

**ČESKÉ VYSOKÉ
UČENÍ TECHNICKÉ
V PRAZE**

**FAKULTA
STROJNÍ**



**TEZE
DISERTAČNÍ
PRÁCE**

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA STROJNÍ
ÚSTAV MECHANIKY, BIOMECHANIKY A MECHATRONIKY

TEZE DISERTAČNÍ PRÁCE

Robustní řízení redundantních paralelních mechanismů

Ing. František Procházka

Doktorský studijní program: Strojní inženýrství

Studijní obor

Mechanika tuhých a poddajných těles a prostředí

Školitel

Prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.

Název anglicky: Robust control of redundantly actuated parallel mechanisms

Disertační práce byla vypracována v prezenční formě doktorského studia na Ústavu mechaniky, biomechaniky a mechatroniky Fakulty strojní ČVUT v Praze.

Disertant:

Ing. František Procházka

Školitel:

Prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.

Oponenti:

Teze byly rozeslány dne:

Obhajoba disertace se koná dne v hod.

v zasedací místnosti č. 17 (v přízemí) Fakulty strojní ČVUT v Praze, Technická 4, Praha 6 před komisí pro obhajobu disertační práce ve studijním oboru Mechanika tuhých a poddajných těles a prostředí.

S disertací je možno se seznámit na oddělení vědy a výzkumu Fakulty strojní ČVUT v Praze, Technická 4, Praha 6.

Prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.

předseda oborové rady oboru

Mechanika tuhých a poddajných těles a prostředí

Fakulta strojní ČVUT v Praze

Obsah

Obsah	6
1. Úvod	1
2. Přehled současné problematiky	2
2.1. Základní vlastnosti paralelních mechanismů.....	2
2.2. Řízení redundantně poháněných mechanismů.....	3
2.2.1. Decentralizované řízení	3
2.2.2. Centralizované řízení	4
3. Cíle práce	6
4. Nepřesnosti modelu	7
4.1. Kinematika s geometrickými nepřesnostmi	7
4.2. Dynamika s hmotovými nepřesnostmi.....	8
5. Robustní klouzavé řízení.....	10
5.1. Klouzavé řízení.....	10
5.2. Úprava klouzavého řízení pro redundantní mechanismy	11
6. Simulační experimenty.....	14
6.1. Mechanismus 4RRR	14
6.1.1. Kinematické a dynamické chyby modelu 4RRR.....	14
6.1.1. Řízení mechanismu 4RRR po testovací trajektorii.....	15
6.2. Vláknořivý mechanismus	18
7. Závěr.....	21
8. Literatura	22
8.1. Použitá literatura.....	22
8.2. Publikace autora.....	23

1. Úvod

Současný vývoj a aplikaci průmyslových robotů a mechanismů lze rozdělit na dva hlavní směry podle jejich kinematické struktury. Jedním z nich je klasická konstrukce se sériovým uspořádáním a druhým je relativně novější koncept paralelních mechanismů. Dosud v průmyslu výrazně dominuje sériová konstrukce mechanismů i přes to, že zde dochází k vzájemnému konfliktu mezi dynamickými vlastnostmi a tuhostí těchto mechanismů. Současné řešení obou problémů mohou nabídnout mechanismy s paralelní kinematickou strukturou. Mechanismy s paralelní kinematikou mohou být navíc vhodně vybaveny nadbytečným počtem pohonů, které jsou schopny ještě více posunout hranice užitných vlastností těchto mechanismů. V praxi se ovšem ukázalo, že nadbytečný počet pohonů může způsobovat jejich vzájemné přetahování, které je velmi nežádoucí. Problém vzájemného přetahování pohonů je způsoben nepřesným modelem mechanismu, který je použit pro návrh řízení. Bohužel model mechanismu nikdy nemůžeme znát zcela přesně.

Nejvýrazněji se nepřesnost modelu projeví při jednoduchém decentralizovaném (lokálním) řízení mechanismu, kdy je zpětná vazba aplikována na všechny pohony nezávisle. Pro nepřesný kinematický model mechanismu je poté nemožné dosáhnout nulové regulační odchylky na všech pohonech. Pokud navíc regulátor obsahuje integrační složku, bude tato narůstat až k saturaci pohonů. Může tak docházet k nestabilitě řízení, nepřesnému polohování až k poničení mechanismu. Jedním ze způsobů, jak odstranit vzájemné přetahování pohonů, je aplikovat zpětnou vazbu jen na neredundantní počet pohonů. Tím sice nemusí docházet k přímému přetahování pohonů, ale paralelní mechanismy mohou přicházet o potenciální výhodu nadbytečného počtu pohonů. Navíc pro správné přenášení zatížení všemi pohony je třeba doplnit kinematický model o dynamický model, kdy je možné přepočítávat celkové zatížení mechanismu na jednotlivé pohony rovnoměrně. Bez tohoto rozšíření by nadbytečné pohony nemohly správně pracovat. Další možností je využití centralizovaného řízení, kdy jsou jednotlivé pohony řízeny společnou strategií řízení. Tato strategie využívá krom kinematického i dynamický model mechanismu. Bývá označována jako pokročilejší modelově orientované řízení. Některé tyto strategie ovšem stále vyčleňují redundantní pohony ze zpětné vazby, což není zcela nutné. Je zde možné provádět rovnoměrnou projekci zpětné vazby na všechny pohony. Takto podobně zamezíme přímo vzájemnému přetahování pohonů redundantní zpětné vazby, ale otázka stability řízení a přesnosti dosažené trajektorie při použití nepřesného modelu je stále otevřená.

Ze studia současného stavu problematiky se ukázalo, že i nejpokročilejší strategie řízení redundantních paralelních mechanismů nezohledňují vliv nepřesného modelu přímo. Při přepočtu (projekci) zpětné vazby na všechny pohony může docházet ke vzniku tzv. parazitní zpětné vazby, která je přímo způsobena nepřesným kinematickým modelem mechanismu. K jejímu odstranění byly dosud používány přístupy ad-hoc úpravy zákona centralizovaného řízení, kdy je zpětná vazba opět redukována na neredundantní počet pohonů. Navíc se i pro tuto úpravu ukázalo, že klasické koncepty řízení nejsou schopny garantovat stabilitu regulace a přesnost polohování mechanismu při využití nepřesného modelu. Stabilita a přesnost regulace je garantována jen pro zcela přesný model. Zde se tedy snaží tato práce navázat a přinést nová řešení k odstranění výše popsanych problémů.

2. Přehled současné problematiky

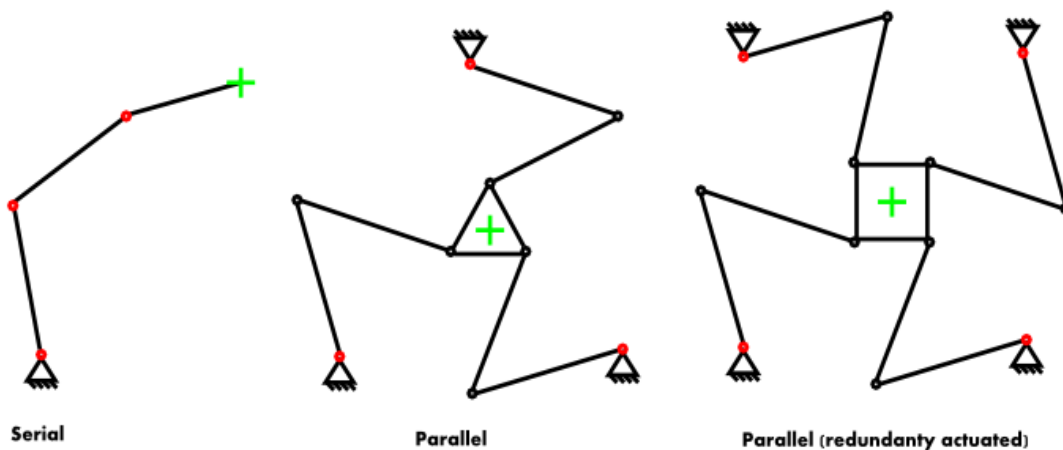
2.1. Základní vlastnosti paralelních mechanismů

Mechanismy s paralelní kinematikou popsané například v [1, 2, 3] v porovnání se sériovými mechanismy disponují rychlejší dynamikou, vyšší tuhostí, vyšší přesností polohování a mohou přenášet vyšší zatížení (Obrázek 1). Na druhou stranu jsou omezeny menším pracovním prostorem vůči zástavbovému prostoru, v pracovním prostoru se mohou vyskytovat singulární polohy, hrozí u nich vyšší riziko kolize jednotlivých členů a v neposlední řadě vyžadují komplikovanější strategie řízení.

Velmi slibným vylepšením je vybavit paralelní mechanismy nadbytečným počtem pohonů. To přináší nové možnosti zvýšení užitných vlastností paralelních mechanismů. Zároveň toto vylepšení přináší některé nové problémy. Jedním z nepodstatnějších je riziko vzájemného přetahování pohonů při využívání nepřesného modelu mechanismu.

Nadbytečným počtem pohonů je možné dosáhnout homogennějšího pracovního prostoru (překonání singularit), zvýšení tuhosti, zlepšení dynamiky apod. Rovněž specifickým znakem nadbytečného počtu pohonů je nejednoznačnost řešení inverzní dynamiky. Toho lze vhodně využít pro splnění druhotných cílů řízení.

Mezi nejčastější druhotné cíle řízení patří minimalizace rizika přetížení pohonů [10], vymezení vůlí v pohonech [4] a ovládnutí aktivní tuhosti end-effectoru [5, 6, 7]. Použitím nadbytečných pohonů je rovněž možné překonat singulární polohy mechanismu [8], které dříve omezovaly jejich pracovní prostor.



Obrázek 1 : Přehled typů mechanismů dle kinematické struktury a počtu pohonů.

Z celkového hlediska mají redundantně poháněné paralelní mechanismy veliký potenciál dosáhnout kvalitativně lepších výsledků než například sériové a neredundantní struktury. Na této cestě je ještě třeba vyřešit několik otevřených otázek a problémů, které dosud nebyly zcela zodpovězeny. Jednou z nich je řízení takovýchto mechanismů, obzvláště při přítomnosti neurčitostí modelu použitého pro řízení. Právě řízení se zpětnou vazbou při respektování nepřesnosti modelu je hlavním tématem této práce.

2.2. Řízení redundantně poháněných mechanismů

2.2.1. Decentralizované řízení

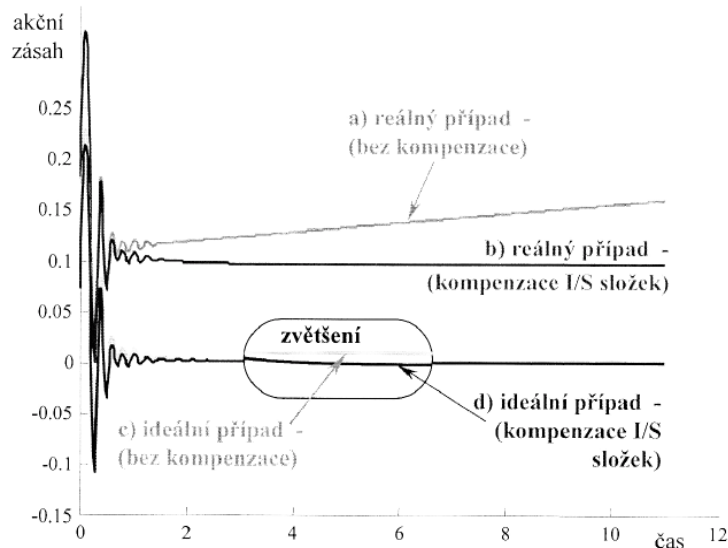
Pro redundantní mechanismy lze využít několik konceptů implementace zpětné vazby. Základním přístupem je použití decentralizovaného (lokálního) řízení, kdy je každý z pohonů řízen samostatně na základě kinematického modelu. Pro redundantně poháněné mechanismy se v praxi ukázalo, že toto řešení není příliš vhodné. Velmi často se jedná o členy s PID regulátory či kaskádní regulací, kde integrační složky mohou právě z důvodu redundance pohonů růst teoreticky nade všechny meze. U reálného mechanismu může sice dojít vlivem dostatečné poddajnosti mechanismu k dosažení nulových odchylek u jednotlivých regulátorů pohonů, ale takto poddajný mechanismus není z praktického hlediska příliš využitelný a odporuje základní myšlence využití paralelní kinematiky jako analogie tuhé příhradové konstrukce. Pokud poddajnost mechanismu nedovolí nastavení všech pohonů na nulovou hodnotu, bude docházet díky integrálním členům k saturaci pohonů a selhání celé regulace. Jádro problému je zakořeněno v kinematickém provázání jednotlivých pohonů. Díky nepřesnosti modelu a odměřování poté vstupují do regulátorů vždy nenulové regulační odchylky. Vznikají tak nežádoucí navzájem se přetahující síly v pohonech. Tedy využívání integračních složek na všech nadbytečných pohonech není možné. Podobně pro často velká zesílení proporčních složek může docházet stejným principem k vzájemnému přetahování pohonů (až saturace).

V [9] je představena úprava decentralizovaného řízení, kdy do kaskádní regulace redundantních pohonů vstupuje společný signál. V tomto případě se jedná o regulační odchylku polohy. Je ukázáno, že zde ke vzájemnému přetahování pohonů nedochází, právě vhodným přechodem z decentralizovaného řízení na centralizovanější koncept řízení. Podobný problém je řešen v [10], kde je v PID regulátoru integrační složka sil pohonů přepočtena na fiktivní účinek na end-efektor, a poté zpět na pohony s požadavkem na jejich minimalizaci (Obrázek 2). Jde o redukující projekci využívající řídicí matici \mathbf{A}^T , která zde figuruje jako transformační matice mezi pohony \mathbf{u} a nezávislými souřadnicemi (end-efektoru).

$$\mathbf{u}_{\text{red}} = \mathbf{A}(\mathbf{A}^T \mathbf{A})^{-1} \mathbf{A}^T \mathbf{u}. \quad (2.1)$$

Tyto přístupy tedy již nejsou v plném smyslu decentralizovaným řízením, ale využívají nějakou další společnou informaci o mechanismu.

Vliv nepřesností modelu se projevuje nemožností dosažení nulových regulačních odchylek všech pohonů. Používání integrační složky v regulátoru tedy ztrácí svůj primární cíl. Proto je velmi často upravena řídicí strategie jen na PD regulaci. Zde již tedy nehrozí nárůst akčních zásahů nade všechny meze a selhání pohonů. Nicméně stále budou díky nenulovým regulačním odchylkám vznikat vzájemně se přetahující síly na pohonech. Jejich velikost bude závislá na nastavení parametrů PD regulátoru a velikosti regulačních odchylek. Dosud ne zcela zodpovězenou otázkou je vliv těchto sil (způsobených nepřesností modelu) na stabilitu řízení a dosažení požadované polohy mechanismu.



Obrázek 2 : Ošetření vzájemného přetahování pohonů pro integrační složku [10].

2.2.2. Centralizované řízení

Pokročilejším přístupem pro řízení redundantních paralelních mechanismů je využití centralizovaného (globálního) konceptu řízení. Zde již nejsou jednotlivé pohony řízeny samostatně, ale podléhají jednotné celkové řídicí strategii. Prvním základním přístupem je rozšířené využití kinematického modelu, který je v nějaké míře využit i pro decentralizované řízení. Pokud je navíc využíván i dynamický model mechanismu, jde o plně modelově orientovaná řízení. Právě tento nejpodrobnější přístup je v popředí zájmu této práce.

Dosud používané přístupy jsou založeny na přesném modelu a jejich vlastnosti jsou dobře popsány např. [11, 12, 13, 10].

V poslední již zmiňované práci [10] jsou aplikovány pokročilé metody centralizovaného řízení jako doplnění inverzní dynamiky lineární zpětnou vazbou, klouzavé řízení a prediktivní řízení. Zde je přímé přetahování pohonů vůči decentralizovanému řízení eliminováno projekcí (přepočtem) fiktivních akčních zásahů pro end-effector na prostor pohonů.

Nicméně teoretické poznatky v oblasti vlivu nepřesností modelu na kvalitu modelově orientovaných metod řízení jsou doposud pro redundantně poháněné mechanismy velmi vzácné. Rozsáhlejší analýzu vlivu nepřesností v parametrech modelu na sestavený kinematický a dynamický model, a hlavně na úspěšnost navazujících modelově orientovaných metod řízení, provedli autoři článků [19, 20, 21].

Pro zkoumání problematiky vycházejí z modelově orientovaných metod řízení PD regulace a computed torque (CTC). Zde odvozují, že klasické zpětnovazební koncepty řízení selhávají, pokud se vyskytují vždy přítomné rozdíly mezi modelem a skutečným mechanismem. Selháním je zde myšleno zajištění stability takového řízení a přesné trajektorie. Autoři zde na nepřesném dynamickém modelu dokazují nemožnost dosažení nulové chyby regulace a navíc i vzniku pozoruhodného fenoménu tzv. parazitní zpětné vazby při použití pseudoinverze řídicí matice A^T . Navržená ad-hoc úprava konceptů PD a CTC řízení pro odstranění této parazitní zpětné vazby je založena na její vhodné úpravě. Zjednodušeně lze říci, že zpětná vazba je použita jen na počet pohonů odpovídající stupňům volnosti

mechanismu a hlavně není přepočítávána pseudoinverzí řídicí matice \mathbf{A}^T . Ovšem i při tomto omezení není možné obecně deklarovat dosažení přesné trajektorie, tedy nulové regulační odchylky. Hlavním závěrem těchto prací tedy je, že regulátor není schopen řídit neznámou dynamiku systému, která vzniká vlivem nepřesností modelu.

Právě zde se tato práce snaží navázat návrhem dostatečně robustního řízení, které se dokáže vypořádat s nepříznivým vlivem nepřesnosti modelu, garantovat stabilitu řízení a rovnoměrně využívat všechny pohony ve zpětné vazbě.

3. Cíle práce

Pro paralelní mechanismy s redundantním počtem pohonů bylo navrženo několik variant metod řízení. Jejich úspěšnost závisí na konkrétní propracovanosti použitých přístupů. Jedním ze základních postupů je použití metod odvozených pro sériové mechanismy.

Pokročilejší metody zohledňující model mechanismu jako je upravené PD řízení a computed torque řízení (CTC) musejí být upraveny s ohledem na zpětnou vazbu pro odstranění vzájemného přetahování pohonů a vzniku parazitní zpětné vazby.

Tyto dosud používané metody používají zpětnou vazbu v omezeném tvaru. Pokud je použita zpětná vazba v plné formě, tedy na všech pohonech (redundantních), je chování takto použitého řízení nepřesné až nestabilní. Dochází vlivem nepřesnosti modelu ke vzniku tzv. parazitní zpětné vazby, kterou nelze odstranit vhodným nastavováním parametrů řízení.

Cílem práce je sestavit dostatečně robustní algoritmus řízení, který i při přítomnosti nepřesností modelu bude stabilní a nepovede k nepřiměřenému přetahování pohonů, kterými dosavadní metody mohou trpět.

Cíle práce jsou shrnuty v následujících bodech:

- Sestavit dostatečně podrobný model paralelních mechanismů s nadbytečným počtem pohonů, který dokáže zahrnout vliv nepřesností modelu konkrétního mechanismu.
- Podrobně vyšetřit vliv nepřesností pro kvantitativní hodnocení přesnosti modelu.
- Navrhnout dostatečně robustní řízení, jež nebude trpět nepřesnostmi modelu ve zpětné vazbě a zákon řízení nebude rozlišovat mezi redundantními pohony.
- Navržené řízení odzkoušet na vhodných příkladech paralelních mechanismů s nadbytečným počtem pohonů.

4. Nepřesnosti modelu

V této kapitole budou řešeny nepřesnosti kinematického a dynamického modelu paralelních mechanismů s nadbytečným počtem pohonů [P2, P3,P4].

4.1. Kinematika s geometrickými nepřesnostmi

Kinematiku paralelního mechanismu lze popsat obecně soustavou r nelineárních rovnic, které zohledňují jednotlivé kinematické smyčky mechanismu. Pro přesný model kinematiky je předpokládáno, že tyto rovnice jsou jen funkcemi n obecných souřadnic \mathbf{q} , které obsahují δ nezávislých souřadnic \mathbf{q}_2 a r závislých souřadnic \mathbf{q}_1 . Geometrické rozměry mechanismu \mathbf{l} ($k \times 1$) v těchto rovnicích jsou předpokládány jako neměnné, tedy konstantní.

Vazbové rovnice pro model mechanismu budou mít tedy tvar

$$\mathbf{g}(\mathbf{q}, \mathbf{l}) = \mathbf{0}. \quad (4.1)$$

Podobně pro reálný mechanismus lze vazbové rovnice zapsat jako

$$\mathbf{g}(\mathbf{q}, \underline{\mathbf{l}}) = \mathbf{0}. \quad (4.2)$$

Nepodtržené symboly představují model mechanismu a podtržené symboly reálný mechanismus. Tím je myšleno, že v těchto rovnicích dojde jen ke změně argumentů.

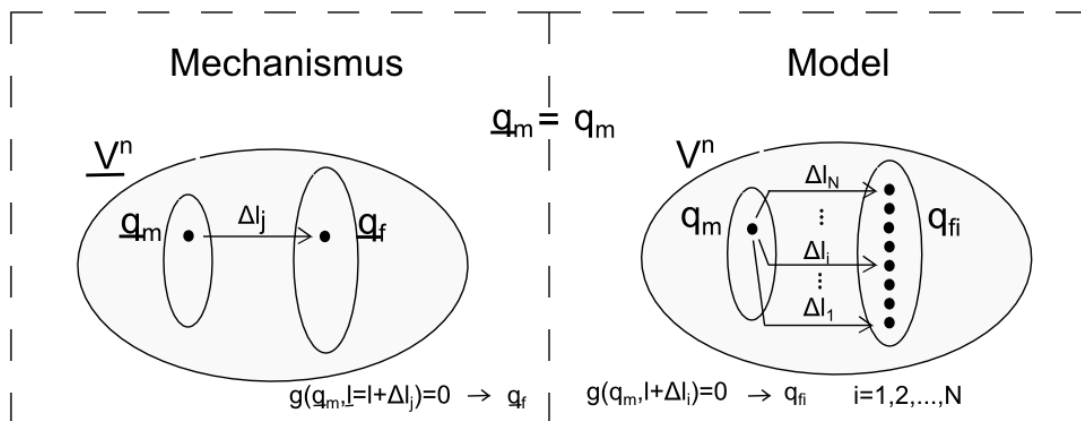
Z hlediska vyšetřování vlivu geometrických nepřesností na kinematiku mechanismu uvažujeme geometrické parametry \mathbf{l} a $\underline{\mathbf{l}}$ jako konstantní. Jejich vzájemný vztah budeme uvažovat jako

$$\underline{\mathbf{l}} = \mathbf{l} + \Delta\mathbf{l}, \quad (4.3)$$

kde $\Delta\mathbf{l}$ představuje vektor k odchylek rozměrů od nominální hodnoty. Pochopitelně konkrétní hodnoty odchylek $\Delta\mathbf{l}$ není možné znát zcela přesně. Proto budeme dále předpokládat, že velikost těchto odchylek $\Delta\mathbf{l}$ je menší než například konkrétní přesnost měření $\Delta\mathbf{l}_{\max}$

$$|\Delta l_j| \leq \Delta l_{j\max} \quad j = 1, 2, \dots, k \quad (4.4)$$

Pro řešení kinematiky předpokládáme odměřování některých souřadnic $\underline{\mathbf{q}}_m$ na reálném mechanismu. Z těchto odměřovaných souřadnic jsou poté napočteny ostatní neodměřované souřadnice \mathbf{q}_f z rovnice (4.1). Nepřesnost kinematického modelu je poté uvažována jako obálka řešení \mathbf{q}_f (4.1) pro dostatečně husté kombinace odchylek $\Delta\mathbf{l}$. Právě v této obálce $\Delta\mathbf{q}_f$ s ohledem na (4.3) leží i skutečné hodnoty neodměřovaných souřadnic $\underline{\mathbf{q}}_f$ (Obrázek 3). Současně předpokládáme i odměřování rychlostí $\underline{\dot{\mathbf{q}}}_m$ na skutečném mechanismu. Zcela shodným postupem kombinací odchylek $\Delta\mathbf{l}$ je poté napočtena chyba kinematického modelu $\Delta\dot{\mathbf{q}}_f$.



Obrázek 3 : Řešení kinematiky s geometrickými nepřesnostmi.

4.2. Dynamika s hmotovými nepřesnostmi

Pro modelově orientované metody řízení redundantních mechanismů jsou výchozím bodem rovnice popisující jejich dynamiku. Podobně jako v případě kinematiky máme k dispozici jen pohybové rovnice odpovídající modelu mechanismu, které se obecně liší od pohybových rovnic skutečného mechanismu. Tyto pohybové rovnice lze zapsat v maticovém tvaru. Pro mechanismus uvažujeme

$$\ddot{\underline{q}}_2 = \bar{\underline{G}}^{-1}(\underline{q}, \underline{l}, \underline{m}) \left[-\bar{\underline{C}}(\underline{q}, \dot{\underline{q}}, \underline{l}, \underline{m}) \dot{\underline{q}}_2 - \bar{\underline{Q}}(\underline{q}, \dot{\underline{q}}, \underline{l}, \underline{m}, t) + \underline{A}^T(\underline{q}, \underline{l}) \underline{u} \right] \quad (4.5)$$

a podobně pro model

$$\ddot{\underline{q}}_2 = \bar{\underline{G}}^{-1}(\underline{q}, \underline{l}, \underline{m}) \left[-\bar{\underline{C}}(\underline{q}, \dot{\underline{q}}, \underline{l}, \underline{m}) \dot{\underline{q}}_2 - \bar{\underline{Q}}(\underline{q}, \dot{\underline{q}}, \underline{l}, \underline{m}, t) + \underline{A}^T(\underline{q}, \underline{l}) \underline{u} \right]. \quad (4.6)$$

zde matice $\bar{\underline{G}}$ označuje maticí hmotnosti, $\bar{\underline{C}}$ matici odpovídající odstředivým a Coriolisovým silám, $\bar{\underline{Q}}$ je vektor všech zbývajících uvažovaných sil (např. potenciální, třecí, apod.). Jak je vidět novými proměnnými jsou zde nové parametry \underline{m} ($s \times 1$) dynamického modelu. Konkrétně jde o hmotnosti, momenty setrvačnosti a další pomocné geometrické parametry potřebné pro sestavení celkové kinetické energie mechanismu. Pro tyto parametry využijeme podobnou strategii jako pro \underline{l} a \underline{l} . Tento přístup opět dobře koresponduje s realitou, kdy je možné jednotlivé parametry zjistit například výpočtem nebo odměřením. Na základě použité metody poté pro jednotlivé parametry můžeme psát

$$\underline{m} = \underline{m} + \Delta \underline{m}, \quad (4.7)$$

kde $\Delta \underline{m}$ ($s \times 1$) je vektor uvažovaných chyb od nominálních hodnot \underline{m} . Velikost těchto chyb omezíme jejich maximální hodnotou $\Delta \underline{m}_{\max}$

$$|\Delta m_j| \leq \Delta m_{j\max} \quad j = 1, 2, \dots, s. \quad (4.8)$$

Výslednou nepřesnost dynamického modelu budeme uvažovat jako rozdíl mezi druhou časovou derivací nezávislých souřadnic pro skutečný mechanismus $\underline{\ddot{\mathbf{q}}}_2$ a pro jeho model $\ddot{\mathbf{q}}_2$.

$$\Delta\ddot{\mathbf{q}}_2 = \underline{\mathbf{f}}(\underline{\mathbf{q}}, \underline{\dot{\mathbf{q}}}, \underline{\mathbf{l}}, \underline{\mathbf{m}}) - \mathbf{f}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, \mathbf{l}, \mathbf{m}) + \left[\underline{\mathbf{B}}(\underline{\mathbf{q}}, \underline{\mathbf{l}}, \underline{\mathbf{m}}) - \mathbf{B}(\mathbf{q}, \mathbf{l}, \mathbf{m}) \right] \mathbf{u}. \quad (4.9)$$

V této rovnici je použit zkrácený zápis pomocí vektoru pravé strany \mathbf{f} a výsledné řídicí matice vůči nezávislým zrychlením \mathbf{B} . Chybu dynamického modelu poté ekvivalentně popíšeme pomocí chybových členů $\Delta\mathbf{f}$ a $\Delta\mathbf{B}$

$$\begin{aligned} \Delta\mathbf{f}(\underline{\mathbf{q}}, \underline{\dot{\mathbf{q}}}, \underline{\mathbf{l}}, \underline{\mathbf{m}}, \mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, \mathbf{l}, \mathbf{m}) &= \underline{\mathbf{f}}(\underline{\mathbf{q}}, \underline{\dot{\mathbf{q}}}, \underline{\mathbf{l}}, \underline{\mathbf{m}}) - \mathbf{f}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}, \mathbf{l}, \mathbf{m}) \\ \Delta\mathbf{B}(\underline{\mathbf{q}}, \underline{\mathbf{l}}, \underline{\mathbf{m}}, \mathbf{q}, \mathbf{l}, \mathbf{m}) &= \underline{\mathbf{B}}(\underline{\mathbf{q}}, \underline{\mathbf{l}}, \underline{\mathbf{m}}) - \mathbf{B}(\mathbf{q}, \mathbf{l}, \mathbf{m}). \end{aligned} \quad (4.10)$$

5. Robustní klouzavé řízení

V první podkapitole bude uveden obecný princip klouzavého řízení. V druhé navazující podkapitole poté bude provedena jeho modifikace pro redundantní paralelní mechanizmy.

5.1. Klouzavé řízení

Hlavní vlastnosti klouzavého řízení, které je necitlivé vůči chybám dynamického modelu lze nalézt například v [14, 15, 16, 17]. Klouzavé řízení je navrženo pro nelineární dynamický systém s více vstupy a více výstupy tzv. multi-input multi-output system (MIMO).

Neurčitý dynamický model s předpokladem znalosti maximálních odchylek od přesného modelu je uvažován ve tvaru [18]

$$\begin{aligned} \ddot{x}_j^{(n_j)} = & [\tilde{f}_j(\mathbf{x}_1, \mathbf{x}_2, \dots, \mathbf{x}_\delta, t) + \Delta\tilde{f}_j(\mathbf{x}_1, \mathbf{x}_2, \dots, \mathbf{x}_\delta, t)] + [b_j(\mathbf{x}_1, \mathbf{x}_2, \dots, \mathbf{x}_\delta, t) + \\ & \Delta b_j(\mathbf{x}_1, \mathbf{x}_2, \dots, \mathbf{x}_\delta, t)]p_j \quad j = 1, 2, \dots, \delta, \end{aligned} \quad (5.1)$$

kde $\Delta\tilde{f}_j$ a Δb_j splňují podmínky

$$\begin{aligned} \Delta\tilde{f}_j(\mathbf{x}_1, \mathbf{x}_2, \dots, \mathbf{x}_\delta, t) & \leq \Delta\tilde{f}_{j\max}(\mathbf{x}_1, \mathbf{x}_2, \dots, \mathbf{x}_\delta, t) \\ \Delta b_j(\mathbf{x}_1, \mathbf{x}_2, \dots, \mathbf{x}_\delta, t) & \leq \Delta b_{j\max}(\mathbf{x}_1, \mathbf{x}_2, \dots, \mathbf{x}_\delta, t) \quad j = 1, 2, \dots, \delta. \end{aligned} \quad (5.2)$$

Zde \mathbf{x} představuje vektor stavové proměnné a její derivace do řádu $n_j - 1$. \tilde{f}_j a b_j jsou nelineární funkce pravé strany, p_j je vstup systému a δ označuje počet stupňů volnosti. Pro tento systém lze ukázat, že zákon řízení ve tvaru

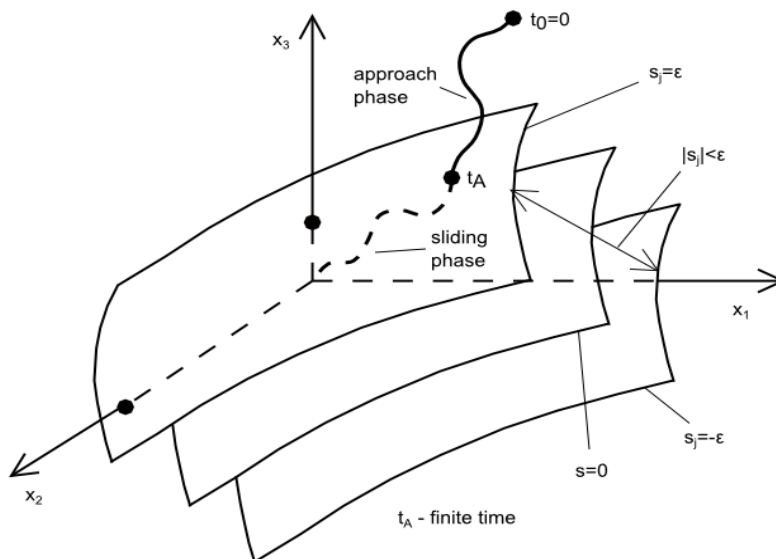
$$\begin{aligned} p_j = -\frac{1}{b_j} \left\{ \sum_{i=1}^{n_j-1} (P_j c_{j,i+1} + c_{ji}) x_j^{(i)} + P_j c_{j1} x_j + \tilde{f}_j(\mathbf{x}_1, \mathbf{x}_2, \dots, \mathbf{x}_\delta, t) \right\} \\ - \frac{\rho_j s_j}{b_j |s_j| + \gamma_j} \quad j = 1, 2, \dots, \delta \end{aligned} \quad (5.3)$$

vede na stabilní trajektorii pro hraniční pásmo ε_j (Obrázek 4). Zde s_j je klouzavá rovina a $P_j, c_{ji}, \rho_j, \gamma_j$ jsou nastavitelné řídicí parametry. Jedním z nejdůležitějších parametrů pro zajištění stability řízení je

$$\rho_j = \frac{\alpha_j + \Delta\tilde{f}_{j\max} + \Delta b_{j\max} |p_{jc}|}{1 - \frac{\Delta b_{j\max}}{|b_j|}} (r_j + 1), \quad (5.4)$$

kde r_j, α_j jsou další parametry řízení a p_{jc} označuje spojitou část řídicího zákona

$$p_{jc} = -\frac{1}{b_j} \left\{ \sum_{i=1}^{n_j-1} (P_j c_{j,i+1} + c_{ji}) x_j^{(i)} + P_j c_{j1} x_j + \tilde{f}_j(\mathbf{x}_1, \mathbf{x}_2, \dots, \mathbf{x}_\delta, t) \right\}. \quad (5.5)$$

Obrázek 4 : Klouzavé řízení s hraniční oblastí ε .

5.2. Úprava klouzavého řízení pro redundantní mechanismy

Pro redundantně poháněné paralelní mechanismy není možné použít řídicí předpis ve tvaru obecného dynamického systému klouzavého řízení přímo. Nový přístup je založen na využití fiktivních pomocných vstupů (pohonů), které odpovídají počtu stupňů volnosti mechanismu. Tyto jsou následně přepočteny na reálné pohony mechanismu. Tento přepočet je založen na ekvivalentní náhradě fiktivních pohonů reálnými [P5, P6, P7].

Aplikace klouzavého řízení dynamického systému na redundantně poháněné mechanismy je založena na ekvivalentní náhradě nepřesného modelu dynamiky obecného klouzavého řízení a nepřesného modelu mechanismu

$$\begin{aligned} \ddot{q}_{2j} - \ddot{q}_{2j}^d &= \tilde{f}_j + \Delta\tilde{f}_j + b_j p_j + \Delta b_j p_j \quad j = 1, 2, \dots, \delta \\ \ddot{q}_{2j} &= f_j + \Delta f_j + \sum_{i=1}^m B_{ji} u_i + \sum_{i=1}^m \Delta B_{ji} u_i \quad j = 1, 2, \dots, \delta \end{aligned} \quad (5.6)$$

Pro jednotlivé členy lze psát následující vztahy

$$\tilde{f}_j = f_j - \ddot{q}_{2j}^d; \Delta\tilde{f}_j = \Delta f_j; b_j p_j = \sum_{i=1}^m B_{ji} u_i; \Delta b_j p_j = \sum_{i=1}^m \Delta B_{ji} u_i \quad j = 1, 2, \dots, \delta. \quad (5.7)$$

V rovnostech zajišťující ekvivalenci mezi rovnicemi jsou na první pohled zásadní poslední dvě rovnosti. Pokud se nám podaří je splnit, jsme oprávněni použít klouzavé řízení a převzít všechny jeho vlastnosti (stabilita regulace). Tyto rovnosti zapíšeme v maticové podobě

$$(\mathbf{B} + \Delta\mathbf{B})\mathbf{u} = \begin{pmatrix} D_{11} + \Delta D_{11} & 0 & \dots & 0 \\ 0 & D_{22} + \Delta D_{22} & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \dots & D_{\delta\delta} + \Delta D_{\delta\delta} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} p_1 \\ p_2 \\ \vdots \\ p_\delta \end{pmatrix}, \quad (5.8)$$

kde diagonální matice \mathbf{D} a $\Delta\mathbf{D}$ jsou dány

$$\begin{aligned} D_{jj} &= b_j \\ \Delta D_{jj} &= \Delta b_j \end{aligned} \quad j = 1, 2, \dots, \delta. \quad (5.9)$$

Odtud je velmi názorně vidět fyzikální interpretace pomocných fiktivních pohonů \mathbf{p} . Tyto pohony působí přímo na nezávislých souřadnicích \mathbf{q}_2 s pomocnou řídicí maticí \mathbf{D} . Tuto matici volíme jako regulární s plnou hodnotí (všechny diagonální členy jsou nenulové). Přepočtení těchto pohonů na skutečné pohony mechanismu \mathbf{u} je pak dán vztahem

$$\mathbf{B}\mathbf{u} = \mathbf{D}\mathbf{p}. \quad (5.10)$$

Jde o soustavu lineárních rovnic, kde matici \mathbf{B} ($\delta \times m$) uvažujeme s plnou hodnotí δ (nesingulární polohy mechanismu). Pro nadbytečný počet pohonů \mathbf{u} ($m \times 1$) řešíme tedy úlohu, kde máme více neznámých, než je počet nezávislých rovnic ($m - \delta$). Volnost řešení \mathbf{u} je možné využít pro splnění druhotných cílů řízení.

O něco komplikovanější je vyhodnocení poslední rovnosti

$$\Delta\mathbf{B}\mathbf{u} = \Delta\mathbf{D}\mathbf{p}. \quad (5.11)$$

Zvolené řešení je založeno na výpočtu maximální chyby, kterou můžou přispět tyto členy k pravým stranám rovnic (5.6). Nejdříve provedeme přímé dosazení levé strany (5.11) do první rovnice (5.6) s uvážením (5.9)

$$\ddot{q}_{2j} - \ddot{q}_{2j}^d = \tilde{f}_j + \Delta\tilde{f}_j + D_{jj}p_j + \sum_{i=1}^m \Delta B_{ji}u_i \quad j = 1, 2, \dots, \delta. \quad (5.12)$$

Poslední člen v této rovnici označíme souhrnně $\Delta d_j = \sum_{i=1}^m \Delta B_{ji}u_i$

$$\ddot{q}_{2j} - \ddot{q}_{2j}^d = \tilde{f}_j + \Delta\tilde{f}_j + \Delta d_j + D_{jj}p_j \quad j = 1, 2, \dots, \delta. \quad (5.13)$$

Dále vyjdeme ze znalosti maximálních hodnot $\Delta\mathbf{B}_{\max}$. Navíc víme, že skutečné pohony \mathbf{u} jsou omezeny svými maximálními velikostmi \mathbf{u}_{\max}

$$|u_i| \leq u_{i\max} \quad i = 1, 2, \dots, m. \quad (5.14)$$

Kombinací $\Delta\mathbf{B}_{\max}$ a \mathbf{u}_{\max} dokážeme nalézt maximální hodnotu levé strany (5.11), kterou ve shodě s dříve zavedeným označením $\Delta\mathbf{d}$ nazveme $\Delta\mathbf{d}_{\max}$

$$\Delta\mathbf{d}_{\max} = \Delta\mathbf{B}_{\max}\mathbf{u}_{\max}. \quad (5.15)$$

Navrženým postupem (využitím \mathbf{u}_{\max}) jsme dosáhli nezávislosti $\Delta\mathbf{d}_{\max}$ na konkrétních hodnotách \mathbf{u} (případně \mathbf{p}). V rovnici tedy vychází matice $\Delta\mathbf{D}$ nulová. Její úlohu přebírá rozšíření vektoru $\Delta\tilde{\mathbf{f}}$ o vektor $\Delta\mathbf{d}$. Tímto rozšířením $\Delta\tilde{\mathbf{f}}$ o $\Delta\mathbf{d}$ je zohledněna neurčitost původní řídicí matice $\Delta\mathbf{B}$. Zmíněné chybové členy jsou omezeny svými maximálními hodnotami, pro které lze společně psát

$$|\Delta\tilde{f}_j + \Delta d_j| \leq \tilde{f}_{j\max} + d_{j\max} \quad j = 1, 2, \dots, \delta. \quad (5.16)$$

Nyní již snadno můžeme předepsat podmínku pro hodnotu parametru ρ_j k zajištění požadované stability mimo pásmo ε_j jako

$$\rho_j = (\alpha_j + \Delta\tilde{f}_{j\max} + \Delta d_{j\max})(r_j + 1). \quad (5.17)$$

Výslednou úpravu klouzavého řízení pro redundantní mechanismy lze zapsat pomocí řídicího zákona

$$p_j = -\frac{1}{D_{jj}} \{ (P_j c_{j2} + c_{j1})(\dot{q}_{2j} - \dot{q}_{2j}^d) + P_j c_{j1}(q_{2j} - q_{2j}^d) + \tilde{f}_j \} - \frac{\rho_j}{D_{jj}} \frac{s_j}{|s_j| + \gamma_j} \quad j = 1, 2, \dots, \delta. \quad (5.18)$$

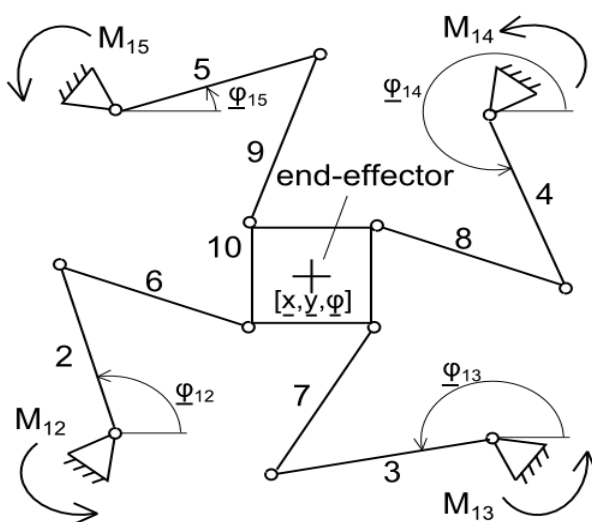
Jde o fiktivní pomocné pohony \mathbf{p} , které jsou následně pomocí (5.10) přepočteny na skutečné pohony \mathbf{u} .

6. Simulační experimenty

Navržený koncept klouzavého řízení byl zkoumán na příkladu dvou rovinných mechanismů s jedním nadbytečným pohonem [P1]. Všechny provedené simulace byly vytvořeny ve výpočtovém prostředí MATLAB.

6.1. Mechanismus 4RRR

Rovinný mechanismus 4RRR (Obrázek 5) je složen z deseti tuhých těles (včetně rámu), která jsou provázána mezi sebou dvanácti rotačními vazbami. Pro nekolizní, přípustné a nesingulární polohy je jeho počet stupňů volnosti $\delta=3$ ($3 \cdot (10-1) - 2 \cdot 12$). Jako odměřované souřadnice jsou použity $[\varphi_{12}, \varphi_{13}, \varphi_{14}]$, tedy poloha end-effectoru musí být dopočtena dopřednou kinematikou.



Obrázek 5 : Mechanismus 4RRR.

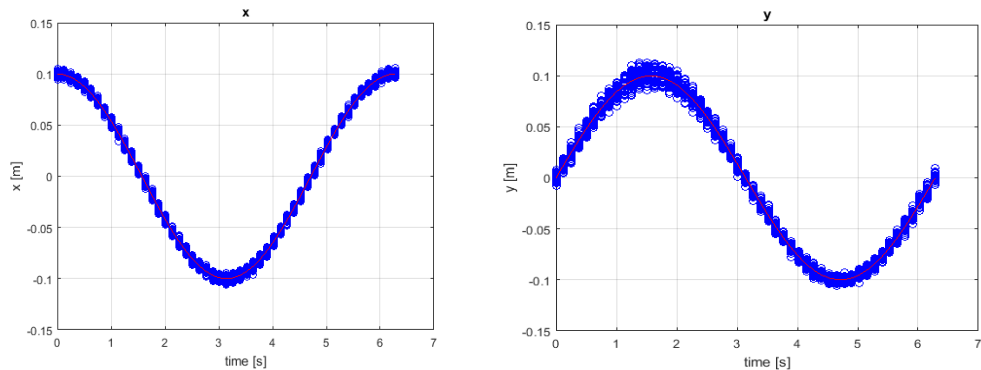
Jako testovací trajektorie end-effectoru $[x, y, \varphi]$ je zvolena kružnice se středem v počátku souřadnicového systému rámu. Označme tuto trajektorii \mathbf{q}_2^d , kde indexy odpovídají nezávislým souřadnicím a požadované trajektorii

$$\mathbf{q}_2^d(t) = \begin{pmatrix} x^d(t) \\ y^d(t) \\ \varphi^d(t) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} R \cos(\omega t) \\ R \sin(\omega t) \\ 0 \end{pmatrix}, \dot{\mathbf{q}}_2^d = \begin{pmatrix} -R\omega \sin(\omega t) \\ R\omega \cos(\omega t) \\ 0 \end{pmatrix}, \ddot{\mathbf{q}}_2^d = \begin{pmatrix} -R\omega^2 \cos(\omega t) \\ -R\omega^2 \sin(\omega t) \\ 0 \end{pmatrix} \quad t \in (0, 2\pi) [s]. \quad (6.1)$$

6.1.1. Kinematické a dynamické chyby modelu 4RRR

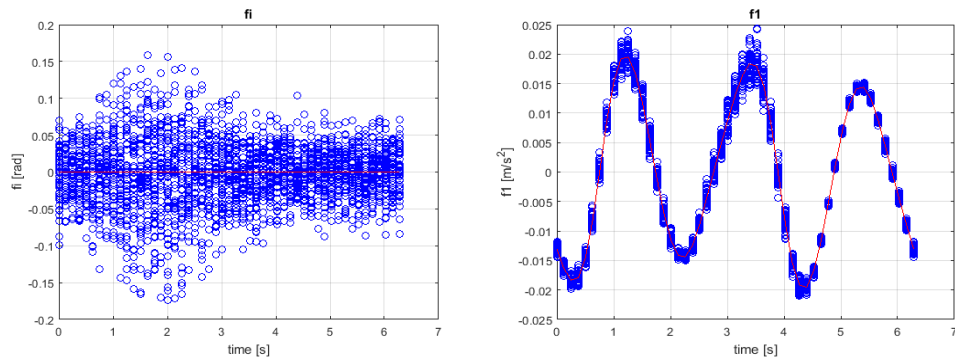
Pro odchylky $\Delta \mathbf{l}=2\%$ od nominálních hodnot \mathbf{l} (přípevnění motorů k rámu, délka ramen a rozměry platformy) a nulové $\Delta \mathbf{m}$ jsou uvedeny vybrané výsledky chyby dopředné kinematiky a první složky vektoru $\underline{\mathbf{f}}$.

Vykreslení trajektorie je rozděleno na průběh souřadnice x end-effektoru, y a φ . Pro souřadnici x je chyba trajektorie přibližně $\Delta x_{\max} = 1e - 2$ m a pro souřadnici y je odečtena chyba trajektorie $\Delta y_{\max} = 2e - 2$ m (Obrázek 6).



Obrázek 6 : Chyba kinematiky pro souřadnici x a y .

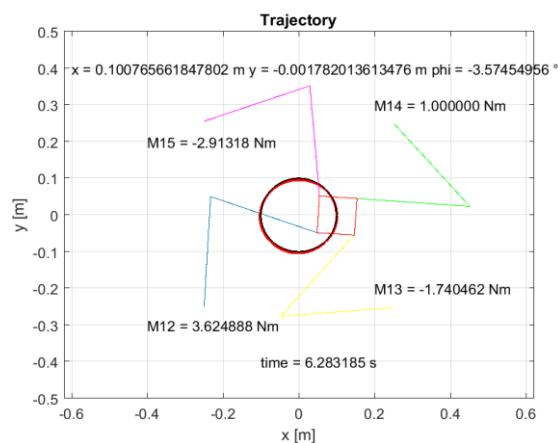
Pro natočení φ je chyba kinematiky asi $\Delta\varphi_{\max} = 0,17$ rad ($\sim 10^\circ$) a pro chybu dynamiky $\Delta f_{1\max} = 1e - 2$ m \cdot s $^{-2}$ (Obrázek 7).



Obrázek 7 : Chyba kinematiky φ a dynamiky f_1 .

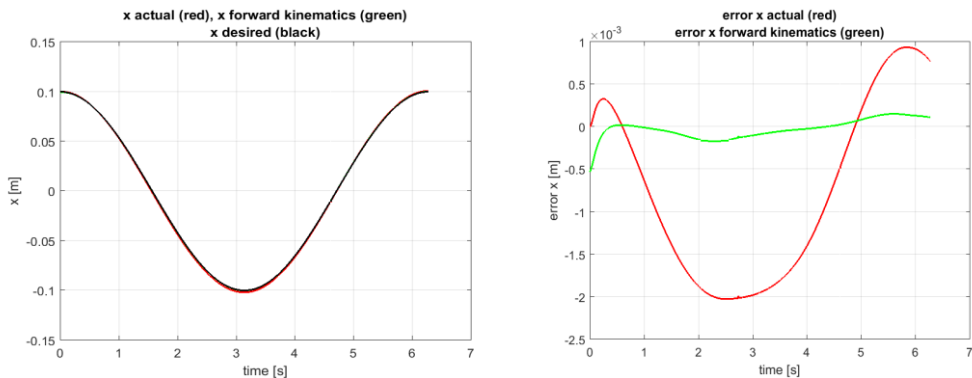
6.1.1. Řízení mechanismu 4RRR po testovací trajektorii

Celkový pohled a výsledný stav řízení pro testovací trajektorii (Obrázek 8) naznačuje sledování testovací trajektorie s chybou. Tato chyba je součtem chyby dopředné kinematiky a samotné chyby regulace.

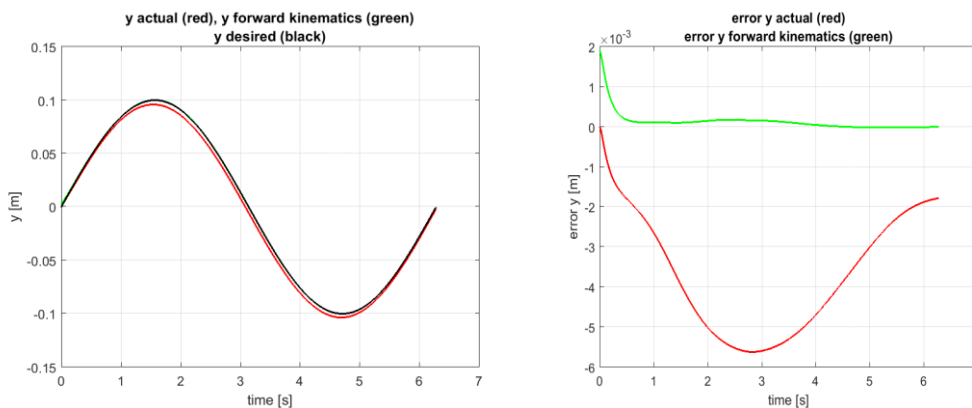


Obrázek 8 : Testovací trajektorie s nepřesným modelem 4RRR mechanismu.

Poloha end-effektoru x a chyba vůči požadované trajektorii (Obrázek 9) je tvořena chybou regulace a chybou dopředné kinematiky. Přesto zde příspěvek dopředné kinematiky (červená versus zelená) významně převyšuje chybu řízení (zelená versus nula). Podobně dopadne situace i pro souřadnici end-effektoru y (Obrázek 10).

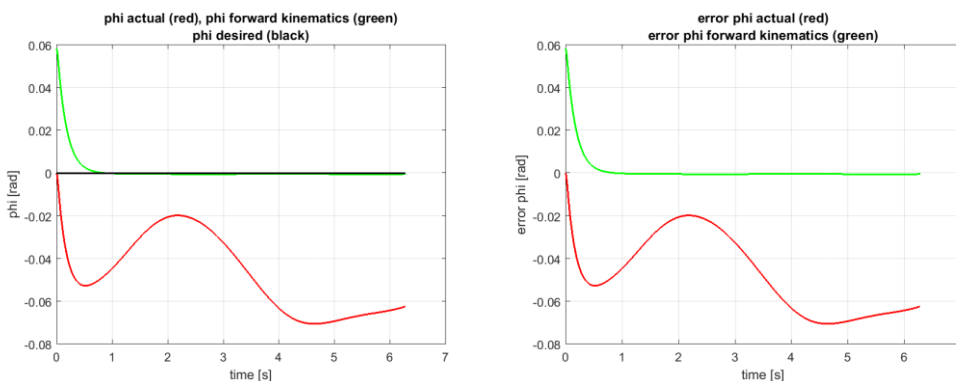


Obrázek 9 : Poloha end-effektoru x a její chyba pro nepřesný model 4RRR mechanismu (testovací trajektorie).



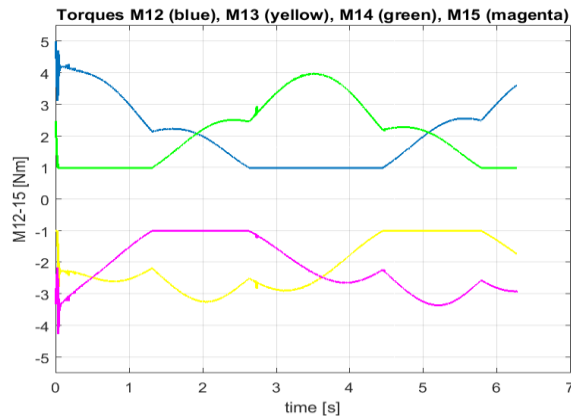
Obrázek 10 : Poloha end-effektoru y a její chyba pro nepřesný model 4RRR mechanismu (testovací trajektorie).

Pro úhlové natočení end-effektoru (Obrázek 11) je situace výrazně příznivější ve prospěch regulační odchylky (zelená versus nula). Zde se na výsledné chybě podílí hlavně dopředná kinematika (červená versus zelená).



Obrázek 11 : Natočení end-effektoru φ a jeho chyba pro nepřesný model 4RRR mechanismu (testovací trajektorie).

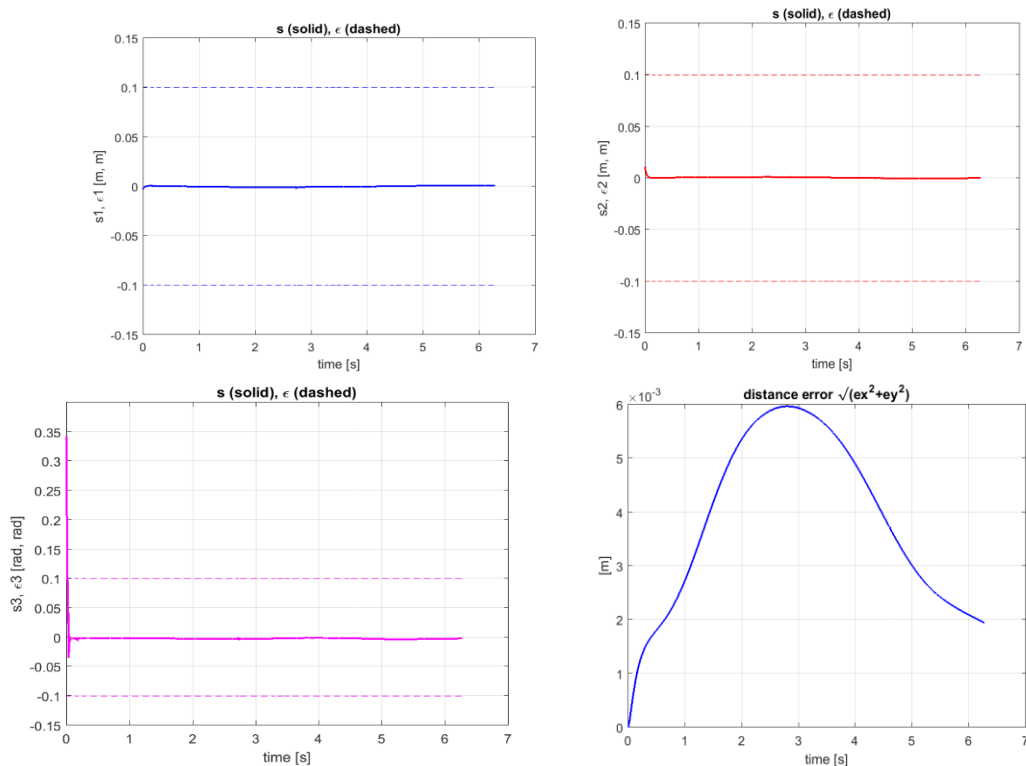
Hodnoty řídicích momentů \mathbf{u} splňují protivůlovou podmínku (Obrázek 12). Protivůlová podmínka byla řešena kvadratickým programováním (5.10)



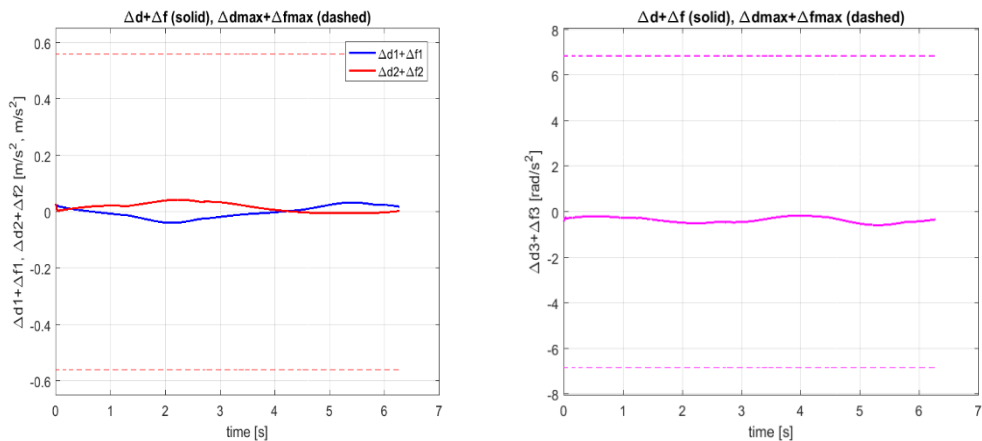
Obrázek 12 : Pohony \mathbf{u} nepřesného modelu 4RRR mechanismu (testovací trajektorie).

Dalšími grafickými výstupy jsou průběhy jednotlivých klouzavých rovin s_j ($j = 1, 2, 3$) a kombinované chyby polohy end-effectoru pro souřadnice x a y ($\sqrt{(x - x^d)^2 + (y - y^d)^2}$) (Obrázek 13). Zde je vcelku očekávaný průběh jednotlivých s_j , který odpovídá úspěšnému průběhu regulace příslušných poloh a natočení end-effectoru. Chyba výsledného polohování, jak již bylo zmíněno, je z větší části tvořena chybou ve výpočtu dopředné kinematiky.

Závěrečná kontrola správného nastavení parametrů regulace (Obrázek 14) je provedena ověřením podmínky $|\Delta\tilde{f}_j + \Delta d_j| \leq \tilde{f}_{j\max} + d_{j\max}$ (5.16). I zde je bohatá rezerva vůči maximálním hodnotám $\tilde{f}_{j\max} + d_{j\max}$.



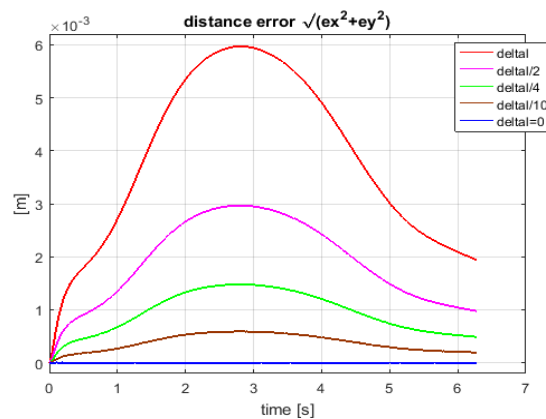
Obrázek 13 : Klouzavé roviny s_j a chyba polohy nepřesného modelu 4RRR mechanismu (testovací trajektorie).



Obrázek 14 : Kontrola nastavení řídicích parametrů $\Delta\tilde{f}_j + \Delta d_j$ pro nepřesný model 4RRR mechanismu (testovací trajektorie).

Výsledky simulací pro sledování testovací trajektorie potvrzují schopnost klouzavého řízení garantovat stabilitu regulace a sledovat požadovanou trajektorii i při použití nepřesného modelu 4RRR mechanismu. Bohužel v tomto případě nepřímého odměřování end-effectoru je výsledná kvalita regulace zásadně ovlivněna nepřesností výpočtu dopředné kinematiky. Zpřesnění tohoto výpočtu je tedy další otázkou pro případ, kdy budeme požadovat získání lepších výsledků.

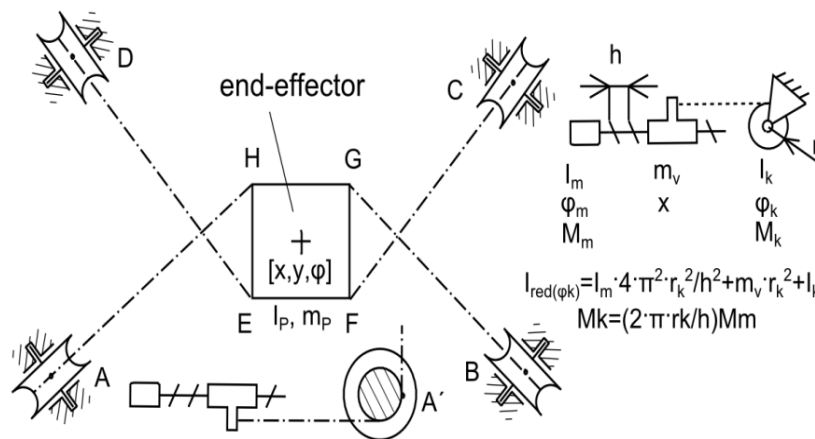
Pro testovací trajektorii a pro nepřesný model byly provedeny simulace, kde jsou měněny velikosti chyb modelu ΔI (Obrázek 15). Výsledky jsou podobně uvedeny ve formě kombinované chyby polohy x a y ($\sqrt{(x - x^d)^2 + (y - y^d)^2}$). Lze zde vypočítat přibližně lineární vztah mezi velikostí chyby modelu a výsledné přesnosti trajektorie.



Obrázek 15 : Vliv ΔI na přesnost polohování (testovací trajektorie).

6.2. Vlákňový mechanismus

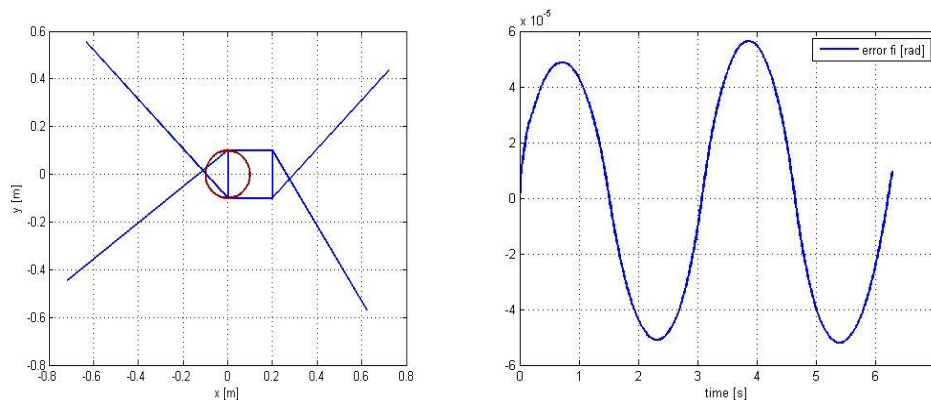
Vlákňový mechanismus (Obrázek 16) je složen z platformy s end-effektorem, čtyřmi kladkami připevněnými k rámu, čtyřmi pohony s jezdcí pro napínání vláken a samotnými vlákny. Prostorové uspořádání je upraveno tak, aby nejpodstatnější pohyb mechanismu probíhal v jedné rovině.



Obrázek 16 : Vlákňový mechanismus.

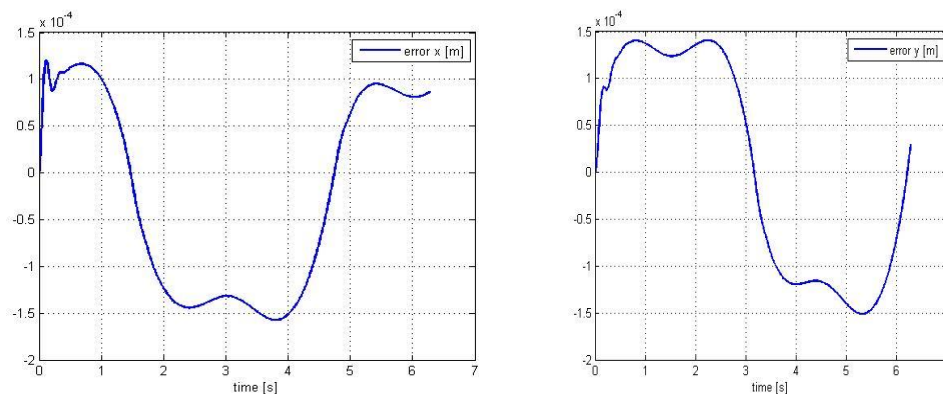
Regulace probíhá po shodné testovací trajektorii jako pro 4RRR mechanismus. Nejpodstatnější rozdíl je ovšem ten, že pro vlákňový mechanismus je uvažováno odměřování přímo end-effectoru. Nevzniká zde tedy chyba dopředné kinematiky. Smyslem simulace je ověřit schopnost klouzavého řízení zajistit v průběhu celého pohybu dostatečné napnutí všech lan i při použití nepřesného modelu (poloha kladek $\pm 5\%$).

Celkový pohled na výsledek sledování požadované trajektorie a odchylku natočení end-effectoru je vyobrazen níže (Obrázek 17).



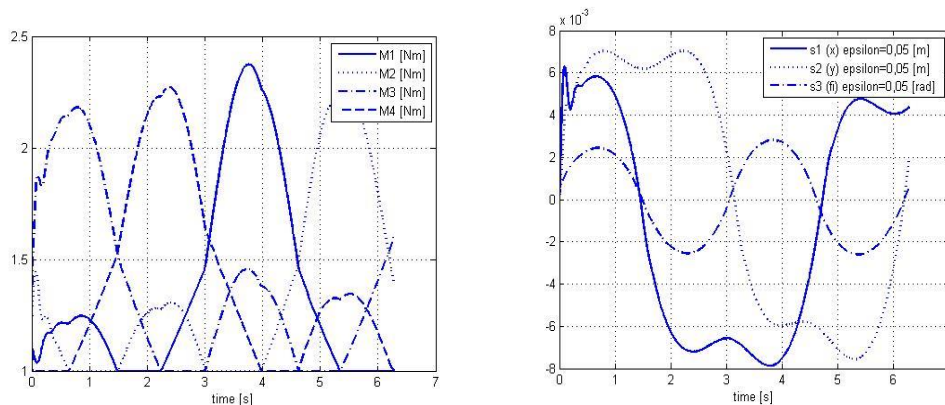
Obrázek 17 : Vlákňový mechanismus – trajektorie a odchylka natočení end-effectoru.

Pro polohu end-effectoru x a y je uvedena výsledná chyba regulace (Obrázek 18).



Obrázek 18 : Vlákňový mechanismus – regulační odchylka poloh x a y.

Cílem řízení bylo nejen úspěšně polohovat platformu s end-effektorem, ale i zajistit dostatečné napnutí všech lan v průběhu celého pohybu (Obrázek 19). Bez splnění tohoto cíle by vláknový mechanismus vůbec nemohl plnit svou funkci. Je vidět, že momenty na kladkách jsou kladné s tím, že neklesnou pod požadovanou bezpečnou mez $1 \text{ N} \cdot \text{m}$. Podobně stabilita klouzavého řízení je ověřena vykreslením klouzavých rovin (Obrázek 19), které leží v pásmu necitlivosti ε s velmi bezpečnou rezervou.



Obrázek 19 : Vláknový mechanismus – řídicí momenty sil.

V této kapitole byly provedeny simulační experimenty, které měly za cíl ověřit správnou funkci navrženého algoritmu klouzavého řízení pro paralelní mechanismy s redundantním počtem pohonů. Hlavní důraz byl kladen na úspěšnost tohoto řízení při použití nepřesného modelu mechanismu, který je v reálných aplikacích vždy přítomen.

Bohužel se ukázalo, že výsledné polohování $4RRR$ mechanismu při nepřímém odměřování end-effectoru je silně závislé na přesnosti výpočtu dopředné kinematiky nepřesného modelu mechanismu. Z hlediska klouzavého řízení ale regulace probíhá správně (chyba odměřování). Pro ověření jednoho z možných postupů, jak tuto situaci vylepšit, byly provedeny simulace umělého snížení chyby kinematického modelu, které potvrdily, že výsledná chyba polohování end-effectoru mechanismu je přibližně úměrná velikosti chyby kinematického modelu.

Druhým mechanismem, na kterém byl proveden simulační experiment, byl rovinný vláknový mechanismus. Zde bylo hlavním cílem simulace ověřit schopnost klouzavého řízení zajistit dostatečné předpětí lan pro správnou funkci mechanismu. Samozřejmě i zde byl uvažován nepřesný model mechanismu. Výsledky naplnily zadané cíle. Potvrdilo se, že klouzavé řízení je schopno zajistit potřebné napnutí všech lan v průběhu celého pohybu mechanismu. Navíc díky vyšším hodnotám nastavení řídicích parametrů a přímému odměřování end-effectoru bylo dosaženo vyšší přesnosti v porovnání s mechanismem $4RRR$.

7. Závěr

Disertační práce se zabývá modelováním a řízením paralelních mechanismů s redundantním počtem pohonů. Oproti dřívějším řešením si práce klade za cíl navrhnout nový zákon řízení, který bude schopen garantovat stabilitu regulace i při použití nepřesného modelu mechanismu. Zároveň řídicí zákon bude využívat všechny pohony ve zpětné vazbě rovnocenně a nebude trpět vzájemným přetahováním pohonů.

Ke splnění tohoto cíle bylo třeba sestavit podrobný kinematický a dynamický model mechanismu, který obsáhne chybu modelu. Příslušné modely byly konkrétně rozšířeny o vliv svých parametrů s odchylkami (kapitola 4). Dále bylo třeba kvantitativně vyjádřit chybu příslušných modelů. Byl navržen výpočtový numerický postup pro nalezení chyby kinematického a dynamického modelu, který propočítává kombinace odchylek parametrů jednotlivých modelů (kapitola 4). Na základě této znalosti byl poté navržen robustní zákon řízení, který je založen na klouzavém principu. Tento zákon řízení garantuje stabilitu regulace i pro nepřesný model a rovnoměrně využívá všechny pohony pro aplikaci zpětné vazby (kapitola 5). Splnění cíle návrhu robustního řízení je poté ověřeno numerickými simulacemi na dvou rovinných mechanismech (kapitola 6). Výsledky provedených simulací jsou úspěšné a potvrzují vlastnosti navrženého klouzavého řízení pro paralelní mechanismy s redundantním počtem pohonů.

Jako podnětným tématem pro budoucí rozvoj tématu a praktickou aplikaci se ukázalo, že pro přesné polohování mechanismu je třeba zajistit přesné odměřování end-effectoru. Konkrétně při nepřímém odměřování end-effectoru vzniká chyba výpočtu jeho polohy z nepřesného kinematického modelu (dopředná kinematika). Navržený robustní zákon řízení poté reguluje právě tuto nepřesnou polohu end-effectoru. Nadějnou cestou k řešení tohoto problému může být využití redundantního odměřování pro přesnější určení polohy end-effectoru.

Závěrem lze říci, že disertační práce naplnila své cíle. Zároveň přinesla nové otázky a výzvy pro další řešení dané problematiky.

8. Literatura

8.1. Použitá literatura

- [1] Neugebauer, R. (ed.): Development Methods and Application Experience of Parallel Kinematics, PKS 2002, IWU FhG, Chemnitz
- [2] Merlet, J.P.: Redundant parallel manipulators, *Laboratory Robotics and Automation*, Vol. 8. No. 1, 1996, pp. 17-24.
- [3] Merlet, J.P.: *Parallel Robots*, Springer Series Solid Mechanics and Its Applications, Vol. 128, Springer, 2nd edition 2006
- [4] Valášek, M., Florián, M.: Anti-Backlash Control of Redundant Parallel Robots, In: *Proc. of Computational Mechanics 2000, Nečtiny 2000*, pp. 421-428
- [5] Yi, B.Y., Freeman, R.A., Tesar, D.: Open-loop stiffness control of overconstrained mechanisms / robotic linkage systems, *Proc. IEEE Int. Conf. Rob. Automat. (ICRA)*, May 14-19, 1989, Scottsdale, AZ, pp. 1340-1345
- [6] Florián, M.: Aktivní tuhost a bezvúlové ovládání redundantních paralelních robotů, disertační práce, *Mechanika tuhých a poddajných těles a prostředí*, ČVUT FS, 2006
- [7] Hogan, N.: Impedance Control: An Approach to Manipulation, *ASME Journal of Dynamic Systems Measurement and Control*, Vol. 107, pp. 1-24, 1985
- [8] Zhang, Y., Gong, J., Gao, F.: Singularity elimination of parallel mechanisms by means of redundant actuation. 12th IFToMM World Congress, Besancon, France, (June 18-21)
- [9] Dlabal, P.: *Coordination of Control of Redundant Drives*, MSc Thesis, CTU, Prague 2001
- [10] Belda, K.: Řízení redundantních paralelních struktur robotických systémů, disertační práce, *Mechanika tuhých a poddajných těles a prostředí*, ČVUT FS, 2002
- [11] Wu J., Wang J., Wang L., and Li T.: Dynamics and control of planar 3-DOF parallel manipulator with actuation redundancy, *Mechanism and Machine Theory*, vol. 44, no. 4. pp. 835-849, 2008
- [12] Asada, H., Slotine, J.J.E.: *Robot Analysis and Control*, John Wiley and Sons, 1986
- [13] Murray, R.M., Li, Z., Sastry, S.S.: *A mathematical Introduction to robotic Manipulation*, CRC Press, 1993
- [14] Guo, H., Liu, Y., Liu, G., Li, H.: Cascade control of hydraulically driven 6-DOF parallel robot manipulator based on sliding mode, *Control Engineeringg Practise*, vol. 16, no. 9, pp. 1055-1068, 2008.
- [15] Xu, R., Özgüner, U.: Sliding mode control of class of underactuated systems *Automatica*. 2008, 44, 233-244
- [16] Gracia, L., Garelli, F., Sala, A.: Integrated sliding-mode algorithms in robot tracking applications, *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*, 29 (2013) 53-62

- [17] Falahpoor, M., Ataei, M., Kiyoumars, A.: A chattering-free sliding mode control design for uncertain chaotic system. *Chaos, Solitons and Fractals*, 42 (2009) 1755-1765
- [18] Olgac, N., Elmali, H.: A Novel Robust Control Strategy for Nonlinear Systems with Variable Structure, In: Proc. of IFToMM World Congress, Praha 1991
- [19] Müller, A.: Effects of geometric Imperfections to the Control of redundantly actuated Parallel Manipulators, Proceedings - IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA), 2009, pp. 1782-1787
- [20] Müller, A.: Consequences of Geometric Imperfections for the Control of Redundantly Actuated Parallel Manipulators, IEEE Trans. Robotics, Vol. 26, No. 1, 2010, pp. 21-31
- [21] Müller, A., Hufnagel, T.: A Projection method for Elimination of Contradicting Control Forces in Redundantly Actuated PKM. IEEE Int. Conf. Rob. Automat. (ICRA), May 9-13, 2011 Shanghai, China, pp. 3218-3223

8.2. Publikace autora

- [P1] Procházka, F., Valášek, M., Šika, Z.: Robust sliding mode control of redundantly actuated parallel mechanisms with respect to geometric imperfections. *Multibody System Dynamics*. 2016, **36**(3), 221-236. ISSN 1384-5640. DOI 10.1007/s11044-015-9481-8
- [P2] Procházka, F.: Robust Sliding mode control of Redundantly Actuated Parallel Mechanisms with Bounded Model Uncertainties, *19th Workshop of Applied Mechanics*, Ústav mechaniky, biomechaniky a mechatroniky, České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, 2015, s. 35-38. ISBN 978-80-01-05918-0
- [P3] Procházka, F.: Robust Sliding mode control of Redundantly Actuated Parallel Mechanisms with Model Uncertainties, *18th Workshop of Applied Mechanics*, Ústav mechaniky, biomechaniky a mechatroniky, České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, 2015, s. 23-26. ISBN 978-80-01-05746-9
- [P4] Procházka, F.: Robust Sliding Mode Control for Redundantly Actuated Parallel Mechanisms with Respect to Geometric Imperfections, *Workshop of Applied Mechanics WAM 2014*, Ústav mechaniky, biomechaniky a mechatroniky, České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, 2014
- [P5] Valášek, M., Procházka, F., Šika, Z.: Anti-backlash and Cable-driven Mechanisms, *29th conference with international participation COMPUTATIONAL MECHANICS 2013 – Extended abstracts*, Pilsen, University of West Bohemia in Pilsen, 2013, ISBN 978-80-261-0282-3
- [P6] Procházka, F., Valášek, M., Šika, Z.: Protivůlové řízení paralelních mechanismů. [Výzkumná zpráva], Czech Technical University in Prague, 2013.
- [P7] Valášek, M., Šika, Z., Vampola, T., Pelikán, J., Zavřel, J., Kovář, F., Procházka, F., Matyska, V. et al.: Analýza nových nekonvenčních konceptů obráběcích strojů, [výzkumná zpráva], České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, 2012. Zpráva č. V-12-086

