly, což vede k menším ztrátám výkonu pneumatického válce. Jako pohon vedení prizmatického nosu je použit kompaktní pneumatický válec **SMC C55B25 – 30** (Obr. 6.4, 2), o průměru pístu 25mm a zdvihu 30mm. Specifikace pneumatického válce je uvedena v příloze (Příloha E3). Za pneumatickým válcem je dále řazen kompenzátor (Obr. 6.4, 3). Ten vyrovnává možné deformace vedení, tak aby byl pneumatický válec zatížen pouze axiální silou. Tento kompenzátor dovoluje úhlovou výchylku v rozsahu $\pm 5^\circ$ a nesouosost $\pm 0,5\text{mm}$ (SMC, 2010b).

Tato varianta byla vybrána jako vyhovující proto bude v následujícím textu této práce popsána podrobněji.

6.4.1 Výpočet silových poměrů

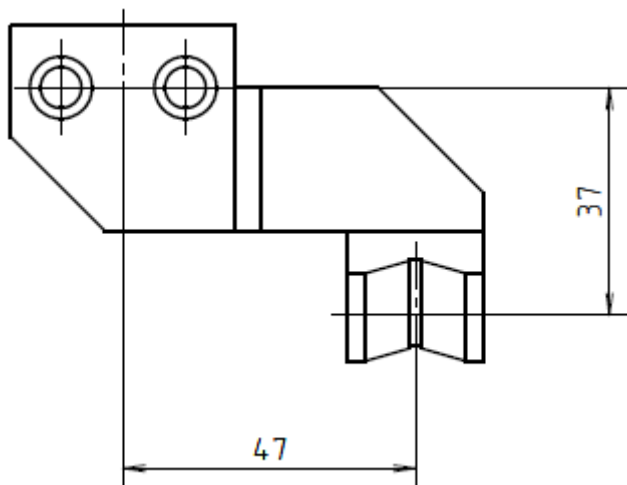
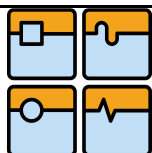
Pro výpočet silových poměrů při uchopování součásti je nutné znát základní parametry chapadla, především pak uchopovací sílu. Základní parametry jsou uvedeny v tabulce (Tab. 6.4), kompletní specifikace chapadla je uvedena v příloze (Příloha E2).

Tab. 6.4 Parametry chapadla SCHUNK PFH 30

Zdvih na čelist	[mm]	30
Síla při zavření	[N]	630
Síla při otevření	[N]	570
Hmotnost	[kg]	2.65
Nominální tlak	[bar]	6

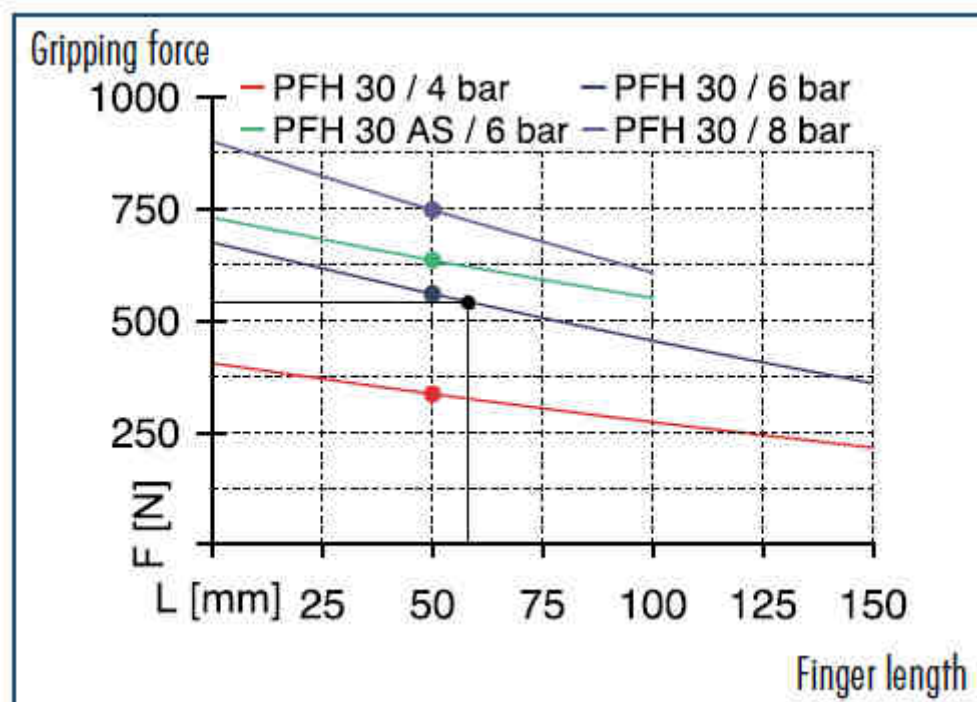
Zdroj: vlastní zpracování

Společnost SCHUNK pro svoje chapadla udává graf závislosti uchopovací cíly na délce čelisti. Je tedy nutné uchopovací sílu upravit dle tohoto grafu. Jelikož jedna čelist je vyhnutá a tím pádem i delší byl pokles uchopovací síly zjištěn pro tuto čelist. Rozměry této čelisti jsou zobrazeny na obrázku (Obr. 6.5).

**Obr. 6.5** Základní rozměry vyhnuté čelisti

Zdroj: vlastní zpracování

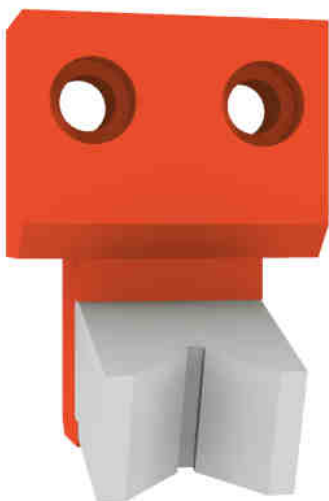
Jednoduchým výpočtem lze stanovit vzdálenost místa uchopení od upevnění čelisti a to **59mm**. Zanesením této hodnoty do grafu (Graf 6.1) bylo zjištěno, že uchopovací síla poklesne minimálně a to na hodnotu přibližně **620N**.

**Graf 6.1** Závislost délky čelisti na uchopovací síle pro chapadlo SCHUNK PFH 30

Zdroj: (SCHUNK, 2010b)

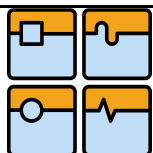
Jak bylo uvedeno v kapitole 5.1.1 (Stanovení silových poměrů na uchopovacím segmentu, strana 32), hraniční úhel sklonění prizmatu, při kterém na součást nepůsobí žádná síla ve směru jejího předpokládaného pohybu závisí pouze na koeficientu tření mezi styčnými plochami dle vztahu (5.7). Z důvodu nutnosti uchopení součásti nad plochami určenými pro broušení byl zvolen úhel sklopení prizmatu **20°** a pro bezpečného uchopení ve směru kolmém na dělicí rovinu prizmatu byl zvolen úhel sevření prizmatu **100°**.

Optimálním řešením problému tedy je dosáhnout takového koeficientu tření mezi styčnými plochami prizmatu a uchopované součásti aby hraniční úhel byl větší nebo roven zvolenému úhlu sklopení prizmatu, tedy **20°**. Za tímto účelem byly zpracovány tři varianty provedení prizmatu pro tři různé koeficienty tření.



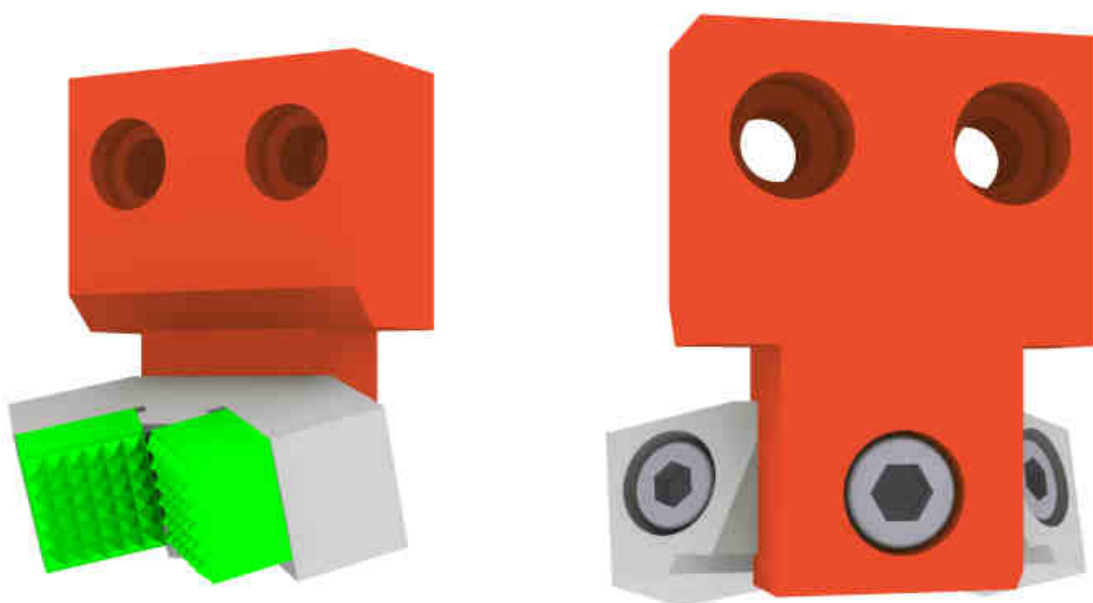
Obr. 6.6 Prizmatická vložka A
Zdroj: vlastní zpracování

Na obrázku (Obr. 6.6) je zobrazena nejjednodušší varianta prizmatické vložky, pro kterou byl stanoven koeficient tření o velikosti **$f=0,3$** . Výhodou této varianty je výrobní jednoduchost.

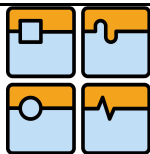


Obr. 6.7 Prizmatická vložka B
Zdroj: vlastní zpracování

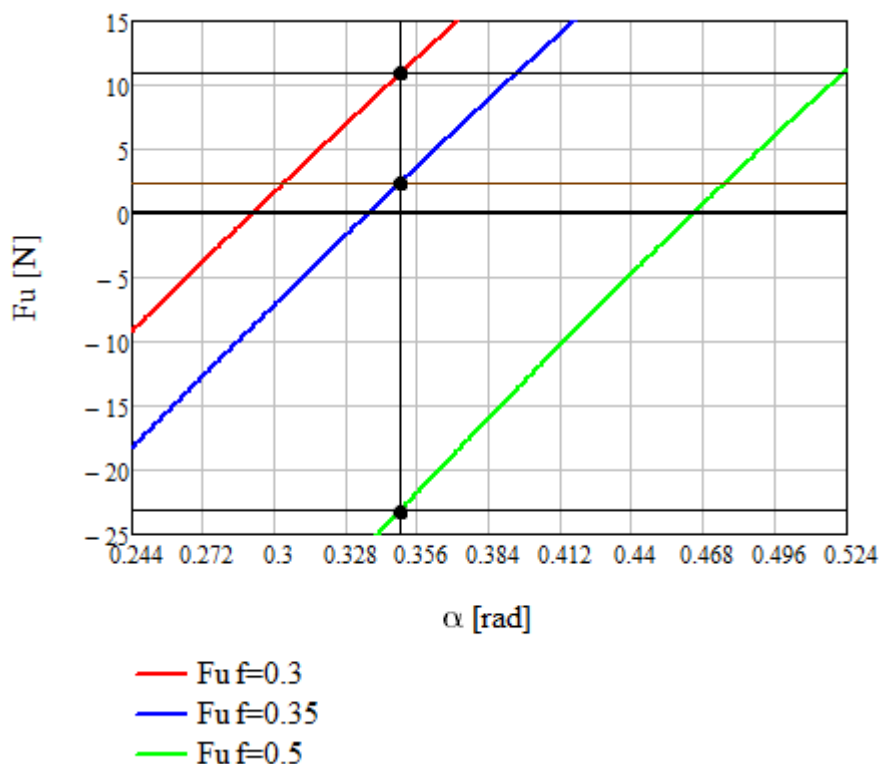
Druhá varianta provedení čelisti, která je zobrazena na obrázku, (Obr. 6.7) využívá jako třecí plochu pryžovou vložku společnosti SCHUNK (viz. Příloha E4). Společnost SCHUNK pro tento výrobek udává koeficient tření v rozmezí $f=0,3$ až $0,4$. Pro výpočty byla uvažována hodnota koeficientu tření $f=0,35$.



Obr. 6.8 Prizmatická vložka C
Zdroj: vlastní zpracování



Poslední varianta provedení prizmatické vložky je zobrazena na obrázku (Obr. 6.8). Využívá vložky společnosti SCHUNK HM 15 (viz. Příloha E5) se speciální úpravou povrchu. Jedná se o malé výstupky tvaru pyramidy, které do jisté míry proniknou do uchopované součásti, a jedná se tedy spíše o tvarový styk. Pro tuto variantu byl odhadnut koeficient tření $f=0,5$, který ve skutečnosti může být větší.



Graf 6.2 Závislost výsledné síly na koeficientu tření a sklonění prizmatu
Zdroj: vlastní zpracování

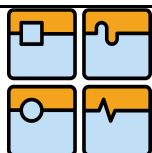
Z grafu závislosti výsledné síly na koeficientu tření (Graf 6.2), který byl zkonstruován pro úhel sklopení prizmatu 20° a úhel sevření prizmatu 100° je patrné, že pouze poslední varianta, využívající tvarových vložek, nevytváří silové působení, které by negativně ovlivňovalo uchopení dané součásti. Hodnoty z tohoto grafu jsou vyčísleny v následující tabulce (Tab. 6.5).

Tab. 6.5 Výsledná uchopovací síla pro úhel 20°

Koeficient tření	0,3	0,35	0,5
Hraniční úhel [°]	16,7	19,3	26,6
Výsledná síla [N]	10,9	2,4	-23,2

Zdroj: vlastní zpracování

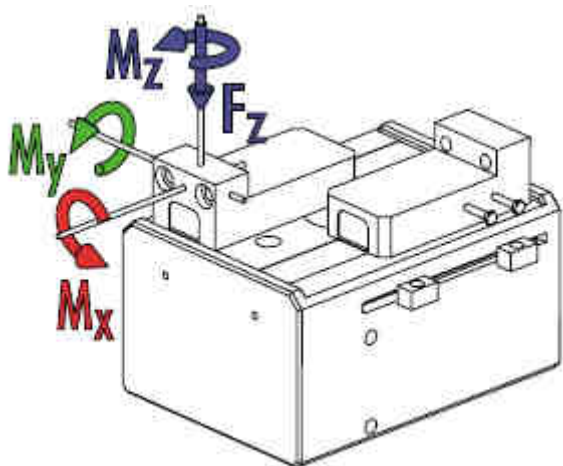
I přesto, že první varianta prizmatické vložky není pro dané použití ideální, byla vybrána pro realizaci z hlediska nejjednodušší výroby a nejnižší ceny. Výhodou všech tří variant je skutečnost že mají stejné připojovací rozměry, proto je možné po případném neúspěchu



experimentu s první variantou prizmatické vložky využít vložku jinou, která bude poskytovat větší hodnotu koeficientu tření a tím pádem i příznivější hodnotu hraničního úhlu.

6.4.2 Kontrola zvoleného chapadla

Společnost SCHUNK udává pro svoje chapadla maximální přípustné momenty a síly, které mohou působit na jednu čelist chapadla. Zobrazení označení a směru těchto momentů jsou zobrazeny na obrázku (Obr. 6.9).



Obr. 6.9 Zatížení čelistí chapadla SCHUNK PFH 30
Zdroj: (SCHUNK, 2010b)

Maximální hodnoty pro zobrazené síly a momenty jsou uvedeny v následující tabulce (Tab. 6.6).

Tab. 6.6 Dovolené hodnoty zatížení čelistí chapadla SCHUNK PFH 30

M_x	[Nm]	30
M_y	[Nm]	95
M_z	[Nm]	45
F_z	[N]	1000

Zdroj: (SCHUNK, 2010b)

Pro výpočet skutečného silového působení na čelist chapadla byly stanoveny následující vztahy pro vodorovnou polohu chapadla:

$$M_x = mgl \quad (6.1)$$

$$M_y = F \cdot l \quad (6.2)$$

$$M_z = F \cdot a \quad (6.3)$$

pro chapadlo ve svislé poloze byly stanoveny následující vztahy:

$$M_y = (F + mg) \cdot l \quad (6.4)$$

$$M_z = (F + mg) \cdot a \quad (6.5)$$

kde význam jednotlivých veličin, spolu s jejich hodnotami pro uvažovaný případ, je zobrazen v následující tabulce (Tab. 6.7).

Tab. 6.7 Hodnoty pro výpočet zatížení chapadla SCHUNK PFH 30

F	[N]	350
Uchopovací síla na jednu čelist		
m	[kg]	0,5
Maximální hmotnostu uchopované součásti		
l	[mm]	37
Dálka čelisti		
a	[mm]	47
Vyhnutí čelisti		

Zdroj: vlastní zpracování

Maximální hodnoty zatížení pro svislou a vodorovnou polohu chapadla jsou zobrazeny v následující tabulce (Tab. 6.8).

Tab. 6.8 Hodnoty zatížení chapadla SCHUNK PFH 30

Mx	[Nm]	0,181
My	[Nm]	11,466
Mz	[Nm]	14,565

Zdroj: vlastní zpracování

Porovnáním dovolených hodnot zatížení z tabulky (Tab. 6.6) se skutečnými hodnotami zatížení pro danou konfiguraci (Tab. 6.8) je patrné, že silové působení na čelist chapadla nepřesáhne dovolené hodnoty zatížení udávané výrobcem.

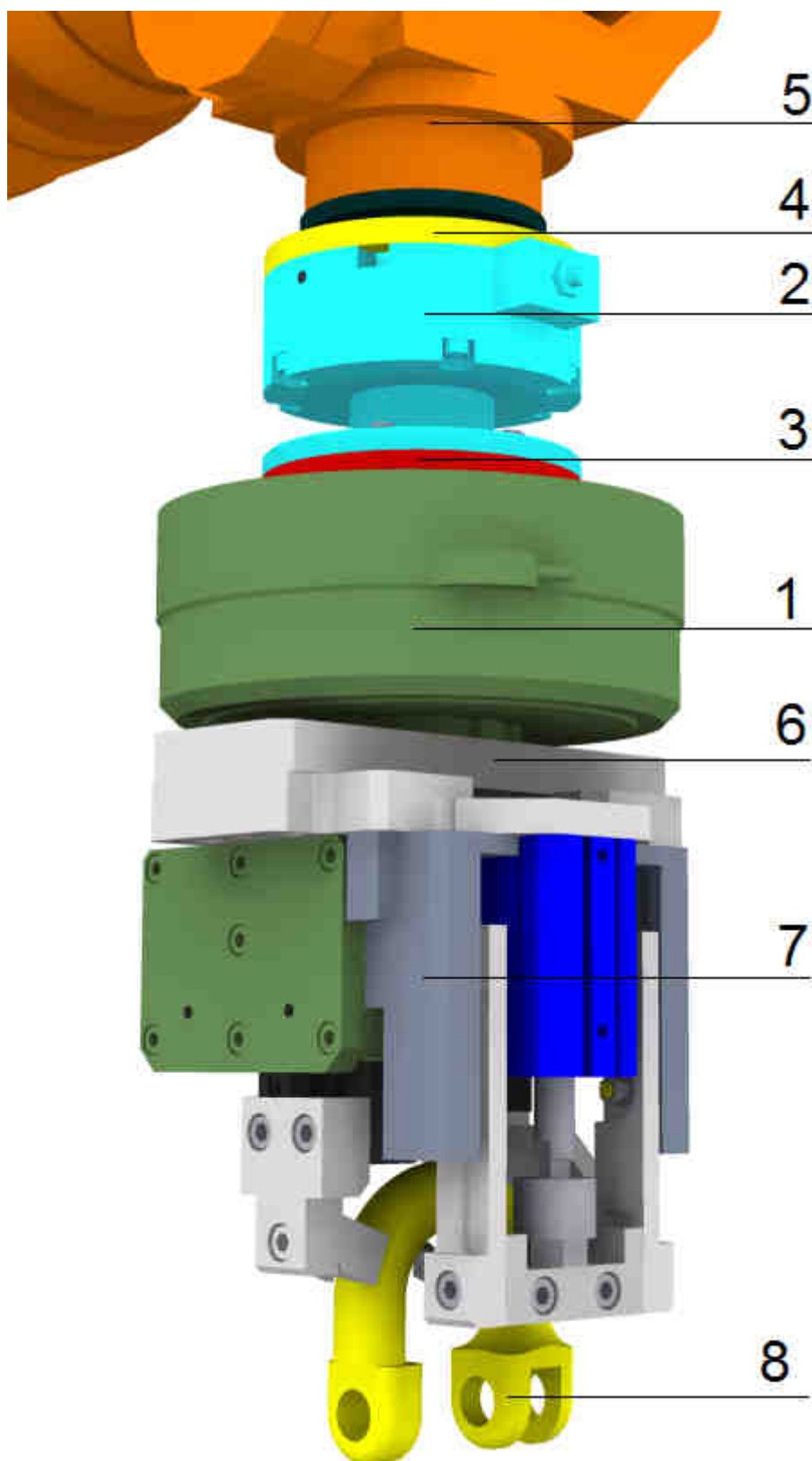
7 Popis použitých strojů a zařízení

Dle zadání byl pro silo-momentové řízení při broušení součástí uvažován průmyslový robot KUKA KR16 (Příloha E6).

Pro získávání informací o silovém působení na koncový efektor bude použit silo-momentový senzor SCHUNK FTC 50-80V (viz. Příloha E1), pro větší bezpečnost a ochranu silo-momentového senzoru bude použita kolizní ochrana SCHUNK OPS 100 (viz. Příloha E7). V ideálním případě by tato ochrana měla být umístěna na přírubě silo-momentového senzoru před koncem kinematického řetězce. Bohužel silo-momentový senzor SCHUNK FTC 50-80V je schopen měřit momenty jen do velikosti 7Nm a tato hranice by byla při popsané konfiguraci překročena. Proto byla kolizní ochrana uvažována před silo-momentovým senzorem v kinematickém řetězci. Model sestavení koncového efektoru se senzorem a kolizní ochranou je zobrazen na obrázku (Obr. 7.1).

Následuje popis jednotlivých komponent:

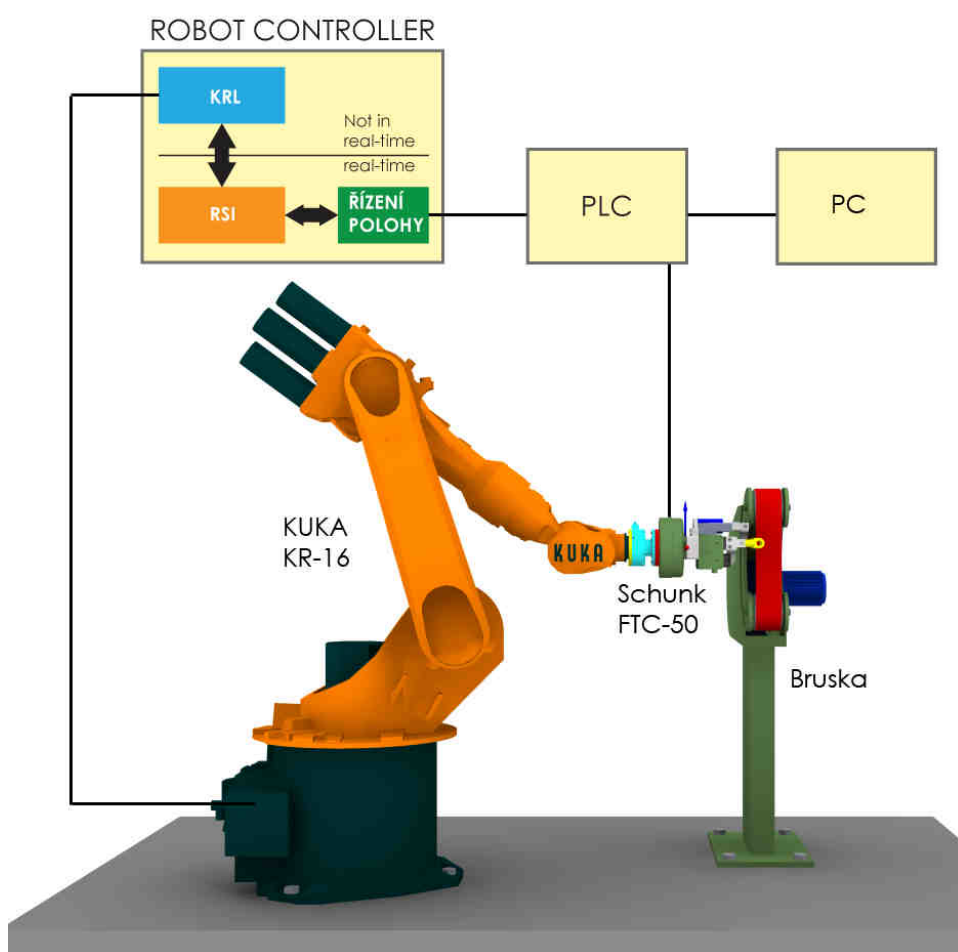
1. FTC senzor SCHUNK FTC-50,
2. kolizní ochrana SCHUNK OPS 100,
3. redukční příruba na ISO A50 SCHUNK A-OPS-R-A50,
4. redukční příruba na ISO A50 SCHUNK A-OPS-A50,
5. průmyslový robot KUKA KR16,
6. příruba pro připojení koncového efektoru k senzoru,
7. koncový efektor,
8. uchopovaná součást.



Obr. 7.1 Model koncového efektoru se senzorem a kolizní ochranou
Zdroj: vlastní zpracování

Jak je z předchozího popisu a z obrázku patrné, silo-momentový senzor bude umístěn na přírubě průmyslového robotu. Další možností, je umístit tento senzor stacionárně pod nástroj, ovšem v takovém uspořádání by senzor zaznamenával momenty způsobené změnou otáček vřetene nástroje, které by se musely dodatečně kompenzovat.

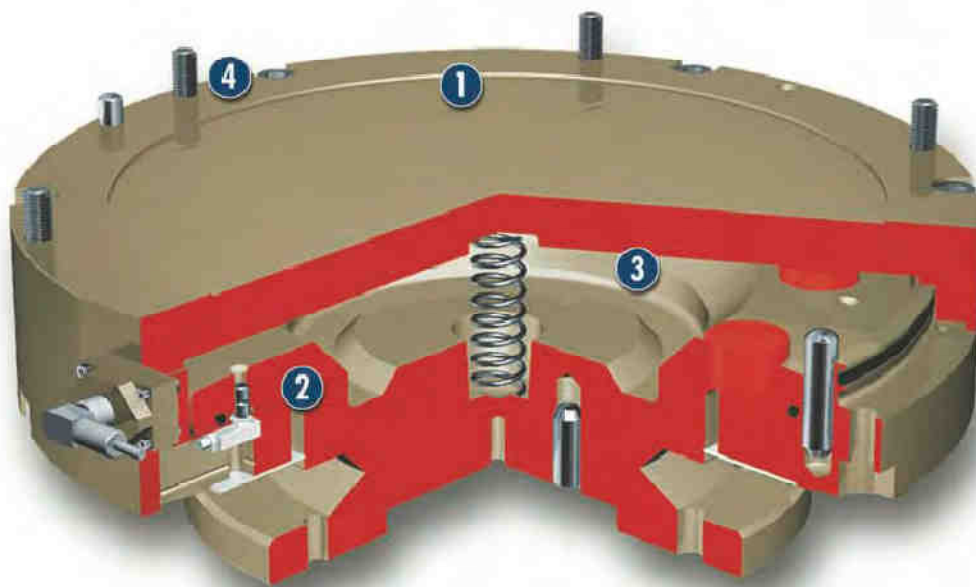
Na obrázku (Obr. 7.2) je zobrazeno hardwarové uspořádání komponent pro navrženou koncepci FTC řízení. O obsluhu silo-momentového senzoru se stará PLC, které z něj v určitých časových intervalech získává požadovaná data a provádí kompenzaci gravitace. Tato data jsou dále zpracovávána v bloku řízení polohy, kde se generuje regulační odchylka. S pomocí bloku RSI (Robot Sensor Interface), který je nadstavbou standardního řídicího systému, dojde k upravení trajektorie o tuto regulační odchylku.



Obr. 7.2 Propojení komponent pro FTC řízení
Zdroj: vlastní zpracování

7.1 Princip činnosti kolizní ochrany SCHUNK OPS 100

Jak již bylo uvedeno výše, pro větší bezpečnost celého systému a silo-momentového senzoru je v návrhu použita kolizní ochrana SCHUNK OPS 100 (Obr. 7.3).



Obr. 7.3 SCHUNK OPS 100
Zdroj: (SCHUNK, 2010c)

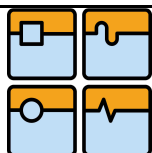
V prostoru mezi dvěma přírubami tohoto zařízení je místo pro tlakový vzduch (Obr. 7.3, 3). Pomocí tlaku média (tlakového vzduchu) lze plynule regulovat citlivost senzoru/ochrany. Když dojde k působení sil na přírubu senzoru, které vytvoří větší tlak, než je tlak nastavený uvnitř senzoru, dojde k uvolnění příruby a úniku tlakového vzduchu, což vede k poklesu tlaku uvnitř senzoru. Pokles tlaku je registrován pomocí senzoru (Obr. 7.3, 2). Na základě informací z tohoto senzoru dojde k zastavení činnosti robotu, tedy k ukončení všech pohybů. Opětovné spuštění programů je možné až po resetování systému.

7.2 RSI modul

Modul RSI neboli Robot Sensor Interface je přídavný technologický balík, který umožňuje následující funkce:

- Konfiguraci zpracování signálu v real-time systému řídicího systému robotu.
- Ovlivňování pohybu robotu nebo provádění programů na základě zpracování signálu.
- Konfiguraci datové výměny mezi řídicím systémem robotu a externím zařízením.
- Ovlivňování pohybu robotu a plánování trajektorie na základě externích dat.

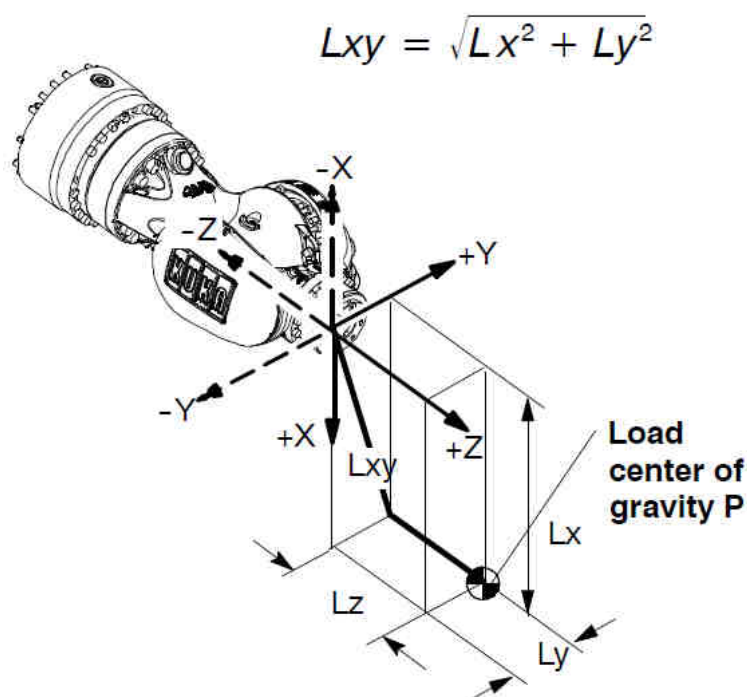
Tento modul tedy umožňuje přístup do polohové smyčky a následnou úpravu předem naplánované trajektorie na základě korekčních dat, která do řídicího systému robotu vstupují z externího zařízení.



7.3 Kontrola nosnosti robotu

Pro řešení praktické části diplomové práce byl uvažován průmyslový robot KUKA KR16, který má maximální nosnost **16kg**. Celková hmotnost chapadla spolu se senzorem a ostatním příslušenstvím (Obr. 7.1) je **8,554kg**. Výrobce ovšem udává menší nosnost pro větší vzdálenosti těžiště koncového efektoru od příruby. Vzdálenosti těžiště efektoru s respektováním značení výrobce uvedeného na obrázku (Obr. 7.4) jsou:

- $L_x = 20\text{mm}$
- $L_y = 4\text{mm}$
- $L_z = 180\text{mm}$

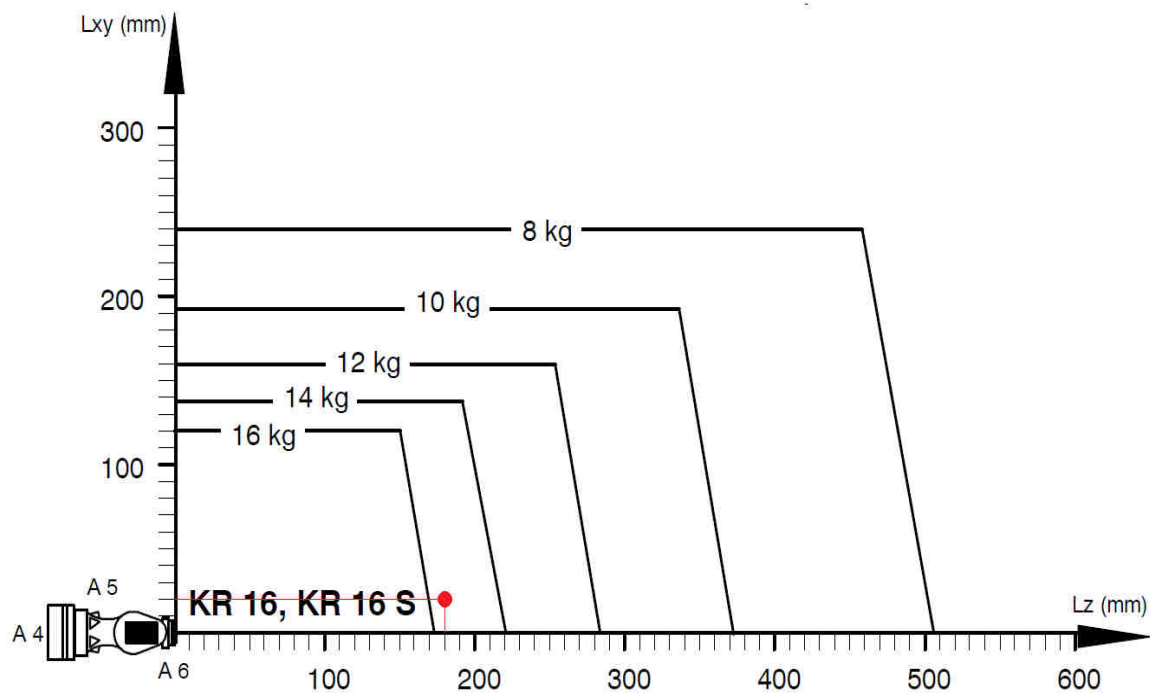


Obr. 7.4 Poloha těžiště efektoru pro robot KUKA KR16

Zdroj: (KUKA, 2003)

Z uvedených vzdáleností těžiště, které byly uvedeny pro případ, kdy je uchopena nejtěžší možná součást, byla vypočtena vzdálenost **$L_{xy} = 20.3\text{mm}$** .

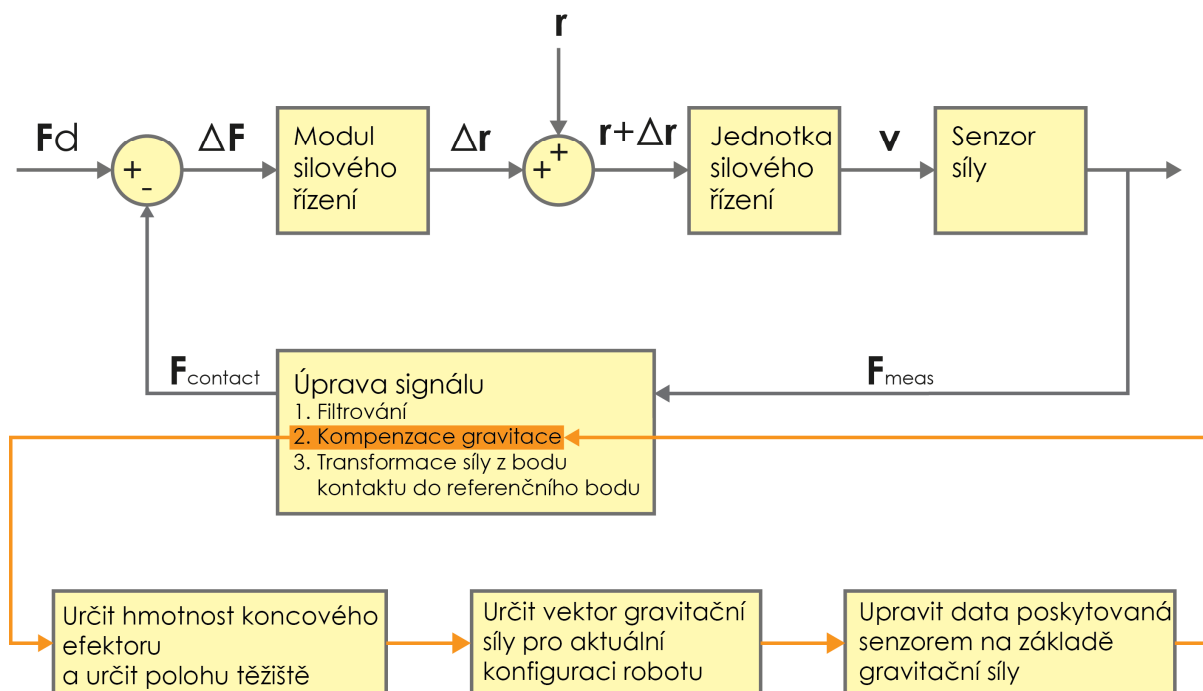
Na následujícím grafu (Graf 7.1) je zobrazena závislost nosnosti robotu na vzdálenosti těžiště od příruby. Červený bod značí konfiguraci pro dané chapadlo. Z grafu je tedy patrné, že nosnost robotu poklesne na **14kg**. I to je ovšem dostatečné, jelikož hmotnost chapadla i s nejtěžší možnou součástí (**1,1kg**) je **9,7kg**.



Graf 7.1 Závislost nostnosti robotu KUKA KR16 na vzdálenosti těžiště efektoru od příruby robotu
Zdroj: (KUKA, 2003)

8 Princip řízení a úprava signálu

Jak již bylo uvedeno v teoretické části této práce, řešení praktického problému vychází z teorie aktivního paralelního řízení. Schéma tohoto řízení je uvedeno na obrázku (Obr. 8.1).



Obr. 8.1 Schéma řídicího systému
Zdroj: (ABB, 2009)

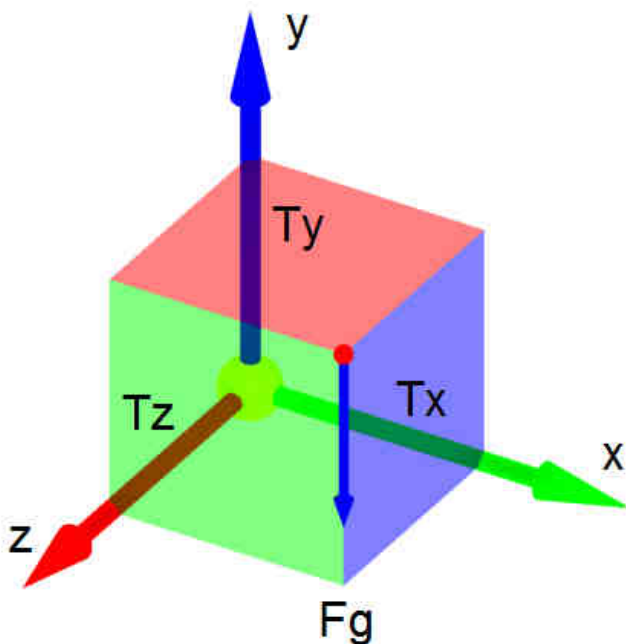
Prvním blokem na tomto schématu je *modul silového řízení*. Ten na základě rozdílu požadované síly, která má působit v místě styku pro konkrétní polohu F_d a kontaktní síly v tomto místě $F_{contact}$, generuje potřebnou regulační odchylku polohy reprezentovanou vektorem Δr . Tento vektor je dále porovnáván s vektorem požadované polohy r a do bloku *jednotka silového řízení* vstupuje upravený o regulační odchylku tedy $r + \Delta r$, blok *jednotka silového řízení* potom na základě těchto informací generuje vektor požadovaného pohybu robotu v .

Na schématu řídicího systému je znázorněna i úprava signálu poskytovaného silo-momentovým senzorem F_{meas} , který se v bloku *úprava signálu* musí filtrovat (šum by mohl zapříčinit generování regulační odchylky i v případě, že by na koncový efektor nepůsobila žádná síla). Dále je v tomto bloku provedena kompenzace gravitační síly, o které pojednává následující kapitola.

8.1 Kompenzace gravitační síly

Při snímání sil a momentů pomocí silo-momentového senzoru dochází k rozkladu gravitačního vektoru do jednotlivých složek souřadného systému senzoru, který vůči světovému souřadnému systému mění svojí polohu i natočení. Na výstupu senzoru tedy nejsou pouze informace o působení vnějšího prostředí na koncový efektor, ale i informace o vlivu vlastní tíhy koncového efektoru v gravitačním poli země. Tento vliv je třeba vhodným způsobem kompenzovat.

V dalším textu bude popsáno, jakým způsobem dochází k rozkladu vektoru gravitační síly do jednotlivých složek souřadného systému senzoru a tím ke vzniku momentů pro rotace kolem jednotlivých os světového souřadného systému.



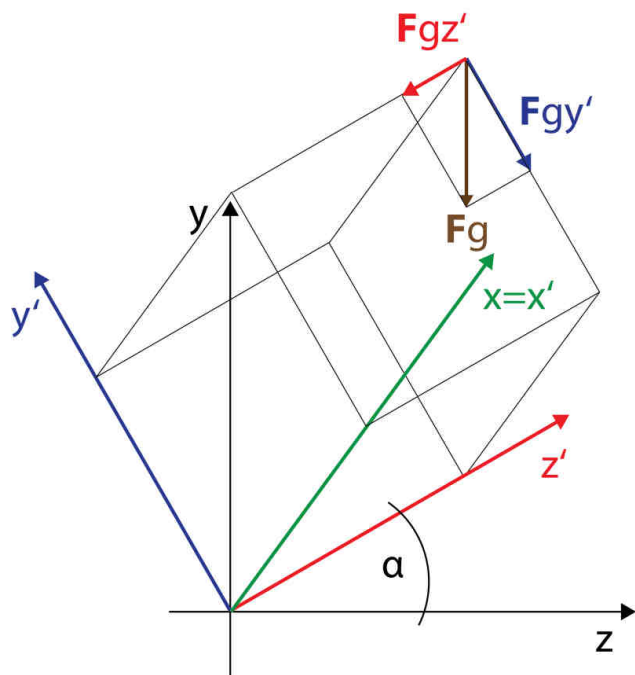
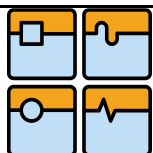
Obr. 8.2 Definice souřadného systému pro odvození kompenzace vlivu gravitační síly.
Zdroj: vlastní zpracování

Pro odvození bylo uvažováno těleso s obecnou polohou těžiště $[Tx, Ty, Tz]$. Definice souřadného systému pro odvození kompenzace vlivu gravitační síly, spolu se znázorněním vektoru gravitační síly, je zobrazeno na obrázku (Obr. 8.2). Vektor gravitační síly je tady v tomto souřadném systému definován takto:

$$\mathbf{F}_g = \begin{bmatrix} 0 & -m \cdot g & 0 \end{bmatrix}^T \quad (8.1)$$

8.1.1 Rotace kolem osy x

Při rotaci kolem osy x světového souřadného systému dle obrázku (Obr. 8.3) dojde k rozložení gravitačního vektoru v rovině kolmé na tuto osu tedy v rovině y-z.



Obr. 8.3 Natočení souřadného systému senzoru kolem osy x
Zdroj: vlastní zpracování

Pro rotace kolem osy x lze složky gravitačního vektoru získat jeho násobením rotační maticí kolem této osy:

$$\mathbf{Fg}' = \mathbf{R}_x \mathbf{Fg} \quad (8.2)$$

$$\mathbf{Fg}' = [0 \quad Fgy' \quad Fgz']^T \quad (8.3)$$

kde rotační matice kolem osy x je definována (SICILIANO, a další, 2009)

$$\mathbf{R}_x = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \alpha & -\sin \alpha \\ 0 & \sin \alpha & \cos \alpha \end{pmatrix} \quad (8.4)$$

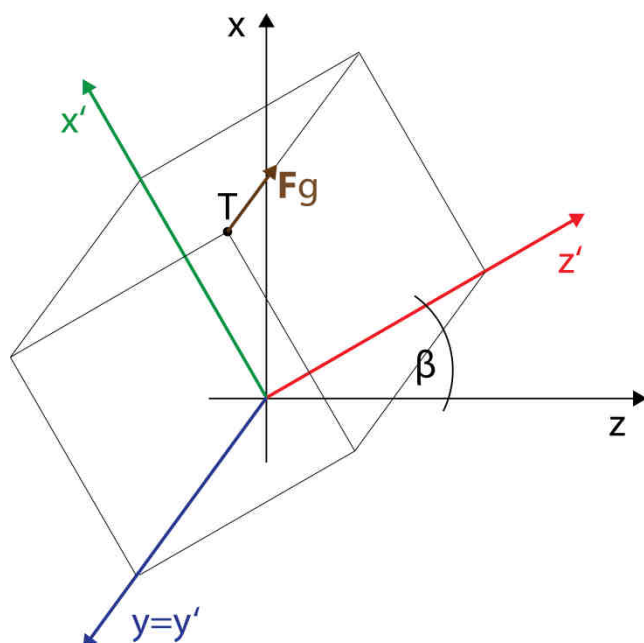
Vztahy pro výpočet momentů, které vzniknou působením vlivu gravitačního pole lze stanovit vzorci:

$$Mz' = Fgy' \cdot Tx \quad (8.5)$$

$$My' = -Fgz' \cdot Tx \quad (8.6)$$

8.1.2 Rotace kolem osy y

Při rotaci kolem osy y světového souřadného systému dle obrázku (Obr. 8.4) dojde k rozložení gravitačního vektoru v rovině kolmé na tuto osu, tedy v rovině x-z.



Obr. 8.4 Natočení souřadného systému senzoru kolem osy y
Zdroj: vlastní zpracování

Pro rotace kolem osy y lze složky gravitačního vektoru získat jeho násobením rotační maticí kolem této osy:

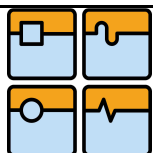
$$\mathbf{Fg}' = \mathbf{R}_y \mathbf{Fg} \quad (8.7)$$

$$\mathbf{Fg}' = \begin{bmatrix} 0 & Fgy' = Fg & 0 \end{bmatrix}^T \quad (8.8)$$

kde rotační matice kolem osy y je definována (SICILIANO, a další, 2009).

$$\mathbf{R}_y = \begin{pmatrix} \cos\beta & 0 & \sin\beta \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin\beta & 0 & \cos\beta \end{pmatrix} \quad (8.9)$$

Vztahy pro výpočet momentů, které vzniknou působením vlivu gravitačního pole lze stanovit



$$Mz' = Fgy' \cdot Tx$$

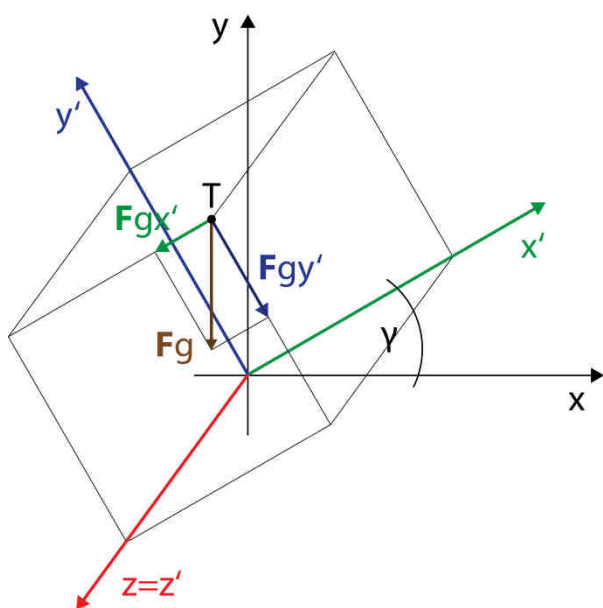
(8.10)

$$Mx' = -Fgy' \cdot Tz$$

(8.11)

8.1.3 Rotace kolem osy z

Při rotaci kolem osy z světového souřadného systému dle obrázku (Obr. 8.5) dojde k rozložení gravitačního vektoru v rovině kolmé na tuto osu, tedy v rovině x-y.



Obr. 8.5 Natočení souřadného systému senzoru kolem osy z
Zdroj: vlastní zpracování

Pro rotace kolem osy z lze složky gravitačního vektoru získat jeho násobením rotační maticí kolem této osy:

$$Fg' = RzFg$$

(8.12)

$$Fg' = [Fgx' \quad Fgy' \quad 0]^T$$

(8.13)

kde rotační matice kolem osy y je definována (SICILIANO, a další, 2009):

$$\mathbf{R}_z = \begin{pmatrix} \cos \gamma & -\sin \gamma & 0 \\ \sin \gamma & \cos \gamma & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad (8.14)$$

Vztahy pro výpočet momentů, které vzniknou působením vlivu gravitačního pole lze stanovit:

$$M_{x'} = -F_{gy'} \cdot T_z \quad (8.15)$$

$$M_{y'} = F_{gx'} \cdot T_z \quad (8.16)$$

8.1.4 Rotace všech kloubů kinematického řetězce

Pro přenesení problému kompenzace gravitační síly na průmyslový robot se šesti stupni volnosti dochází k současnému natočení kolem všech tří os světového souřadnicového systému. Porovnáním rovnic (8.5), (8.6), (8.10), (8.11), (8.15) a (8.16) můžeme získat výsledný vztah pro výpočet momentů způsobených gravitačním polem při libovolném natočení souřadného systému senzoru vůči světovému souřadnému systému.

$$M_x = -F_y' \cdot T_z + F_z' \cdot T_y \quad (8.17)$$

$$M_y = -F_z' \cdot T_x + F_x' \cdot T_z \quad (8.18)$$

$$M_z = -F_x' \cdot T_y + F_y' \cdot T_x \quad (8.19)$$

Výsledná rotační matice pro zjištění složek vektoru gravitační síly je dána postupným násobením rotačních matic pro jednotlivé klouby celého kinematického řetězce směrem od základny ke koncovému efektoru.

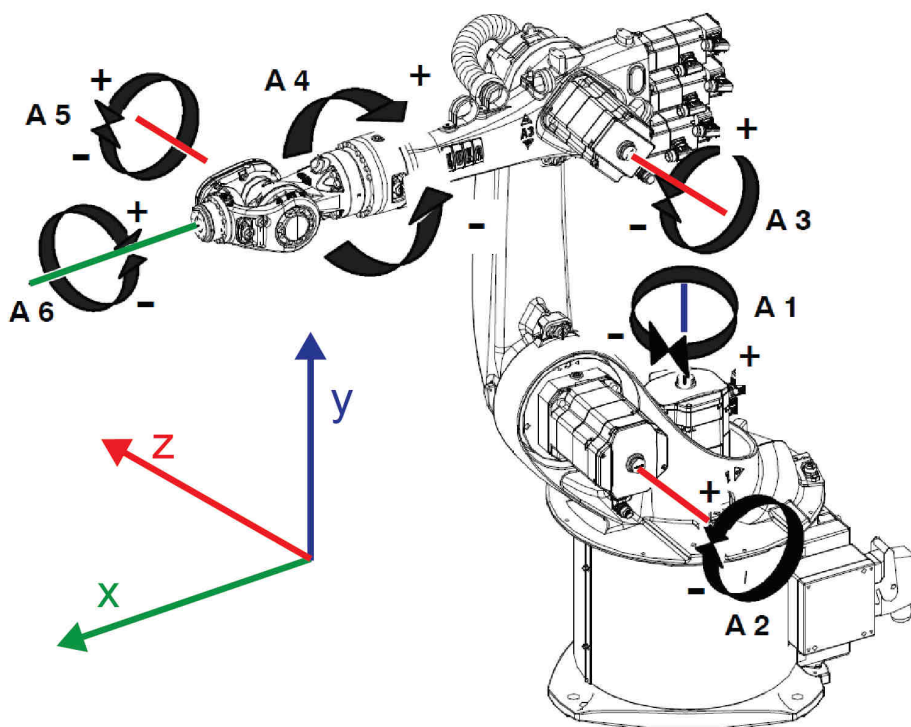
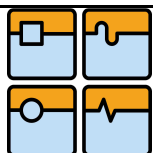
$$\mathbf{R} = \mathbf{R}_{A1y} \cdot \mathbf{R}_{A2z} \cdot \mathbf{R}_{A3z} \cdot \mathbf{R}_{A4x} \cdot \mathbf{R}_{A5z} \cdot \mathbf{R}_{A6x} \quad (8.20)$$

Rozložený gravitační vektor do jednotlivých os souřadného systému senzoru lze tedy získat násobením gravitačního vektoru ve světovém souřadném systému touto rotační maticí.

$$\mathbf{F}g' = \mathbf{R}\mathbf{F}g \quad (8.21)$$

$$\mathbf{F}g' = [F_{gx'} \quad F_{gy'} \quad F_{gz'}]^T \quad (8.22)$$

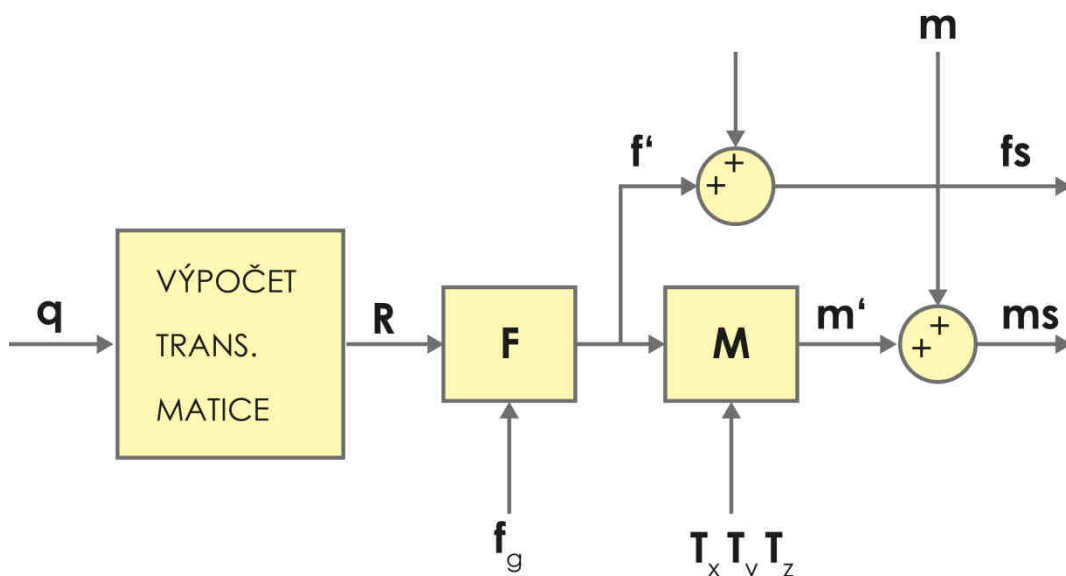
Znázornění jednotlivých kloubů je zobrazeno na obrázku (Obr. 8.6)



Obr. 8.6 Osy rotací jednotlivých kloubů průmyslového robotu KUKA KR16

Zdroj: (KUKA, 2003), upraveno

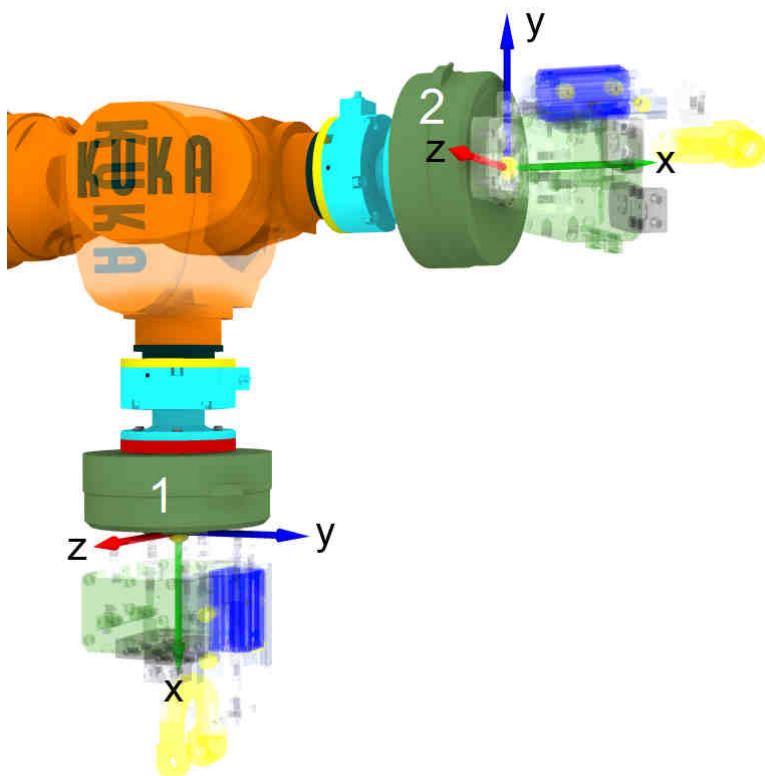
Z výše uvedeného je patrné, že pro kompenzování vlivu gravitačního pole na koncový efektor je nutné získávat z řídicího systému robotu informace o aktuálních kloubových souřadnicích (natočení) jednotlivých kloubů. Dále je potřeba znát přesnou polohu těžiště a hmotnost koncového efektoru. Princip kompenzace vlivu gravitačního pole je zobrazen na obrázku (Obr. 8.7).



Obr. 8.7 Blokové schéma kompenzace vlivu gravitačního pole na koncový efektor

Zdroj: vlastní zpracování

Z výše uvedeného vyplývá, že poslední neznámou veličinou vstupující do smyčky kompenzace gravitačního pole je hmotnost koncového efektoru a poloha jeho těžiště vzhledem k přírubě silo-momentového senzoru. Tyto hodnoty mohou být získány pomocí senzoru po njetí robotu do požadované polohy. Tyto polohy jsou zobrazeny na obrázku (Obr. 8.8, Označení souřadnicových os se nemusí shodovat se souřadným systémem výrobce senzoru).



Obr. 8.8 Určení polohy těžiště
Zdroj: vlastní zpracování

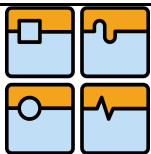
Při njetí do polohy 1 může být zjištěna hmotnost koncového efektoru a vzdálenost těžiště v osách y a z podle následujících vztahů:

$$m = \frac{Fx}{g} \quad (8.23)$$

$$Tz = \frac{My}{mg} \quad (8.24)$$

$$Ty = \frac{Mz}{mg} \quad (8.25)$$

Po njetí robotu do polohy 2 může být zjištěna chybějící vzdálenost těžiště v ose x,



$$Tx = \frac{Mz}{mg}$$

(8.26)

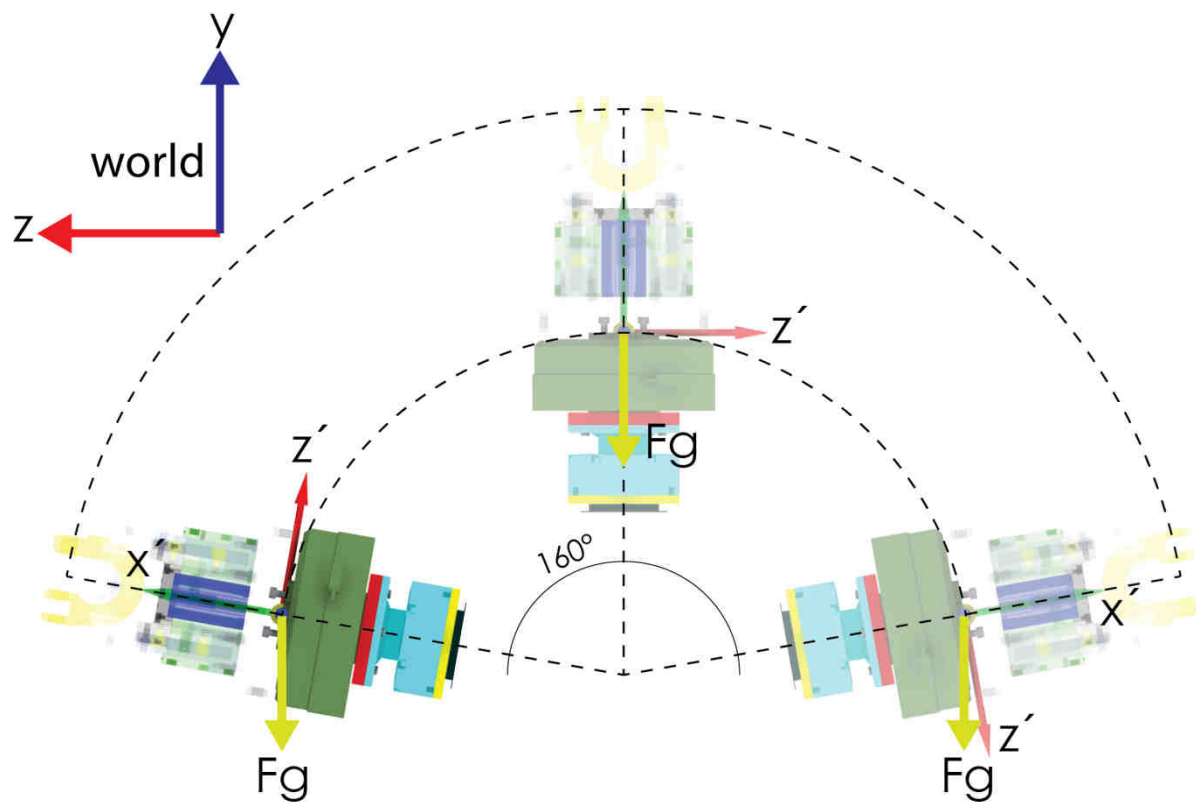
Tím jsou zjištěny všechny potřebné informace pro kompenzování vlivu gravitačního pole. Je zřejmé, že po změně koncového efektoru nebo výměně uchopované součásti za součásti jinou s jinou geometrií nebo hmotností je nutné měření za účelem zjištění hmotnosti a polohy těžiště zopakovat, jinak by docházelo k nesprávné kompenzaci vlivu gravitačního pole.

8.1.5 Simulace kompenzace vlivu gravitačního pole

Ověření vztahů a principu kompenzace vlivu gravitačního pole bylo provedeno v programu MATLAB v prostředí Simulink/Simmechanics.

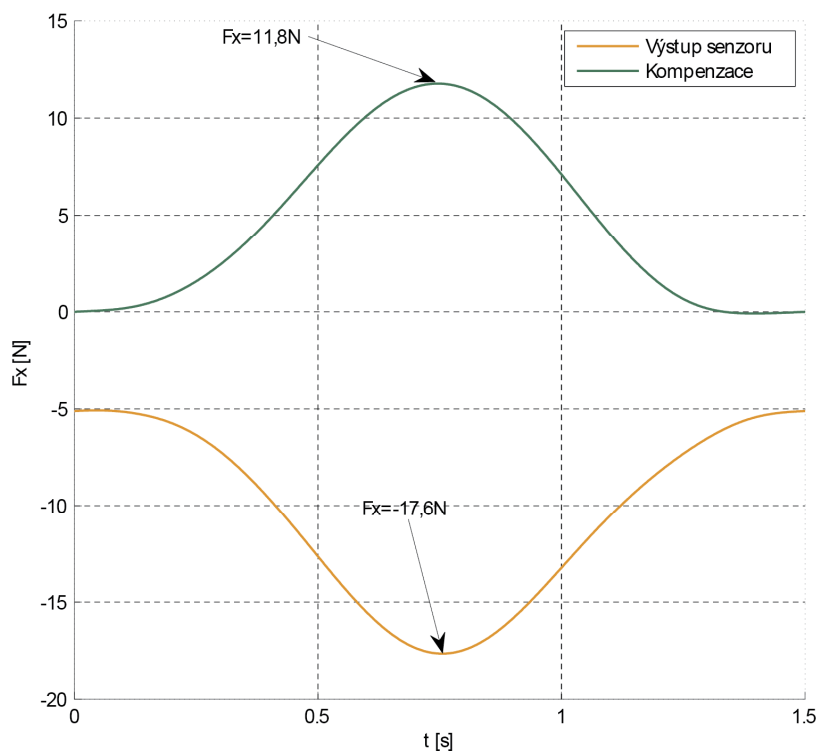
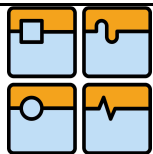
Byl vytvořen model robotu se šesti stupni volnosti a model silo-momentového senzoru také se šesti stupni volnosti. Volba souřadného systému robotu je zobrazena na obrázku (Obr. 8.8). Pro statické ověření bylo použito generování pseudonáhodných čísel, které byly použity pro řízení pohonů v jednotlivých kloubech robotu. Byl sledován kompenzovaný výstup silo-momentového senzoru, pro všechny nastavené konfigurace natočení kloubů byl tento výstup roven nule.

Za účelem simulace působení vnější síly na koncový efektor byl uvažován pohyb koncového efektoru s nenulovým zrychlením, a to po části kruhové dráhy s udržováním pravého úhlu mezi touto trajektorií a osou x' koncového efektoru. Schéma pohybu je znázorněno na obrázku (Obr. 8.9). Tato trajektorie leží v rovině y - z světového souřadného systému.

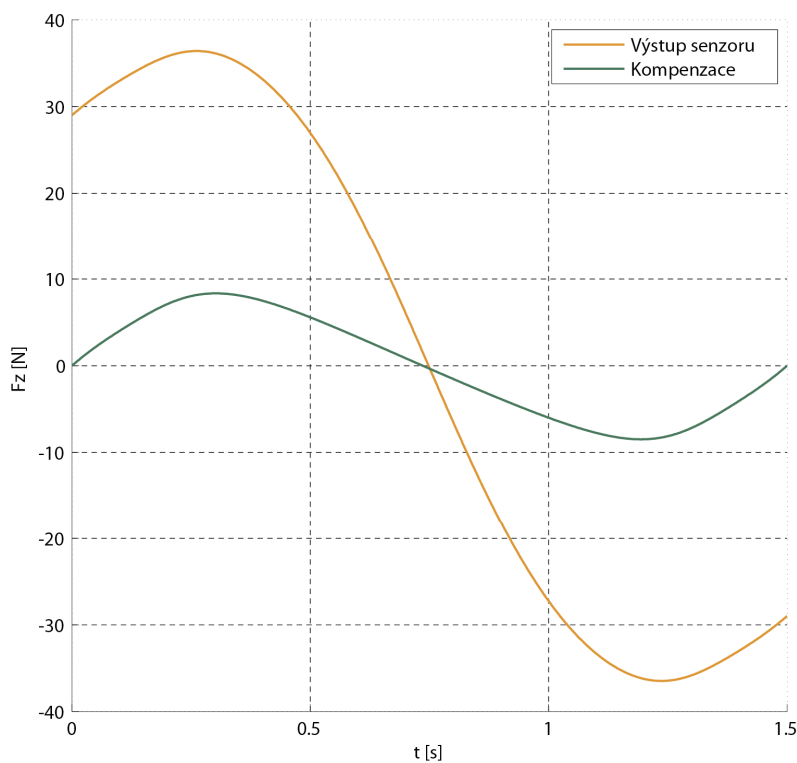
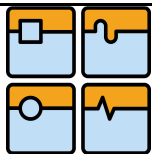


Obr. 8.9 Zobrazení trajektorie pro simulaci
Zdroj: vlastní zpracování

Z obrázku je patrné, že naměřená hodnota síly ve směru osy x (F_x) odpovídá síle způsobené dostředivým zrychlením a síla ve směru osy z (F_z) odpovídá síle způsobené obvodovým zrychlením. Porovnání čistého výstupu ze senzoru s kompenzovaným signálem pro tyto dvě síly je zobrazeno na následujících grafech (Graf 8.1),(Graf 8.2).



Graf 8.1 Průběh kompenzace síly ve směru osy x
Zdroj: vlastní zpracování



Graf 8.2 Průběh kompenzace síly ve směru osy z
Zdroj: vlastní zpracování

Z uvedených závislostí je patrné, že síla F_x v kompenzovaném stavu odpovídá grafu odstředivé síly pro zrychlený a poté pro zpomalený pohyb, na nekompenzované závislosti této síly jasně převládá vliv gravitační síly. Tato křivka má počátek v bodě $\mathbf{F} = -5\mathbf{N}$, $t = 0$. Je to způsobeno tím, že trajektorie nezačíná v poloze, kdy je osa x' s osou z rovnoběžná, ale svírá s ní úhel 10° . Toto opatření je z důvodu vznikajících singularit při rovnoběžnosti těchto os, a tím způsobených nepřesností ve výpočtu.

Průběh síly F_z v kompenzovaném tvaru plně odpovídá průběhu obvodové síly při zrychleném a následně zpomaleném pohybu.

Z výše uvedených grafů je patrné, že při větších rychlostech pohybu koncového efektoru a jeho větší hmotnosti, dochází k výskytu poměrně velkých dynamických sil. Tyto síly působí na koncový efektor a jsou detekovány silo-momentovým senzorem, i když koncový efektor není v kontaktu se svým okolím, a nepůsobí na něj žádná kontaktní síla vzniklá z této interakce.

8.2 Kompenzace dynamických účinků

V předcházející podkapitole byl popsán princip kompenzace vlivu gravitační síly. Pro aplikace, kde je třeba řídit kontaktní sílu při operacích s vysokou dynamikou, je třeba i tyto dynamické síly kompenzovat, aby nedocházelo ke zkreslenému vyhodnocení kontaktních sil. Postup kompenzace dynamických účinků se liší pro lineární a rotační pohyby, dále je závislý na poloze těžiště koncového efektoru. Postup pro jednotlivé trajektorie pohybu je popsán v následujících podkapitolách. Odvození kompenzace dynamických účinků bylo provedeno

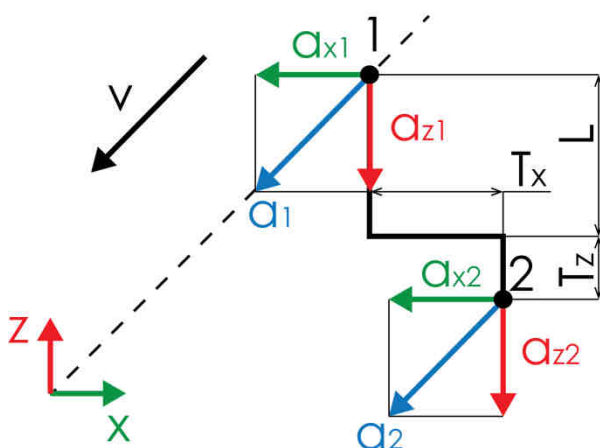
pro jiný souřadný systém než kompenzace gravitačních sil. Získané výsledky jsou ale po formální změně znamének, s respektováním pravotočivého souřadného systému, použitelné pro všechny souřadné systémy.

Pro níže uvedená řešení je potřebná znalost vektoru zrychlení na přírubě koncového efektoru. Tato data je možno získat ze senzoru SCHUNK FTC 50-80V, který bude použit pro praktickou realizaci.

Simulace všech variant byla provedena v programu MATLAB v prostředí Simulink/Simechanics. Pro jednoduchost je pro simulování požadované trajektorie použit manipulátor s jedním stupněm volnosti. Kompenzace dynamických účinků totiž nezávisí na konfiguraci kinematického řetězce před koncovým efektozem, ale pouze na vektoru zrychlení na přírubě senzoru, a toto zjednodušení je tedy přijatelné.

8.2.1 Lineární pohyb

Nejjednodušší situace nastává při řešení kompenzace dynamických účinků pro lineární pohyb. Schematické znázornění této trajektorie pro zrychlený pohyb je zobrazeno na následujícím obrázku (Obr. 8.10).



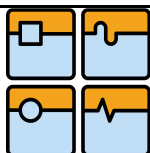
Obr. 8.10 Lineární trajektorie
Zdroj: vlastní zpracování

Bod 1 označuje silo-momentový senzor. V tomto případě je souřadný systém senzoru shodný se světovým souřadným systémem. Podmínkou pro použití tohoto postupu je v čase stálá orientace souřadného systému senzoru a světového souřadného systému, ale tyto dva systémy nemusejí být shodné.

Bod 2 označuje těžiště koncového efektoru. Vektory zrychlení v tomto bodě mají stejný směr a orientaci jako v bodě 1, kdy je jejich velikost určena silo-momentovým senzorem. Pro síly, které vznikají v důsledku nerovnoměrného pohybu koncového efektoru, platí následující vztahy:

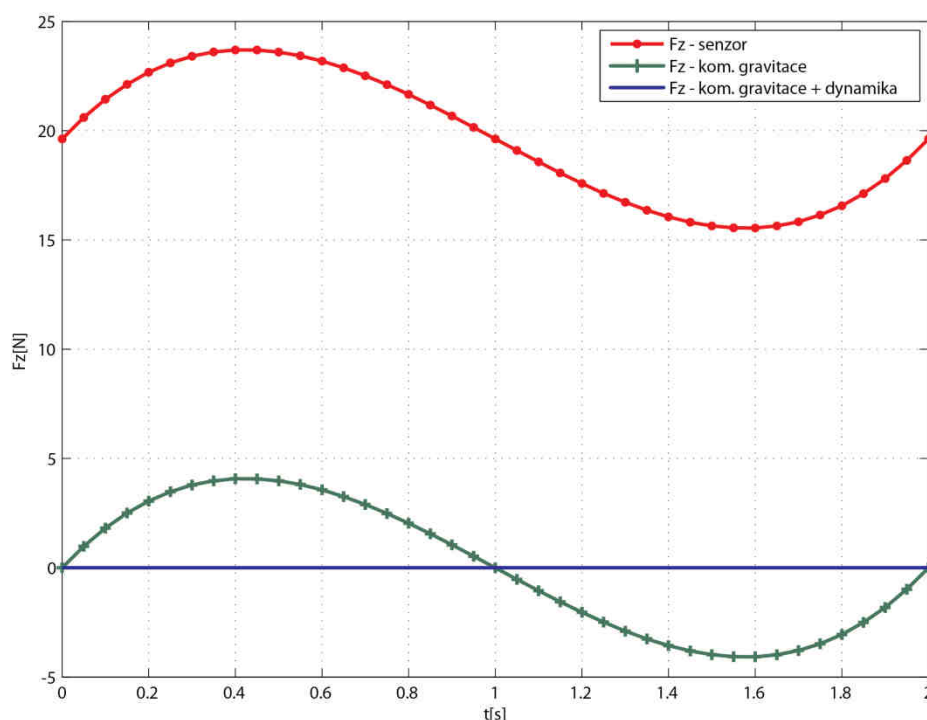
$$\mathbf{F}_x = -m \cdot \mathbf{a}_{x1} \quad (8.27)$$

$$\mathbf{F}_z = m \cdot \mathbf{a}_{z1} \quad (8.28)$$



kde m je hmotnost koncového efektoru a $\mathbf{a}_{x1}$ a $\mathbf{a}_{z1}$ jsou vektory zrychlení, působící na přírubě koncového efektoru. Pomocí vztahů (8.27) a (8.28) lze získat síly, které působí na silo-momentový senzor. Po odečtení těchto sil od průběhu sil kompenzovaných o vliv gravitační síly dostaneme průběh kontaktních sil mezi koncovým efektozem a prostředím.

Průběh síly ve směru osy z pro pohyb koncového efektoru po trajektorii v délce 2m pro zrychlený a zpomalený pohyb trvající 2s^1 je znázorněno na následujícím grafu (Graf 8.3). Uvažovaná hmotnost koncového efektoru je 2kg .



Graf 8.3 Průběh sil v ose z pro lineární trajektorii

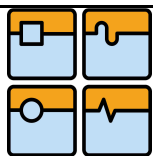
Zdroj: vlastní zpracování

Z grafu je patrné, že po kompenzování gravitační síly a dynamických účinků, je průběh kontaktních sil po dobu manipulace nulový. Což odpovídá simulovaným podmínkám.

Tento postup pro kompenzaci dynamických účinků je použitelný i pro pohyb koncového efektoru po libovolné trajektorii za podmínky stejné vzájemné polohy souřadného systému senzoru a světového souřadného systému.

Jakýkoli pohyb v prostoru (při neměnné orientaci efektoru) lze rozložit na pohyby v jednolitých souřadných osách. Zrychlení působící v určité souřadnicové ose je potom konstantní pro celou délku efektoru a tedy nezávisí na vzdálenosti těžiště koncového efektoru od příruby senzoru.

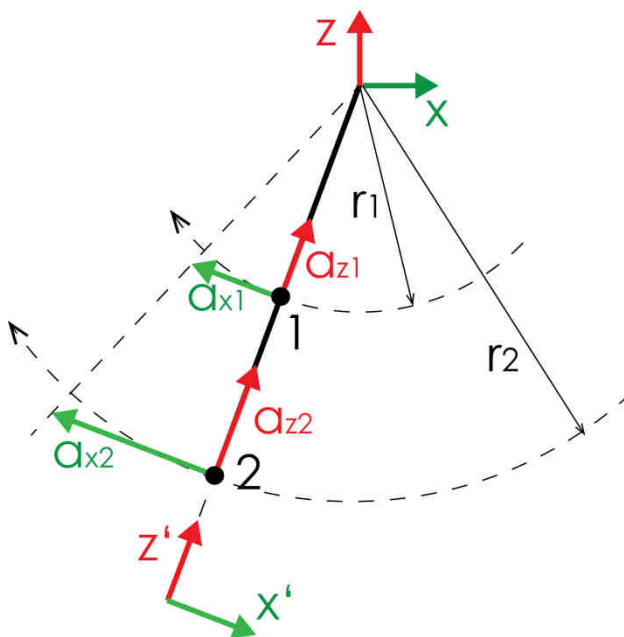
¹ Parametry pohybu jsou pro reálného robota nereálné a nebylo by jich možno dosáhnout, zde jsou zvoleny z důvodů větší transparentnosti dosažených výsledků.



8.2.2 Pohyb po kružnici s těžištěm efektoru v ose ramene

Složitější situace při kompenzování dynamických účinků nastane při pohybu efektoru po kruhové trajektorii, kdy osa koncového efektoru je v průběhu manipulace kolmá na zvolenou trajektorii. Souřadný systém senzoru tedy není shodný se světovým souřadným systémem a jejich vzájemná orientace se v průběhu manipulace mění.

Schematické znázornění tohoto pohybu je zobrazeno na obrázku (Obr. 8.11).



Obr. 8.11 Kruhová trajektorie s těžištěm efektoru v ose ramene
Zdroj: vlastní zpracování

Bod 1 označuje silo-momentový senzor, který rotuje na poloměru r_1 a jeho souřadný systém v čase mění orientaci vůči světovému souřadnému systému.

Bod 2 označuje těžiště koncového efektoru. Souřadný systém v tomto bodě je shodný se souřadným systémem senzoru a v průběhu manipulace se nemění. Velikost tečného a radiálního zrychlení má v těžišti stejnou orientaci jako na přírubě senzoru, ale jinou velikost.

Pro stanovení vztahů pro výpočet tečného zrychlení v těžišti lze použít následujícího vzorce:

$$\mathbf{a}_x = \mathbf{a}_t = \boldsymbol{\varepsilon} \times \mathbf{r} \quad (8.29)$$

kde $\boldsymbol{\varepsilon}$ značí vektor úhlového zrychlení a $\mathbf{r}$ je poloměr otáčení. Pro tečná zrychlení tedy platí následující vztahy:

$$\mathbf{a}_{x1} = \boldsymbol{\varepsilon} \times \mathbf{r}_1 \quad (8.30)$$

$$\mathbf{a}_{x2} = \boldsymbol{\varepsilon} \times \mathbf{r}_2 \quad (8.31)$$

Porovnáním rovnic (8.30) a (8.31) lze dostat vztah pro výpočet tečného zrychlení v těžišti koncového efektoru:

$$\mathbf{a}_{x2} = \frac{\mathbf{a}_{x1}}{r_1} \cdot r_2 \quad (8.32)$$

Pro radiální zrychlení platí následující vztah:

$$\mathbf{a}_x = \mathbf{a}_r = \boldsymbol{\omega}^2 \times \mathbf{r} \quad (8.33)$$

kde $\boldsymbol{\omega}$ značí vektor úhlové rychlosti a $\mathbf{r}$ poloměr otáčení. Pro radiální zrychlení na přírubě senzoru a v těžišti koncového efektoru platí následující vztahy:

$$\mathbf{a}_{r1} = \boldsymbol{\omega}^2 \times \mathbf{r}_1 \quad (8.34)$$

$$\mathbf{a}_{r2} = \boldsymbol{\omega}^2 \times \mathbf{r}_2 \quad (8.35)$$

Porovnáním rovnic (8.34) a (8.35) lze dostat vztah pro výpočet radiálního zrychlení v těžišti koncového efektoru:

$$\mathbf{a}_{r2} = \frac{\mathbf{a}_{r1}}{r_1} \cdot r_2 \quad (8.36)$$

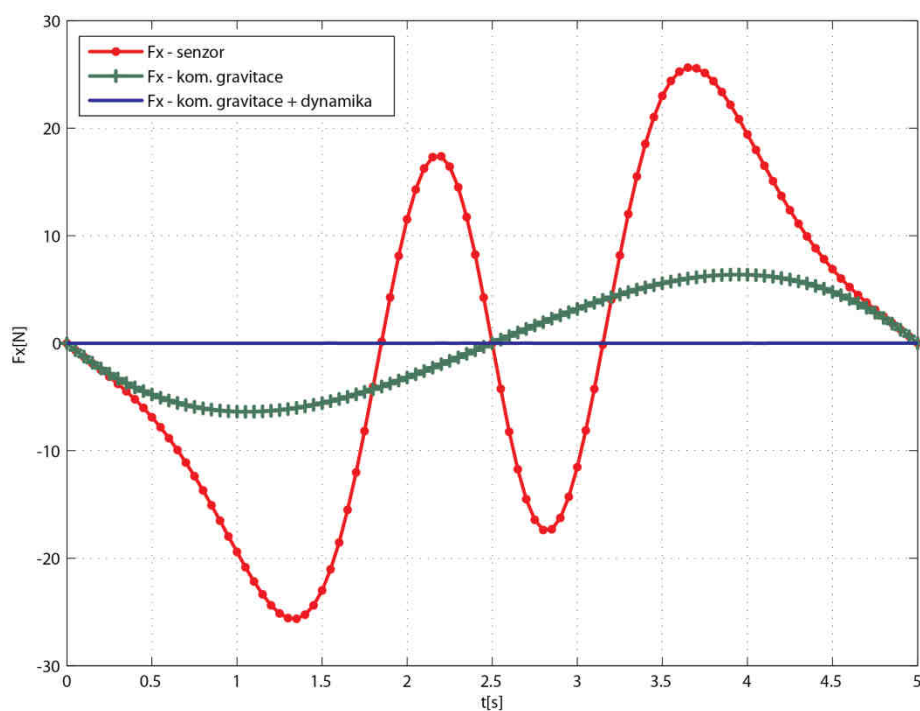
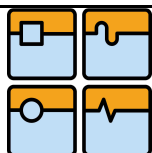
Síly působící na silo-momentový senzor, které je třeba odečíst od průběhu sil kompenzovaných o vliv gravitační síly lze vypočítat pomocí následujících vztahů:

$$\mathbf{F}_x = -m \cdot \mathbf{a}_{x2} \quad (8.37)$$

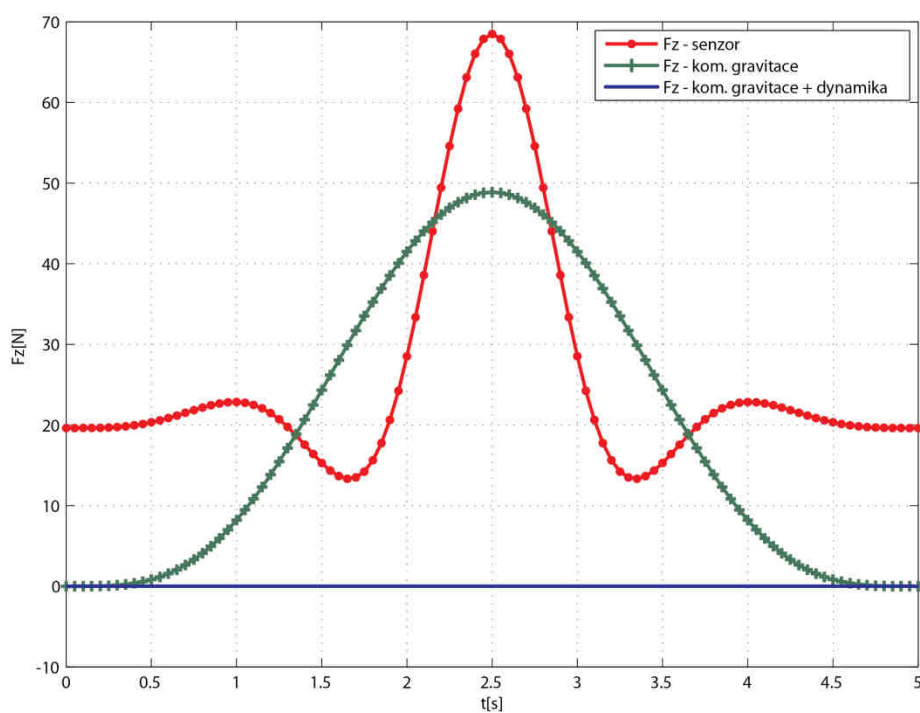
$$\mathbf{F}_z = m \cdot \mathbf{a}_{z2} \quad (8.38)$$

Průběhy sil ve směru os x a y pro pohyb efektoru po kruhové trajektorii o poloměru $\mathbf{r}_1=2\mathbf{m}$, pro vzdálenost těžiště od příruby senzoru $0,2\mathbf{m}$, tedy pro $\mathbf{r}_2=2,2\mathbf{m}$, pro hmotnost koncového efektoru $\mathbf{m}=2\mathbf{kg}$ a pro čas manipulace $\mathbf{t}=5\mathbf{s}^1$, jsou zobrazeny na následujících grafech (Graf 8.4, Graf 8.5).

¹ Stejně jako při vyšetřování lineární trajektorie jsou parametry zadané trajektorie nereálné pro použití na průmyslovém robotu. Tyto hodnoty byly zvoleny pouze pro větší transparentnost dosažených výsledků



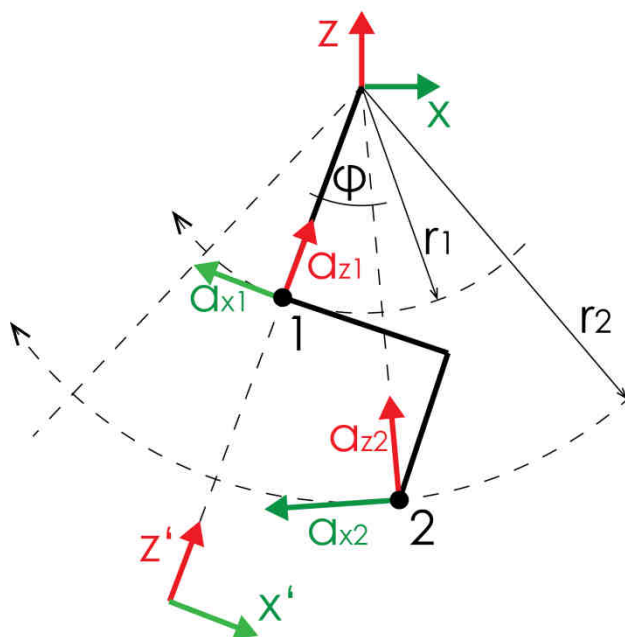
Graf 8.4 Průběh sil v ose x pro kruhovou trajektorii s těžištěm v ose ramene
Zdroj: vlastní zpracování



Graf 8.5 Průběh sil v ose z pro kruhovou trajektorii s těžištěm v ose ramene
Zdroj: vlastní zpracování

8.2.3 Pohyb po kružnici s těžištěm efektoru mimo osu ramene

Při kompenzování dynamických účinků při pohybu na kruhové trajektorii může nastat případ, kdy těžiště koncového efektoru neleží v ose ramene. Tento případ zobrazuje následující obrázek (Obr. 8.12).



Obr. 8.12 Kruhová trajektorie s těžištěm efektoru mimo osu ramene
Zdroj: vlastní zpracování

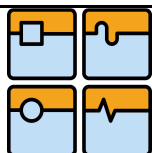
Souřadný systém senzoru, stejně jako v předchozím případě, není shodný se světovým souřadným systémem a v čase mění vzájemnou orientaci. Souřadný systém těžiště efektoru v tomto případě není shodný se souřadným systémem senzoru, ale je pootočen o úhel φ . Tento úhel se v čase nemění a je definován polohou těžiště efektoru vůči senzoru. Na rozdíl mezi vektorem zrychlení v těžišti a na přírubě senzoru má vliv pouze vzdálenost těžiště v souřadných osách ležících v rovině rotace. Kolmá vzdálenost těžiště na rovinu rotace nemá na velikost zrychlení vliv a proto není v obrázku znázorněna.

Velikost radiálního a tečného zrychlení v těžišti efektoru lze určit pomocí vzorců (8.32) a (8.36). Tyto hodnoty je třeba transformovat do souřadného systému senzoru pomocí následujících vztahů:

$$a_{z'} = a_{r2} \cdot \cos \varphi - a_{t2} \cdot \sin \varphi \quad (8.39)$$

$$a_{x'} = a_{t2} \cdot \cos \varphi + a_{r2} \cdot \sin \varphi \quad (8.40)$$

kde φ je úhel natočení souřadného systému senzoru a souřadného systému těžiště a je dán vztahem:



$$\varphi = \arctan \frac{T_x}{T_y + r_1} \quad (8.41)$$

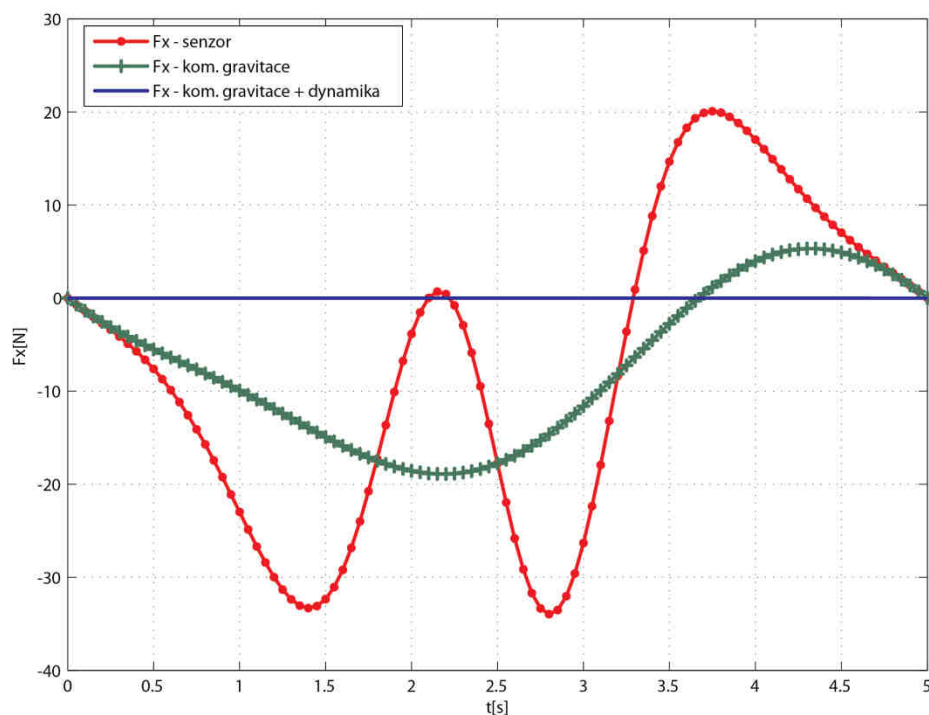
kde T_x a T_y udávají vzdálenosti těžiště v příslušných souřadných osách v souřadném systému senzoru a r_1 označuje poloměr rotace senzoru.

Síly působící na silo-momentový senzor, které je třeba odečíst od průběhu sil kompenzovaných o vliv gravitační síly lze vypočítat pomocí následujících vztahů:

$$\mathbf{F}_x = -m \cdot \mathbf{a}_x, \quad (8.42)$$

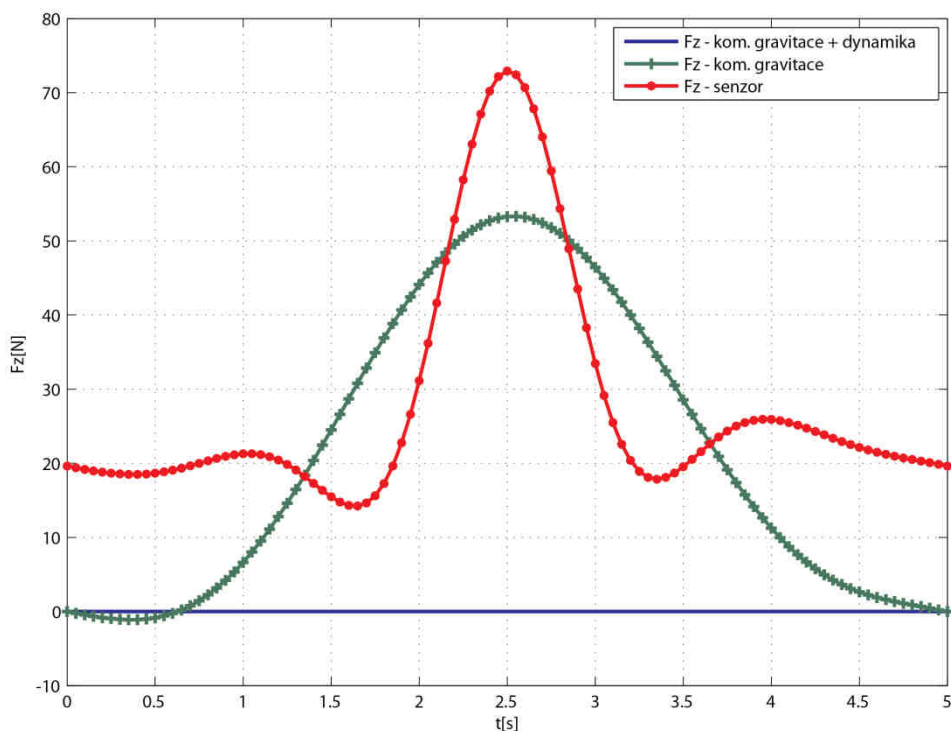
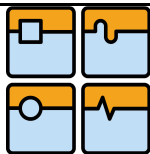
$$\mathbf{F}_z = m \cdot \mathbf{a}_z, \quad (8.43)$$

Průběhy sil ve směru os x a y pro pohyb efektoru po kruhové trajektorii při poloze těžiště mimo osu ramene jsou zobrazeny v grafech (Graf. 8.6, Graf. 8.7). Parametry trajektorie a hmotnost efektoru je shodná s předcházejícím případem pohybu po kruhové trajektorii. Vzdálenosti těžiště jsou $T_x=0,4\text{m}$ a $T_z=0,4\text{m}^1$.



Graf 8.6 Průběh sil v ose x pro kruhovou trajektorii s těžištěm mimo osu ramene
Zdroj: vlastní zpracování

¹ Pro reálnou aplikaci nebudou vzdálenosti těžiště zřejmě tak velké. Zde jsou voleny velké vzdálenosti kvůli transparentnosti rozdílu dynamických sil mezi těžištěm efektoru v ose ramene a mimo tuto osu.

**Graf 8.7** Průběh sil v ose z pro kruhovou trajektorii s těžištěm mimo osu ramene

Zdroj: vlastní zpracování

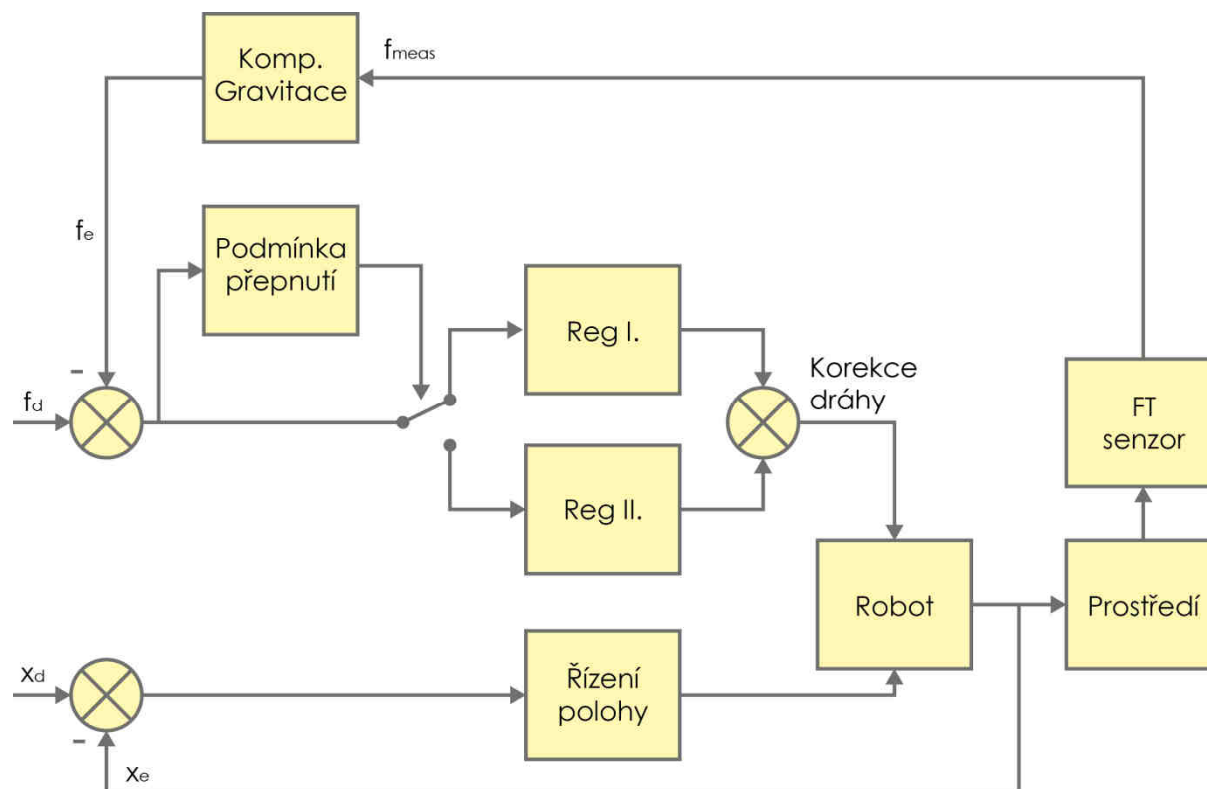
8.2.4 Kompenzace momentů

Pro všechny výše uvedené případy pohybu koncového efektoru lze použít vztahy pro výpočet momentů, které byly uvedeny v kapitole o kompenzaci vlivu gravitační síly (8.23), (8.24) a (8.25).

Pro určení momentů, které je třeba odečíst do průběhů momentů po kompenzaci vlivu gravitační síly, stačí správně stanovit síly působící v jednotlivých souřadných osách senzoru a tyto síly dosadit do výše uvedených vzorců.

9 Návrh řízení

Schéma regulace pro implementaci do PLC je znázorněno na následujícím obrázku (Obr. 9.1, schéma poskytnul Ing. Tomáš Kubela). Zde je nutno podotknout, že toto schéma je platné pro regulaci pohybu v jedné souřadnicové ose. Pro regulaci posunutí a natočení pro všech šest stupňů volnosti je tedy nutné použít šestkrát regulační jádro tohoto schématu.

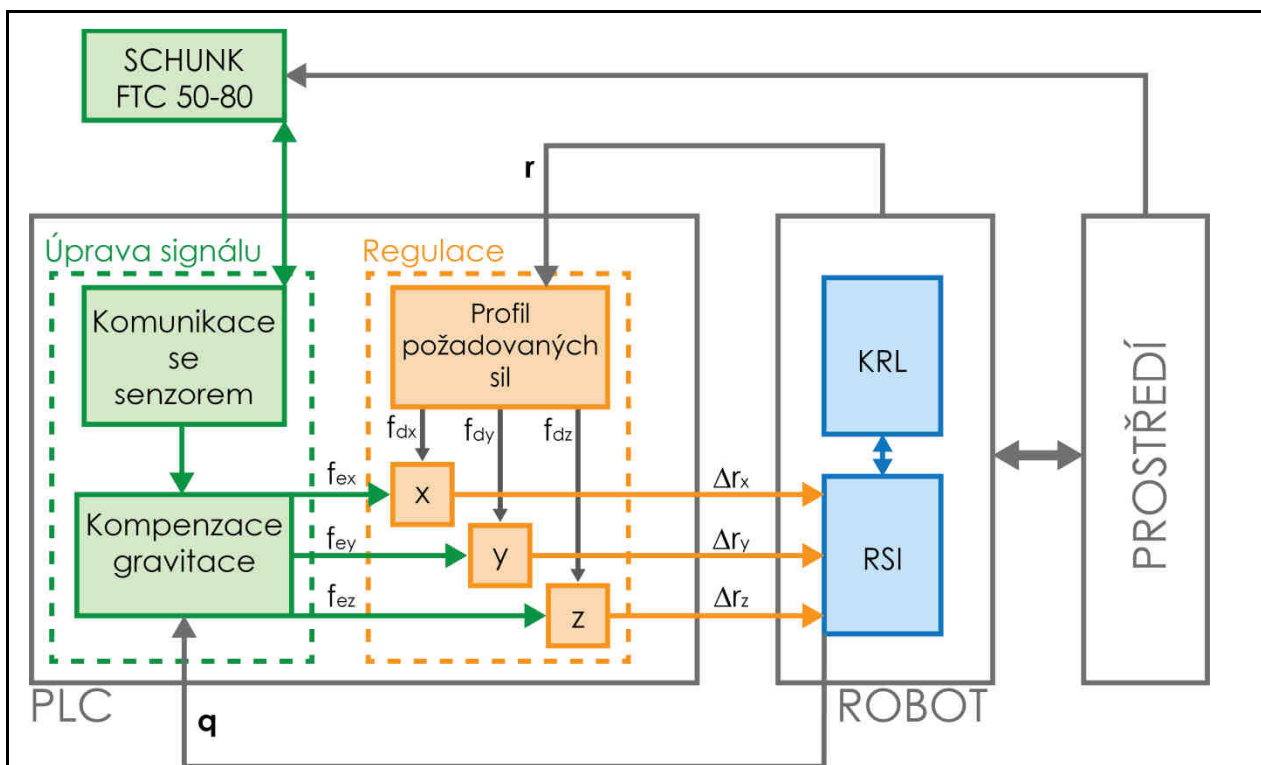


Obr. 9.1 Schéma řízení

Zdroj: Ing. Tomáš Kubela, vlastní zpracování

Z levé strany vstupuje do schématu požadovaná kontaktní síla f_d pro aktuální polohu a natočení koncového efektoru která je porovnávána se skutečnou hodnotou kontaktní síly nebo momentu v požadovaném směru f_e . Odchylka této síly je dále zpracovávána dvojicí PID regulátorů, které ovšem nikdy nepracují současně. Jeden z regulátorů je použit při větší odchylce požadované a skutečné síly (na požadovanou hodnotu reguluje rychleji ovšem s menší přesností) a druhý regulátor je použit při menší odchylce (na požadovanou hodnotu reguluje pomaleji ovšem je přesnější). O přepínání mezi těmito dvěma regulátory se stará vhodně nastavená podmínka, která rozhoduje na základě velikosti odchylky mezi skutečnou a požadovanou silou. Výstupem regulátorů je korekce dráhy/natočení pro určitou souřadnou osu, pomocí které je upravována předem nadefinovaná dráha.

Na obrázku (Obr. 9.2) je zobrazeno stejné schéma řízení s ohledem na použitý hardware, pro větší přehlednost je uvažována pouze regulace polohy.

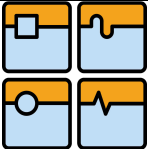


Obr. 9.2 Schéma řízení s ohledem na použitý hardware
Zdroj: vlastní zpracování

O komunikaci se silo-momentovým senzorem se stará příslušný funkční blok v PLC. Získané hodnoty sil jsou dále upravovány v bloku kompenzace gravitace, který ke své činnosti potřebuje znát vektor kloubových souřadnic q , který je ve zpětné vazbě poskytován řídicím systémem robotu, výstupem tohoto bloku je potom skutečná hodnota sil ve třech souřadných osách.

Jelikož se hodnota požadovaných kontaktních sil může měnit na základě polohy a orientace koncového efektoru, je nutné použít blok, který obsahuje profil požadovaných sil (definice vektoru požadované síly pro každý bod předem naprogramované trajektorie). Na základě polohy koncového efektoru tento blok generuje požadované velikosti kontaktních sil působících v příslušných souřadnicových osách.

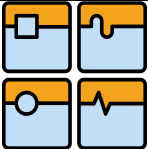
V regulačních blocích x, y a z jsou obsaženy dvojice regulátorů spolu s podmínkami o jejich sepnutí dle obrázku (Obr. 9.1). Tyto bloky na základě skutečné a požadované kontaktní síly vygenerují dráhovou korekci pro příslušné souřadnicové osy. Tyto dráhové korekce jsou dále zpracovávány v řídicím systému robotu pomocí modulu RSI, a je tak upravována předem naprogramovaná trajektorie koncového efektoru.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 82
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

9.1 Komunikace FTC senzoru s PLC

Komunikace se senzorem SCHUNK FTC 50-80-V může probíhat dvěma způsoby, je možné ho pomoci rozhraní DeviceNetu připojit přímo do řídicího systému robotu, ovšem k tomuto řešení je nutné další softwarové rozšíření řídicího systému a nutnost všechny operace se signálem ze senzoru provádět až v řídicím systému robotu, což je v jazyce KRL složitější a málo univerzální. Další možností je komunikace přes PLC po sériové lince.

Proto pro případ, který je řešen v této práci bude (jak již bylo uvedeno výše) použito PLC, které bude zodpovídat za komunikaci se senzorem a provádět další operace viz. předchozí kapitola. Tato komunikace probíhá po sériové lince a byla již vyřešena před zpracováváním této práce ve formě knihovny, která je lehce přenositelná a jedná se tak o velmi univerzální řešení, které může být s menšími úpravami použito na více typů robotů a průmyslových aplikací. Tato práce již zmíněnou knihovnu pouze rozšiřuje o dodatečnou kompenzaci gravitačních a dynamických sil.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 83
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

10 Závěr

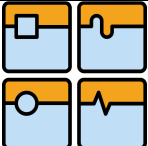
V diplomové práci byl proveden popis možností realizace silo-momentového řízení, bylo provedeno základní rozdělení na aktivní silo-momentové řízení a pasivní kompenzaci. Dále byl uveden podrobnější popis obou variant řízení/kompenzace. V oblasti aktivního silového řízení byly na základě literární rešerše uvedeny schémata regulace a byly uvedeny výhody a nevýhody nejdůležitějších a z hlediska realizace nejpříznivějších možností silo-momentového řízení.

V praktické části bylo řešeno broušení součásti pomocí stacionární brusky a průmyslového robotu se silo-momentovým řízením. V první fázi řešení byl navržen způsob uchopení součásti pomocí dvojice čelistí s paralelním chodem a prizmatickou vložkou skloněnou pod určitým úhlem a třetí dodatečné čelisti pro podepření součásti. Pro tento způsob uchopení byl stanoven matematický model popisující vznikající síly v místech kontaktu čelistí a objektu manipulace. Na základě tohoto modelu byly stanoveny potřebné úhly sevření prizmatu a sklonění čelistí, zajišťující bezpečné uchopení součásti a zároveň splňující podmínku dostupnosti ploch určených pro broušení.

Po matematickém ověření způsobů uchopení bylo přistoupeno k návrhu koncového efektoru. Celkem byly navrženy tři konstrukční varianty, pro které byly za účelem rozměrové kontroly a realizovatelnosti zpracovány 3D modely. První dvě varianty byly zpracovány tak aby dovolovali bezpečné uchopení a manipulaci celého výrobního sortimentu zadané součásti. Pro obě tyto varianty bylo uvažováno chapadlo SCHUNK PFH 50-100, které jako jediné z nabízeného sortimentu chapadel splňovalo podmínku velikosti zdvihu. Ovšem samotné toto chapadlo váží 12,6kg a po aplikaci pneumatického válce pro pohon podpěrné čelisti, hlavních čelistí, přírub a dalších nezbytných prvků, byla pro obě varianty překročena hranice nosnosti robotu KUKA KR 16, a to 16kg.

Třetí varianta, která byla nakonec vybrána k realizaci, využívá chapadla SCHUNK PFH 30, které disponuje menším zdvihem, ovšem má přijatelnější hmotnost a sice 4,5kg. Tato varianta je tedy určena pro omezený výrobní sortiment a byla pro ni zpracována kompletní výkresová dokumentace. Požadavek na možnost bezpečného uchopení celého výrobního sortimentu tedy v rámci strojů a zařízení, které byly pro řešení k dispozici, nebylo možno splnit.

Dalším bodem řešení praktické části byl návrh silo-momentového řízení. K tomuto řízení je využíváno PLC, které zodpovídá za komunikaci se silo-momentovým senzorem SCHUNK FTC 50-80V. PLC zároveň obsahuje algoritmy pro regulaci, tedy pro generování korekce dráhy, která je dále zpracovávána řídicím systémem robotu modulem RSI, který umožňuje korekci naprogramované dráhy v systému reálného času. Komunikace senzoru s PLC již byla vyřešena před zpracováváním této práce, byla pouze obohacena o kompenzaci gravitačních a dynamických sil. Byla navržena bloková schémata regulace pro implementaci řídicích algoritmů do PLC.

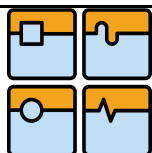
	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 84
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Seznam použitých zdrojů

- **ABB RESEARCH LTD** [CH]; **WANG JIANJUM** [US]; **HE JIANMIN** [US]; **ISAKSSON MATS** [SE]; **GROTH TOMAS** [SE]; **ZHANG HUI** [CN] *Force Controlled Robots*. WO 2009/02600 A1 2009.
- **GREPL, R. 2007a.** *Kinematika a Dymanika Mechatronických Systémů*. Brno : CERM, 2007. ISBN 978-80-214-3530-8.
- **GREPL, R. 2007b.** *Modelování mechatronických systémů v Matlab SimMechanics*. Praha : BEN - technická literatura, 2007. ISBN 978-80-7300-226-8.
- **KUKA. 2003.** *KR 6, KR 16, KR 16LS, KR 16S Specification*. [Online] 2003. [Citace: 26. 4 2011.]. Dostupné z: <http://www.kuka-robotics.com/res/sps/e6c77545-9030-49b1-93f5-4d17c92173aa_Spez_KR_16_en.pdf>
- **MONKMAN, G., HESSE, S., STEINMANN, R., SCHUNK, H. 2007.** *Robot Grrippers*. Weinheim : WILEY-VCH, 2007. ISBN 978-3-527-40619-7.
- **NATALE, C., SICILIANO, B., KHATIB, F. 2003.** *Interaction Control of Robot Manipulators*. Berlin : Springer, 2003. ISBN 978-3-540-00159-1.
- **NOF, S. Y. 2009.** *Springer Handbook of Automation*. Berlin Heildelberg : Springer-Verlag, 2009. ISBN 978-3-540-78830-0.
- **PIRES, J.N. 2008.** *Industrial Robots Programming: Building Applicatons for the Factories of the Future*. místo neznámé : Springer, 2008. ISBN 978-0-387-23325-3.
- **SCHMID, D. 2005.** *Řízení a regulaco pro strojírenství a mechatrnik*. Praha : Europa - Sobotáles cz, 2005. ISBN 80-86706-10-9.
- **SCHUNK. 2010a.** *FTC - 50 Catalog Pages*. [Online] 2010. [Citace: 3. 5 2011.]. Dostupné z: <http://www.schunk.com/schunk_files/attachments/FTC_050_EN.pdf>.
- **SCHUNK. 2010b.** *PFH - 30, Catalog Pages*. [Online] 2010. [Citace: 15. 4 2011.]. Dostupné z: <http://www.schunk.com/schunk_files/attachments/PFH_gesamt_EN.pdf>.
- **SCHUNK. 2010c.** *OPS - 100 Catalog pages*. [Online] 2010. [Citace: 9. 5 2011.]. Dostupné z: <http://www.schunk.com/schunk_files/attachments/OPS_100__EN.pdf>.
- **SICILIANO, B., KHATIB, O. 2008.** *Springer Handbook of Robotics*. New York : Springer-Verlag, 2008. str. 1136. ISBN 978-3-540-23957-4.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 85
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

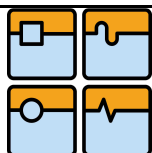
- **SICILIANO, B., SCIAVICCO, L., VILLANI, L., ORIOLO, G. 2009.** *Robotics: Modelling, Planning and Control*. London : Springer-Verlag, 2009. ISBN 978-1-84628-641-4.
- **SMC. 2010a.** *ISO Standard [ISO 21287] Series C55, Technical Data*. [Online] 2010. [Citace: 22. 4 2011.]. Dostupné z: <http://2009.oc.smc-cee.com/cz/pdf/C55_TEC.pdf>.
- **SMC. 2010b.** *Kompenzační hlavice pro kompaktní válce řada JB*. [Online] 2010. [Citace: 22. 4 2011.]. Dostupné z: <http://2009.oc.smc-cee.com/cz/pdf/JA-H-B_TEC.pdf>.



Seznam použitých značek

Označení	Jednotka	Popis
$\mathbf{a}$	[N]	vektor zrychlení
$\mathbf{B}(\mathbf{q})$	[kgm ²]	matice setrvačnosti
$\mathbf{C}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})$	[N]	vektor koroolisových a odstředivých sil
$\mathbf{D}_p$	[N/ms ⁻¹]	matice tlumení
$\mathbf{f}$	[N]	vektor vnějších sil
f	[-]	koeficient tření
$\mathbf{F}_{\text{contact}}$	[N]	vektor kontaktní síly
$\mathbf{f}_D$	[N]	vektor disipativní síly
$\mathbf{F}_d$	[N]	vektor požadované síly působící na koncový efektor
$\mathbf{f}_E$	[N]	vektor elastické síly
$\mathbf{F}_g$	[N]	vektor gravitační síly
$\mathbf{F}_g'$	[N]	vektor gravitační síly v natočeném souřadném systému
$F_{gx'}$	[N]	složka gravitační síly ve směru osy x v natočeném souřadném systému
$F_{gy'}$	[N]	složka gravitační síly ve směru osy y v natočeném souřadném systému
$F_{gz'}$	[N]	složka gravitační síly ve směru osy z v natočeném souřadném systému
$\mathbf{f}_I$	[N]	vektor inerciální síly
$\mathbf{F}_{\text{meas}}$	[N]	vektor síly poskytovaný silo-momentovým senzorem
F_N	[N]	normálová síla
F_{Np}	[N]	normálová síla rozložená na prizmatu
F_t	[N]	třecí síla
F_{tp}	[N]	třecí síla rozložená na prizmatu
F_u	[N]	výsledková síla působící na objekt manipulace
F_V	[N]	výtlačná síla
F_z	[N]	síla působící ve směru osy z na čelist chapadla
$\mathbf{g}(\mathbf{q})$	[N]	vektor gravitačních sil
$\mathbf{h}$	[N]	vektor vnějšího silového působení
$\mathbf{J}$	[-]	Jakobián

k_{Af}	[-]	konstanta nastavení regulátoru
K_{Dp}	[-]	zpětnovazebná matice zesílení
K_p	[N]	matice tuhosti
K_{pp}	[-]	zpětnovazebná matice zesílení
k_{Vf}	[-]	konstanta nastavení regulátoru
L_x	[m]	vzáldlenost těžiště chapadla od příruby robotu ve směru osy x
L_y	[m]	vzáldlenost těžiště chapadla od příruby robotu ve směru osy y
L_z	[m]	vzáldlenost těžiště chapadla od příruby robotu ve směru osy z
M_p	[kg]	matice hmotnosti
M_x	[Nm]	moment ve směru osy x působící na čelist chapadla
$M_{x'}$	[Nm]	moment působící na přírubu senzoru v ose x natočeného souřadného systému
M_y	[Nm]	moment ve směru osy y působící na čelist chapadla
$M_{y'}$	[Nm]	moment působící na přírubu senzoru v ose y natočeného souřadného systému
M_z	[Nm]	moment ve směru osy z působící na čelist chapadla
$M_{z'}$	[Nm]	moment působící na přírubu senzoru v ose z natočeného souřadného systému
p_c	[m]	vektor polohy v poddajném souřadném systému
$\ddot{p}_c$	[ms ⁻²]	vektor zrychlení v poddajném souřadném systému
$\dot{p}_c$	[ms ⁻¹]	vektor rychlosti v poddajném souřadném systému
p_d	[m]	vektor polohy v požadovaném souřadném systému
$\ddot{p}_d$	[ms ⁻²]	vektor zrychlení v požadovaném souřadném systému
$\dot{p}_d$	[ms ⁻¹]	vektor rychlosti v požadovaném souřadném systému
p_e	[m]	vektor polohy v aktuálním souřadném systému
$\ddot{p}_e$	[ms ⁻²]	vektor zrychlení v aktuálním souřadném systému
$\dot{p}_e$	[ms ⁻¹]	vektor rychlosti v aktuálním souřadném systému
p_r	[m]	vektor polohy v paralelním souřadném systému
$\ddot{p}_r$	[ms ⁻²]	vektor zrychlení v paralelním souřadném systému
$\dot{p}_r$	[ms ⁻¹]	vektor rychlostí v paralelním souřadném systému
q	[rad,m]	vektor kloubových souřadnic v jednotlivých pohonech robotu (posunutí, natočení)



DIPLOMOVÁ PRÁCE

$\ddot{q}$	$[\text{rads}^{-2}, \text{ms}^{-2}]$	druhá derivace kloubových souřadnic v jednotlivých pohonech robotu podle času (zrychlení, úhlové zrychlení)
$\dot{q}$	$[\text{rads}^{-1}, \text{ms}^{-1}]$	derivace kloubových souřadnic v jednotlivých pohonech robotu podle času (rychlost, úhlová rychlost)
q_i	$[\text{rad}, \text{m}]$	kloubová souřadnice i-tého kloubu
$\ddot{q}_i$	$[\text{rads}^{-2}, \text{ms}^{-2}]$	zrychlení i-tého kloubu
$\dot{q}_i$	$[\text{rads}^{-1}, \text{ms}^{-1}]$	rychlost i-tého kloubu
q_{isk}	$[\text{rad}, \text{m}]$	skutečná kloubová souřadnice i-toho kloubu
$\ddot{q}_{isk}$	$[\text{rads}^{-2}, \text{ms}^{-2}]$	skutečné zrychlení i-tého kloubu
$\dot{q}_{isk}$	$[\text{rads}^{-1}, \text{ms}^{-1}]$	skutečná rychlost i-tého kloubu
r	$[\text{m}]$	vektor požadované polohy
RA_{1y}	$[-]$	rotační matice pro rotaci kloubu A1 ve směru osy y
RA_{2z}	$[-]$	rotační matice pro rotaci kloubu A2 ve směru osy z
RA_{3z}	$[-]$	rotační matice pro rotaci kloubu A3 ve směru osy z
RA_{4x}	$[-]$	rotační matice pro rotaci kloubu A4 ve směru osy x
RA_{5z}	$[-]$	rotační matice pro rotaci kloubu A5 ve směru osy z
RA_{6x}	$[-]$	rotační matice pro rotaci kloubu A6 ve směru osy x
R_c	$[\text{rad}]$	vektor natočení v poddajném souřadném systému
R_d	$[\text{rad}]$	vektor natočení v požadovaném souřadném systému
R_e	$[\text{rad}]$	vektor natočení v aktuálním souřadném systému
R_x	$[-]$	rotační matice pro rotaci ve směru osy x
R_y	$[-]$	rotační matice pro rotaci ve směru osy y
R_z	$[-]$	rotační matice pro rotaci ve směru osy z
T_{isk}	$[\text{Nm}]$	skutečný moment i-tého kloubu
T_{sk}	$[\text{Nm}]$	skutečný moment pohonu
T_{sk}	$[\text{Nm}]$	vektor skutečných momentů pohonů
T_{teor}	$[\text{Nm}]$	vektor teoretických momentů pohonů
T_x	$[\text{m}]$	vzdálenost těžiště koncového efektoru od příruby senzoru ve směru osy x
T_y	$[\text{m}]$	vzdálenost těžiště koncového efektoru od příruby senzoru ve směru osy y
T_z	$[\text{m}]$	vzdálenost těžiště koncového efektoru od příruby senzoru ve směru osy z

α	[deg]	úhel sklopení prizmatu
β	[deg]	úhel sevření prizmatu
$\Delta \mathbf{F}$	[N]	vektor rozdílu mezi požadovanou silou působící na koncový efektor a skutečnou působící silou
$\Delta \mathbf{p}_{ce}$	[m]	vektor odchylky polohy mezi aktuálním souřadným systémem a poddajným souřadným systémem
$\Delta \dot{\mathbf{p}}_{ce}$	[ms ⁻¹]	vektor odchylky rychlosti mezi aktuálním souřadným systémem a poddajným souřadným systémem
$\Delta \mathbf{p}_{dc}$	[m]	vektor odchylky polohy mezi poddajným souřadným systémem a požadovaným souřadným systémem
$\Delta \dot{\mathbf{p}}_{dc}$	[ms ⁻¹]	vektor odchylky rychlosti mezi poddajným souřadným systémem a požadovaným souřadným systémem
$\Delta \mathbf{p}_{de}$	[m]	vektor odchylky polohy mezi požadovaným souřadným systémem a aktuálním souřadným systémem
$\Delta \dot{\mathbf{p}}_{de}$	[ms ⁻¹]	vektor odchylky rychlosti mezi požadovaným souřadným systémem a aktuálním souřadným systémem
$\Delta \mathbf{p}_{re}$	[m]	vektor odchylky polohy mezi aktuálním souřadným systémem a paralelním souřadným systémem
$\Delta \dot{\mathbf{p}}_{re}$	[ms ⁻¹]	vektor odchylky rychlosti mezi aktuálním souřadným systémem a paralelním souřadným systémem
$\Delta \mathbf{r}$	[m]	vektor regulační odchylky polohy
$\boldsymbol{\mu}$	[Nm]	vektoro vnějších momentů
Σ_c	[-]	poddajný souřadný systém
Σ_d	[-]	požadovaný souřadný systém
Σ_e	[-]	aktuální souřadný systém
Σ_r	[-]	paralelní souřadný systém
$\boldsymbol{\tau}$	[Nm]	vektoro momentů v jednotlivých pohonech
$\boldsymbol{\omega}_c$	[rads ⁻¹]	vektor úhlové rychlosti v poddajném souřadném systému
$\dot{\boldsymbol{\omega}}_c$	[rads ⁻²]	vektor úhlového zrychlení v poddajném souřadném systému
$\boldsymbol{\omega}_d$	[rads ⁻¹]	vektor úhlové rychlosti úhlová rychlost v požadovaném souřadném systému
$\dot{\boldsymbol{\omega}}_d$	[rads ⁻²]	vektor úhlového zrychlení v požadovaném souřadném systému
$\boldsymbol{\omega}_e$	[rads ⁻¹]	vektor úhlové rychlosti úhlová rychlost v aktuálním souřadném systému
$\dot{\boldsymbol{\omega}}_e$	[rads ⁻²]	vektor úhlového zrychlení v aktuálním souřadném systému

Seznam obrázků

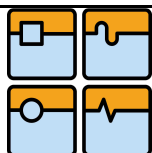
Obr. 3.1	Rozdělení silového řízení	16
Obr. 3.2	Montáž Peg-In-Hole	17
Obr. 3.3	Schéma řízení impedance	20
Obr. 3.4	Schéma bloku řízení impedance	21
Obr. 3.5	Zjednodušené řízení impedance	22
Obr. 3.6	Blokové schéma paralelního řízení.....	23
Obr. 3.7	Schéma bloku regulace síly	24
Obr. 3.8	Zjednodušené schéma paralelního silového řízení	25
Obr. 3.9	SCHUNK FTC 50 – 80V.....	26
Obr. 3.10	Měření silových účinků z proudové smyčky	27
Obr. 4.1	Pewag CLW.....	29
Obr. 4.2	Specifikace ploch určených pro broušení.....	30
Obr. 4.3	Výrobní sortiment spojovacích článků společnosti pewag.....	31
Obr. 5.1	Princip uchopení	32
Obr. 5.2	Silové poměry na uchopovacím segmentu	34
Obr. 5.3	Model vnitřního uchopení součásti.....	39
Obr. 6.1	Model chapadla – Varianta A	41
Obr. 6.2	Zatížení vedení válce	42
Obr. 6.3	Model chapadla – Varianta B	44
Obr. 6.4	Model chapadla – Varianta C	46
Obr. 6.5	Základní rozměry vyhnuté čelisti	48
Obr. 6.6	Prizmatická vložka A.....	49
Obr. 6.7	Prizmatická vložka B.....	50
Obr. 6.8	Prizmatická vložka C.....	50
Obr. 6.9	Zatížení čelistí chapadla SCHUNK PFH 30.....	52
Obr. 7.1	Model koncového efektoru se senzorem a kolizní ochranou	55
Obr. 7.2	Propojení komponent pro FTC řízení.....	56
Obr. 7.3	SCHUNK OPS 100	57
Obr. 7.4	Poloha těžiště efektoru pro robot KUKA KR16.....	58
Obr. 8.1	Schéma řídicího systému	60
Obr. 8.2	Definice souřadného systému pro odvození kompenzace vlivu gravitační síly.....	61
Obr. 8.3	Natočení souřadného systému senzoru kolem osy x	62
Obr. 8.4	Natočení souřadného systému senzoru kolem osy y	63
Obr. 8.5	Natočení souřadného systému senzoru kolem osy z	64
Obr. 8.6	Osy rotací jednotlivých kloubů průmyslového robotu KUKA KR16.....	66
Obr. 8.7	Blokové schéma kompenzace vlivu gravitačního pole na koncový efektor.....	66
Obr. 8.8	Určení polohy těžiště	67
Obr. 8.9	Zobrazení trajektorie pro simulaci.....	69
Obr. 8.10	Lineární trajektorie	72
Obr. 8.11	Kruhová trajektorie s těžištěm efektoru v ose ramene	74
Obr. 8.12	Kruhová trajektorie s těžištěm efektoru mimo sou ramene.....	77
Obr. 9.1	Schéma řízení	80
Obr. 9.2	Schéma řízení s ohledem na použitý hardware	81

Seznam tabulek

Tab. 5.1 Použité zkratky.....	33
Tab. 6.1 Parametry kompaktních válců.....	43
Tab. 6.2 Hmotnosti součástí varianta A	45
Tab. 6.3 Hmotnosti součástí varianta B	45
Tab. 6.4 Parametry chapadla SCHUNK PFH 30	47
Tab. 6.5 Výsledná uchopovací síla pro úhel 20°	51
Tab. 6.6 Dovolené hodnoty zatížení čelistí chapadla SCHUNK PFH 30.....	52
Tab. 6.7 Hodnoty pro výpočet zatížení chapadla SCHUNK PFH 30	53
Tab. 6.8 Hodnoty zatížení chapadla SCHUNK PFH 30	53

Seznam grafů

Graf 5.1 Závislost třecí síly na úhlu sklonění prizmatu a úhlu jeho sevření.....	35
Graf 5.2 Závislost třecí a vytlačující síly na úhlu sklonění prizmatu a úhlu jeho sevření	36
Graf 5.3 Závislost celkové síly na úhlu sklopení a sevření prizmatu	38
Graf 6.1 Závislost délky čelisti na uchopovací síle pro chapadlo SCHUNK PFH 30.....	48
Graf 6.2 Závislost výsledné síly na koeficientu tření a sklonění prizmatu.....	51
Graf 7.1 Závislost nabitosti robotu KUKA KR16 na vzdálenosti těžiště efektoru od příruby robotu	59
Graf 8.1 Průběh kompenzace síly ve směru osy x	70
Graf 8.2 Průběh kompenzace síly ve směru osy z	71
Graf 8.3 Průběh sil v ose z pro lineární trajektorii	73
Graf 8.4 Průběh sil v ose x pro kruhovou trajektorii s těžištěm v ose ramene.....	76
Graf 8.5 Průběh sil v ose z pro kruhovou trajektorii s těžištěm v ose ramene.....	76
Graf 8.6 Průběh sil v ose x pro kruhovou trajektorii s těžištěm mimo osu ramene	78
Graf 8.7 Průběh sil v ose z pro kruhovou trajektorii s těžištěm mimo osu ramene	79



Seznam tištěných příloh – výkresová dokumentace

Označení výkresu / Jméno přílohy	Typ výkresu	Jméno součásti
01-UVSSR-00	Výkres sestavy	KONCOVÝ EFEKTOR
01-UVSSR-01	Výkres sestavy	PODSESTAVA
04-UVSSR-08	Výkres součásti	PRIZMA
04-UVSSR-09	Výkres součásti	NOS
03-UVSSR-10	Výkres součásti	PŘÍRUBA 1
03-UVSSR-11	Výkres součásti	PŘÍRUBA 2
03-UVSSR-12	Výkres součásti	LEVÉ VEDENÍ
03-UVSSR-13	Výkres součásti	PRAVÉ VEDENÍ
04-UVSSR-14	Výkres součásti	ČELIST 1
03-UVSSR-15	Výkres součásti	ČELIST 2
03-UVSSR-90	Výkres součásti	PRAVÝ POJEZD
03-UVSSR-91	Výkres součásti	LEVÝ POJEZD
04-UVSSR-92	Výkres součásti	DOLNÍ POJEZD

Seznam elektronických příloh

Příloha	Jméno souboru	Technická specifikace produktu
E1	PE1.pdf	Silo-momentový senzor SCHUNK FTC 50-80V
E2	PE2.pdf	Chapadlo SCHUNK PFH 30
E3	PE3.pdf	Pneumatický válec SMC C55B25 – 30
E4	PE4.pdf	Třecí vložka SCHUNK HKI 1E
E5	PE5.pdf	Tvarová vložka SCHUNK HM 15
E6	PE6.pdf	Průmyslový robot KUKA KR16
E7	PE7.pdf	Kolizní ochrana SCHUNK OPS 100