



ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

Fakulta strojní

Ústav výrobních strojů a zařízení

DISERTAČNÍ PRÁCE

Vyvažování vertikálně se pohybujících hmot pomocí rotačního hydromotoru

Školitel: doc. Ing. Antonín Bubák, Ph.D.

Školitel specialista: Ing. Lukáš Novotný, Ph.D.

Obor: Konstrukční a procesní inženýrství

Ing. Štěpán Fiala

Praha 2020

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou disertační práci vypracoval samostatně a použil jsem pouze podklady uvedené v příloženém seznamu použité literatury.

Nemám závažný důvod pro použití tohoto školního díla ve smyslu Zákona č. 121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon).

V Praze dne:

.....

podpis

Poděkování

Nejprve bych rád poděkoval svému školiteli, panu *doc. Antonínu Bubákovi Ph.D.* za odborné vedení, nápady, postřehy, kontrolu, podporu, konzultace a svůj čas, který mi věnoval v průběhu doktorského studia a při zpracovávání této disertační práce.

Dále bych rád poděkoval svému školiteli specialistovi, panu *Ing. Lukáši Novotnému, Ph.D.* za odborné rady, konzultace a podporu při celém průběhu doktorského studia.

V neposlední řadě bych rád poděkoval *svým kamarádům a kolegům* z Výzkumného centra pro strojírenskou výrobní techniku a technologii na ČVUT v Praze, kteří mi byli podporou v průběhu celého doktorského studia.

Nakonec bych rád poděkoval celé své rodině za podporu, péči a starostlivost a hlavně za shovívavost při řešení doktorské práce.

Abstrakt

Disertační práce se zabývá metodami a přístupy snižování nároků kladených na pohony vertikálních pohybových os obráběcích strojů. Poskytuje přehled dosavadně užívaných průmyslových mechanismů. Hlavní pozornost je věnována principu vyvažování využívajícího jako zdroj síly rotační hydromotor, který má z pohledu užitečných vlastností mnoho výhod. V průběhu práce byly identifikovány i negativní vlastnosti rotačních hydromotorů. Disertační práce prezentuje propojenou sestavu pohonu servoelektrického pohonu a servohydraulického pohonu, který v práci zmíněné neduhy odstraňuje.

Klíčová slova

Obráběcí stroj, gravitační účinky na pohyblivé hmoty, vyvažovací mechanismus, regulace rotačního hydromotoru

Abstract

This dissertation thesis deals with methods to reduce the influence of gravitational force on machine tool vertical feed axes. It provides an overview of existing counterbalancing mechanisms that are used in industrial applications. The main focus is on an existing solution that uses a rotary piston hydromotor, which has a number of advantageous properties. However, its significant torque ripple limits the practical application in machine tools. This dissertation thesis presents a method of connected servo-electric and servo-hydraulic drive control that overcomes the shortcomings of the original solutions and allows practical deployment on vertical feed axes.

Keywords

Machine Tool, Gravity Forces demand on Moving Masses, Counterbalancing Mechanism, Rotary Piston Hydromotor Control



Obsah

<i>Obsah</i>	<u>1</u>
<i>Seznam užitých značek a veličin</i>	<u>4</u>
1 Úvod	<u>6</u>
2 Současný stav řešené problematiky	<u>8</u>
2.1 Metody snížení tíhové síly vertikálních pohybových os	<u>9</u>
2.1.1 Odlehčování komponent použitím nekonvenčních materiálů	<u>9</u>
2.1.2 Snížení pohyblivých hmot optimalizací strukturální a kinematickou	<u>10</u>
2.2 Přístup vyvažování	<u>12</u>
2.2.1 Mechanický přístup vyvažování	<u>12</u>
Vyvažování pomocí protizávaží	<u>12</u>
Vyvažování pomocí pružin	<u>15</u>
2.2.2 Elektromotorický přístup	<u>16</u>
Varianty regulace dvou pohonů	<u>19</u>
2.2.3 Tekutinový přístup	<u>21</u>
Vyvažování pomocí přímočarých tekutinových motorů	<u>22</u>
Vyvažování rotačním hydromotorem	<u>26</u>
2.3 Hodnocení výstupů řešerše	<u>26</u>
3 Cíle práce	<u>30</u>
4 Vyvažování hydromotorem s pevným geometrickým objemem	<u>31</u>
4.1.1 Experiment s rotačním hydromotorem na obráběcím stroji	<u>32</u>
4.1.2 Hodnocení samostatného vyvažovacího pohonu	<u>37</u>
4.2 Výzkum vlastností hydromotoru	<u>37</u>
4.2.1 Návrh experimentu	<u>37</u>
4.2.2 Průběh měření a výstupy	<u>40</u>
4.2.3 Hodnocení vlastností hydromotoru	<u>46</u>
4.3 Varianta koaxiálního připojení vyvažovacího mechanismu	<u>46</u>
4.3.1 Návrh experimentu	<u>46</u>



4.3.2	Průběh měření a výstupy _____	50
4.3.3	Hodnocení varianty koaxiálního připojení vyvažovacího mechanismu _____	52
5	<i>Regulační hydromotor</i> _____	54
5.1	Popis použitého zařízení _____	55
5.2	Řízení momentu _____	56
5.2.1	Regulace polohy šoupátka _____	58
5.2.2	Identifikace vlastností regulace momentu _____	59
5.3	Momentová regulace hydromotoru _____	62
5.3.1	Zpětná vazba odvozená od snímače momentu _____	62
5.3.2	Odvození zpětné vazby z proudu servomotoru _____	66
5.3.3	Hodnocení momentové regulace hydromotoru _____	69
6	<i>Aplikace momentového řízení HM na vyvažování</i> _____	71
6.1	Polohování osy při požadavku přejezdu rampou polohy _____	74
6.1.1	Polohování po rampě polohy bez kompenzace pasivních odporů _____	75
6.1.2	Rampa s kompenzací pasivních odporů _____	78
6.1.3	Rovnoměrnost pohybu _____	79
6.1.4	Test kruhové interpolace _____	81
6.1.5	Hodnocení polohování osy při přejezdu rampou polohy _____	83
7	<i>Závěry a diskuze</i> _____	85
7.1	Shrnutí výsledků a splnění cílů práce _____	85
7.1.1	Ověření možnosti využít rotační hydromotor s pevným geometrickým objemem k vyvažovacím účelům _____	85
7.1.2	Ověření možnosti využít rotační hydromotor s proměnným geometrickým objemem k vyvažovacím účelům _____	86
7.1.3	Navržení způsobu řízení zvolené varianty vyvažovacího hydromotoru _____	86
7.1.4	Aplikace nabytých znalostí na vyvažovací hydraulický mechanismus a experimentální ověření jeho funkce _____	87
7.2	Teoretický přínos práce _____	88
7.3	Praktický přínos práce _____	88
7.4	Možnosti dalšího výzkumu problematiky _____	88



8	Seznamy	90
8.1	Seznam tabulek	90
8.2	Seznam obrázků	90
8.3	Seznam použité literatury	95
8.4	Vědecké publikace autora související s tématem	98
8.4.1	Recenzované články	98
8.4.2	Příspěvky na konferencích	98
8.4.3	Výzkumné zprávy	Chyba! Záložka není definována.
8.5	Vědecké publikace autora nesouvisející s tématem	99
8.5.1	Recenzované články	99
8.5.2	Příspěvky na konferencích	99
8.5.3	Funkční vzorky, prototypy a užité vzory	100
8.5.4	Výzkumné zprávy	100
9	Přílohy	107
9.1	Příloha 1: Simulační schéma porovnání odvození zpětných vazeb regulace hydromotoru	107



Seznam užitých značek a veličin

Zkratka Symbol	Jednotka	Popis
F	N	Síla
F_{CG}	N	Reakční síla vyvažovacího mechanismu vůči síle gravitační
F_{GH}	N	Síla hydromotoru vyvolaná změnou směru rotace
G	N	Gravitační síla
P_A	bar	Tlak v tlakové větvi
P_B	bar	Tlak v odpadní větvi
VR		Ventil redukční
VP		Ventil pojistný
VHG		Regulační hydrogenerátor
HG		Hydrogenerátor
AC		Akumulátor
m	kg	hmotnost
g	m/s ²	zrychlení
$MI., MII.$		Motor 1 resp. motor 2
M_O	Nm	Moment od obrábění
M_M	Nm	Moment radiálního hydromotoru
M_{Mstat}	Nm	Statický moment hydromotoru
M_{Mmot}	Nm	Moment hydromotoru v motorovém režimu
M_{Mgen}	Nm	Moment hydromotoru v generátorovém režimu
k_M	Nm/bar	Silová konstanta radiálního hydromotoru
V_g	cm ³ /ot	Aktuální hodnota úhlu záběru i-tého zubu řezného nástroje
M_s	Nm	Moment elektrického servomotoru
k_f	Nm/A	Silová konstanta elektrického servomotoru
I	A	Proud servomotoru
i	-	Celkový převod
M_q	Nm	Moment axiálního regulačního hydromotoru
S_p	m ²	Plocha jednoho pístu axiálního regulačního hydromotoru
p	bar	Tlak
R	m	Poloměr roztečné kružnice pístů rotoru hydromotoru



r_A	m	Vyložení kulisy mechanismu
φ	rad	Natočení rotoru hydromotoru
γ_n	rad	Fáze posunutí jednotlivých pístů rotoru hydromotoru
x	m	Poloha přestavovacího válce regulační desky hydromotoru
x_{max}	m	Maximální přestavení regulační desky hydromotoru
V_{gmax}	cm ³ /ot	Maximální geometrický objem hydromotoru udávaný výrobcem
P		Proporcionální regulátor
PI		Proporcionálně integrační regulátor
K	-	Konstanta aproximace kmitavého průběhu
T_0	s	Časová konstanta aproximace kmitného průběhu
ξ	-	Součinitel poměrného útlumu
$A_{1,2}$	dle signálu	Hodnoty dvou po sobě jdoucích amplitud kmitného průběhu
T_p	s	Perioda kmitavého průběhu
J	kgm ²	Moment setrvačnosti
PLC		Programovatelný logický automat
IRC		Inkrementální čidlo polohy
FFW		Dopředná regulační vazba
SV		Servoventil
AI,AO		Analogový vstup resp. výstup
UI		Proudově napěťový převodník

1 Úvod

Obecným trendem při výrobě jakéhokoliv zařízení je úspora nákladů jak na straně výroby, tak na straně koncového zákazníka. Provozní náklady lze sledovat např. nadřazenými SCADA systémy. Tlak snižování spotřeby na výrobce strojů je evidentní a dnes díky trendování směrodatných veličin pomocí cloudových služeb i jednoduše prezentovatelný. Pohony jsou dimenzovány bez nadbytečné rezervy, což s sebou přináší i úsporu na straně opcí, konkrétně velikostí frekvenčních měničů, napájecích modulů. Obdobně je tomu i v případě komponent pohybových mechanismů. Otázkou při takovém způsobu úspor zůstává životnost komponent. Na stroji lze pozorovat mnoho uzlů, které mohou být zdrojem zbytečně vysoké spotřeby energie za provozu stroje. Touto problematikou se zabývá odvětví Ecodesign. Velká pozornost je věnována periferiím typu chlazení, čerpadla řezných kapalin, ale i hydraulické agregáty zajišťující dodávku oleje hydrostatických vedení, ztrátových mazání, upínání nástrojů a technologických palet. Dalším hydraulickým okruhem na stroji může být vyvažovací mechanismus.

V rešeršní části této práce jsou uvedeny přístupy snižování nároků na elektrické pohony svislých os strojů, přičemž značná část je věnována vyvažovacím mechanismům. Motivací využití vyvažování na stroji je již zmíněná možnost šetřit elektrickou energii na kompenzaci gravitačního zatížení. To je umožněno dodáním síly k udržení břemene, v tomto případě vřeteníku, na poloze jiným/levnějším způsobem. Další výhodou, mimo úsporu elektrické energie za běhu stroje, je stabilnější chování stroje z pohledu teplotně deformačních vlastností. Pokud motorem neprotéká proud, nedochází ani k teplotnímu ovlivnění jeho okolí.

Výstupem rešeršní části je hodnocení vyvažovacích mechanismů z hlediska jejich kladných i záporných vlastností. Pohledem na hodnotící tabulku lze odhalit negativní chování, které by bylo vhodné zlepšit, případně odstranit. Stanovení cílů disertační práce

je na tomto hodnocení založené a v následujících kapitolách jsou rozebrány postupné kroky jejich plnění.

2 Současný stav řešené problematiky

Velké obráběcí stroje, například horizontální vyvrtávačky, jsou standardně vybaveny minimálně jednou vertikálně se pohybující pohybovou osou. To ovšem znamená, že na servopohon jsou kladeny dodatečné nároky. Běžně se servomotor u vodorovných os dimenzuje takovým způsobem, aby byl schopen urychlit celou pohybovou skupinu požadovaným zrychlením. Tato hodnota většinou následuje parametry konkurenčních strojů případně preference zákazníků. Mimo sílu k dosažení tohoto zrychlení musí vertikální pohybové osy silově působit proti smyslu gravitace, čili vyvažovat komponenty. Servopohon dodává sílu, která odpovídá hmotě pohyblivých komponent, a navíc musí být dimenzován k dodání síly potřebné k požadovanému zrychlení při pohybu směrem vzhůru a zároveň k zachycení síly od zabrzdění pohybové skupiny při pohybu směrem dolů.

Z výše zmíněného je patrné, že je důležité zabývat se problematikou snižování gravitačních účinků na vertikálně se pohybující hmoty. V současné době existuje více přístupů, jakým způsobem lze redukovat gravitační účinky na pohyblivé komponenty strojů.

$$F = m a \text{ [N]} \quad 1)$$

Z druhého Newtonova zákona (rovnice 1) je patrné, který parametr má na výslednou sílu vliv. Výrobci obráběcích strojů snižují hmotnost pohyblivých komponent například užitím nekonvenčních materiálů vřeteníků, topologickou optimalizací komponent, užitím neobvyklých kinematických i hybridních kinematických struktur nebo užitím vyvažovacích mechanismů.

2.1 Metody snížení tíhové síly vertikálních pohybových os

2.1.1 Odlehčování komponent použitím nekonvenčních materiálů

Výzkum materiálů v průmyslu je nekonečný proces a lze nalézt mnoho způsobů, jakými je možné odlehčit nosnou strukturu stroje použitím nekonvenčních materiálů.

Náhradou běžně užívaných komponent z litiny komponentami z kompozitu s uhlíkovými vlákny dosáhl prof. Abele z PTW Darmstadt úspory hmotnosti 60% [1]. Podobně firma MAP, která se specializuje na výrobu komponent obráběcích strojů, představila na EMO Hannover 2013 [2] smýkadlo obr. 1 vyrobené kompletně z uhlíkového kompozitu. Muniratham prováděl experimenty se smykadly vyrobenými z kovových materiálů. Hliníkové konstrukce, hliníkové pěnové segmenty, svařované konstrukce byly testovány s ohledem na statické a dynamické vlastnosti při dané hmotnosti [1].

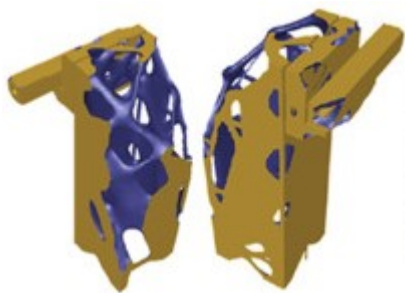


obr. 1 MAP smýkadlo z uhlíkového kompozitu

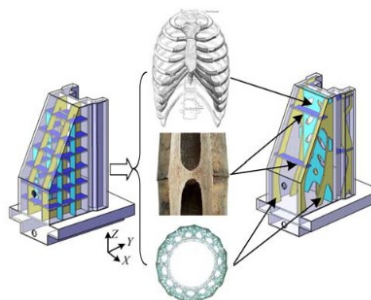
Existuje mnoho příkladů [3–6], kdy výzkumné organizace ve spolupráci s výrobcí strojů dosáhli výrazného snížení hmotnosti pohyblivých komponent za udržení, případně i zlepšení statických i dynamických vlastností stroje. Uvedené zdroje se dále věnují náhradám běžně užívané litiny, lité oceli či ocelových plechů výrazně lehčími materiály. Cílem užití alternativních materiálů je udržení dynamických vlastností na podobných, nebo lepších úrovních oproti materiálům konvenčním.

2.1.2 Snížení pohyblivých hmot optimalizací strukturální a kinematickou

Topologická optimalizace vede v rané fázi vývoje stroje k rozmístění materiálu komponenty takovým způsobem, aby bylo docíleno co nejvyšší dynamické a statické tuhosti s co možná nejmenší spotřebou materiálu obr. 2. Celý proces je popsán v publikaci [7]. Bionický přístup strukturální optimalizace spočívá v nalezení podobnosti struktur vytvořených u živých organismů a struktur komponent strojů. Takovým způsobem lze docílit úspory hmotnosti 3%, přičemž tuhost v konkrétním směru může vzrůst až o 24% [8]. S ohledem na skladbu lidského těla (např. žebra, obr. 3) mohou být konstruovány portály, smykadla a vřeteníky s úsporou materiálu a shodnými nebo lepšími parametry statické tuhosti než komponenty standardní.



obr. 2 Topologická optimalizace [7]



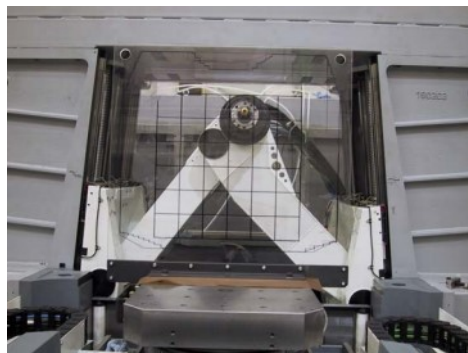
obr. 3 Bionická topologická optimalizace [8]

Dalšího snížení hmotnosti lze dosáhnout vybavením pohybové osy dalším pohonem. Je dobře známo, že paralelní struktury, ve srovnání se sériovými kinematickými strukturami dosahují vyšších zrychlení při výrazně nižší hmotnosti pohyblivých komponent. Z tohoto důvodu firma Loxin využila kombinace sériové a paralelní kinematické struktury k sestavení obráběcího stroje PKM Tricept (obr. 4), který je určený zejména pro velké obrobky leteckého průmyslu [9].



obr. 4 Obráběcí stroj Loxin PKM Tricept [9]

PKM Tricept je vybaven aktuátory s proměnnou délkou ramen, čímž je docíleno polohování naklápěcí obráběcí hlavy. Velmi podobný mechanismus vřeteníku je užit u stroje Icon Tripod Powerflex s tím rozdílem, že podpěry jsou s neměnnou délkou a pohony jsou přesouvány pomocí kolejnic [10].

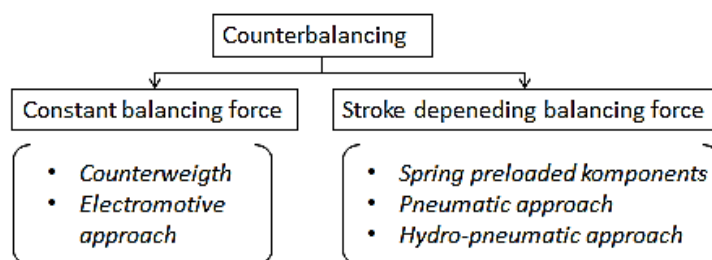


obr. 5 Trijoint 900H Kovosvit [11]

Velmi podobným způsobem jako Tripod Powerflex je řešen stroj Trijoint 900H. Jedná se o horizontální obráběcí centrum, kde je pro pohyb obráběcího vřetená vyžit 2D paralelní mechanismus. Vřeteník je podepřen dvěma podporami, které se pohybují na lineárních vedeních s pohony. Stroj vznikl za spolupráce ČVUT v Praze, Fakulty strojní a firmy Kovosvit MAS a.s.

2.2 Přístup vyvažování

Vyvažováním se rozumí působení externí silou proti síle vyvozené gravitačními účinky Země. V zásadě lze přístupy vyvažování vertikálně se pohybujících komponent dělit dle toho, zdali dochází ke změně vyvažovací síly v závislosti na zdvihu pohybové osy. Takové dělení je patrné na obr. 6.



obr. 6 Dělení přístupů vyvažování s ohledem na změnu síly při zdvihu

Jiným pohledem k dělení metod vyvažování může být způsob dodávání energie:

- Mechanický přístup
- Elektromotorický přístup
- Tekutinový přístup

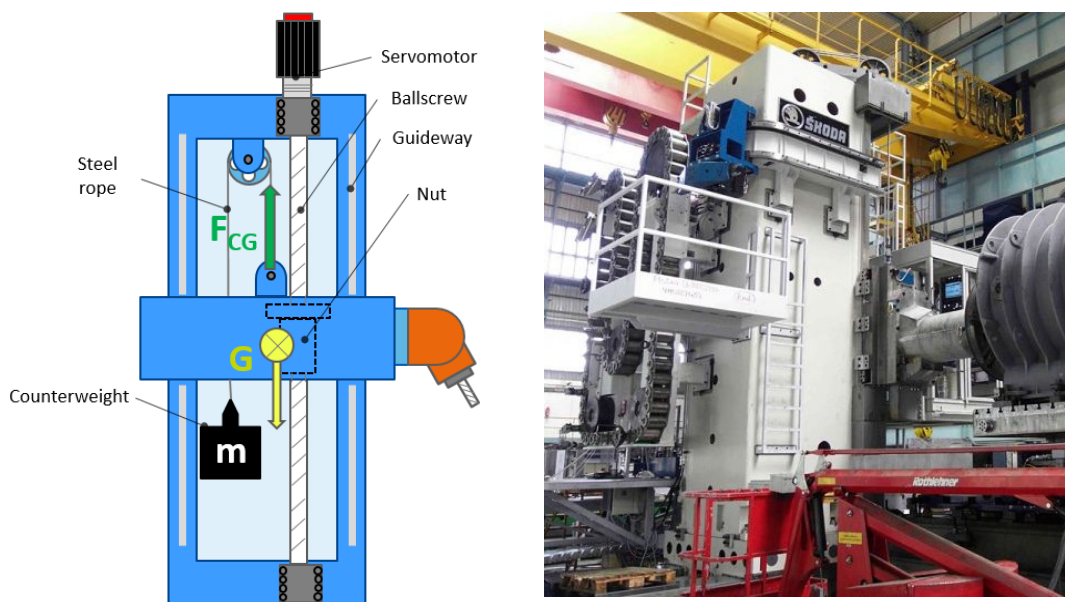
2.2.1 Mechanický přístup vyvažování

Při mechanickém způsobu vyvažování nedochází k přeměně energie. Dochází tak pouze k přelévání potenciální energie mezi dvěma dílci vřeteník-protizávaží, vřeteník-pružiny.

Vyvažování pomocí protizávaží

Užití protizávaží je nejběžnější způsob vyvažování používaný nejen u obráběcích strojů, ale také u zdvihací techniky. Hmotou protizávaží pomocí lanového, nebo řetězového přenosu sil, je docíleno kompenzace tíhových účinků na pohybující se dílec stroje. Důležité je, že tato soustava zavěšených břemen není žádným způsobem vůči sobě předeprnuta. To do značné míry omezuje maximální možné zrychlení v dané ose stroje,

jelikož při vyšších zrychleních než je 1g dojde k úplnému odlehčení lana, a tím ke značné změně zatížení pohonu osy.



obr. 7 Vyvažování pomocí protizávaží [12]

Jeden z typických zástupců výrobců obráběcích strojů, který využívá protizávaží ke kompenzaci tíhových sil na vřeteník je firma ŠKODA MACHINE TOOL a.s. (ŠMT). Na obrázku obr. 7 je patrný stojan horizontálního obráběcího stroje s kladkami na vrchu stojanu, které slouží k přenosu sil na vřeteník. Specialitou mechanismu vyvažování firmy ŠMT je možnost přesunu působíště vyvažovací síly na vřeteníku takovým způsobem, aby bylo docíleno kompenzace svěšování vřeteníku při vysouvání pinoly. Komplikací tohoto přístupu je nalezení vhodného prostoru pro vedení protizávaží.

Dalším problematickým jevem může být kmitání břemene na laně, kterým se podrobně zabývá článek [13]. Vzhledem k hodnocení přístupů vyvažování a rentability jejich užití, přišlo autorům vhodné zabývat se dodatečným tlumením vybuzeného kmitání břemene na laně. Ve skutečnosti bylo nahrazeno protizávaží pasivním dynamickým hltičem.



obr. 8 TOS Varnsdorf - WHN 13 CNC [14] a PAMA Speedram 3000 [15]

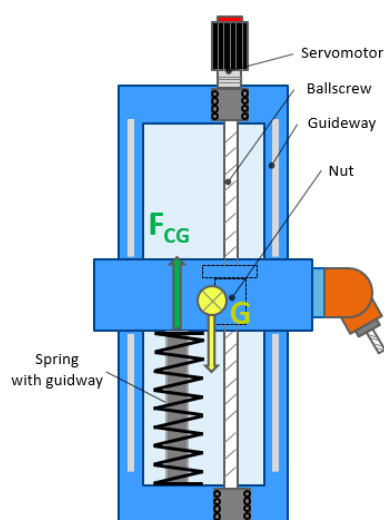
Dalšími výrobci zejména těžkých obráběcích strojů, kteří využívají vyvažování pomocí protizávaží, jsou na obr. 8 uvedeni Tos Varnsdorf a Pama. Protizávaží je lineárně vedeno uvnitř stojanu a nezabírá tak zástavbový prostor vně stroje.

Při návrhu stroje s protizávažím je třeba pamatovat i na navýšení hmotnosti. Aby bylo docíleno nejvyšší úspory elektrické energie na pohonu vertikální osy, je vhodné, aby se protizávaží svou hmotou blížilo hmotnosti vřeteníku. Tím dojde k navýšení hmotnosti navěšené na stojanu. Dojde tak k nepříznivému ovlivnění pohonu ve vertikální ose – zdvojnásobením hmoty je nutné počítat s dvojnásobnou silou pro stejné zrychlení, ale navýšení hmoty stojanu nepříznivě ovlivní i horizontální osu. Degradují se tak dosažitelné dynamické parametry stroje. Zvláštní případ by nastal pro osy se zrychlením vyšším než 1g. Při pohybu vzhůru by došlo k relaxaci lan nebo řetězů a protizávaží by se pohybovalo volným pádem. Následoval by ráz síly do struktury stroje.

Při zavěšení závaží pomocí kladek v horní části stojanu může dojít k nepříznivému ovlivnění geometrie vlivem vysokého statického zatížení. Pokud je kladka vedení lana umístěna asymetricky vůči ose stojanu, může docházet i k jeho kroucení a vybočování z roviny vedení pohybové osy.

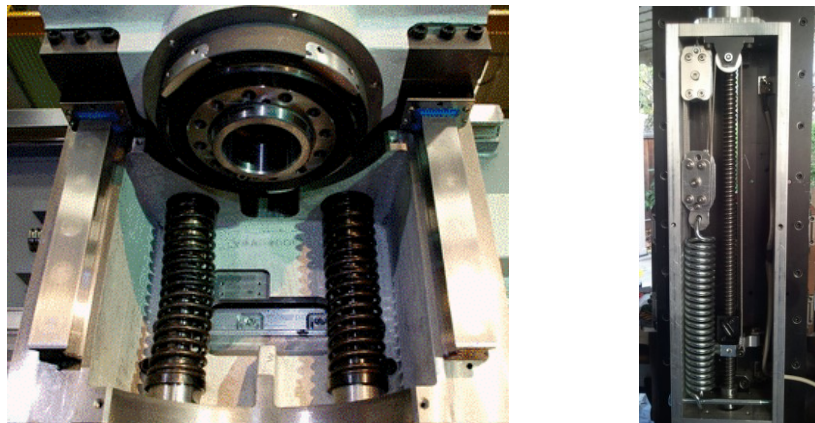
Vyvažování pomocí pružin

Pro kompenzaci tíhových účinků je možné využít i pružin, do kterých je, stejně jako v případě protizávaží, možné uložit potenciální energii vřeteníku. Ze známého vztahu $F=k \cdot y$ však plyne, že síla v pružině je lineárně závislá na jejím zkrácení. Při návrhu stroje s vyvažováním pomocí pružin je třeba brát ohled na změnu síly v pružině v horní úvrati osy a ve spodní úvrati. Z toho plyne, že užití pružin je vhodné pro menší stroje s kratšími zdvihy ve vertikální ose na rozdíl od protizávaží, které se užívá pro těžké obráběcí stroje.



obr. 9 Princip vyvažování pomocí pružin

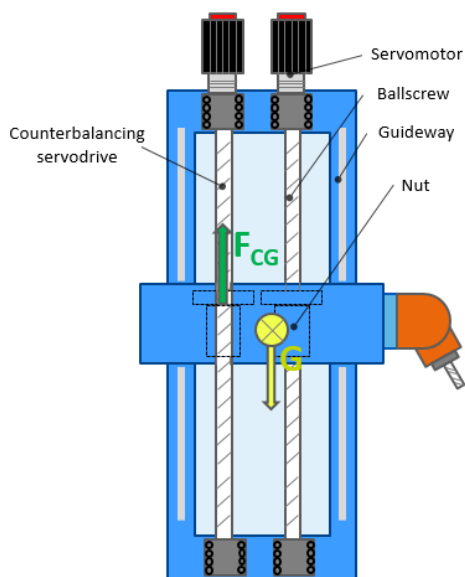
Spíše než v průmyslu je možné se s vyvažováním pomocí pružin setkat v amatérské oblasti výrobců strojů. Leckdy jsou úpravci modelářských obráběcích strojů ochotni své stroje vybavit i vyvažováním pryžovými smyčkami. Častěji jsou vinutými pružinami vybavovány různé manipulátory a robotická ramena [16, 17].



obr. 10 EMCO VERTICAL VT 250 M (ISM) [18] a Mike's Home Made CNC Milling Machine [19]

2.2.2 Elektromotorický přístup

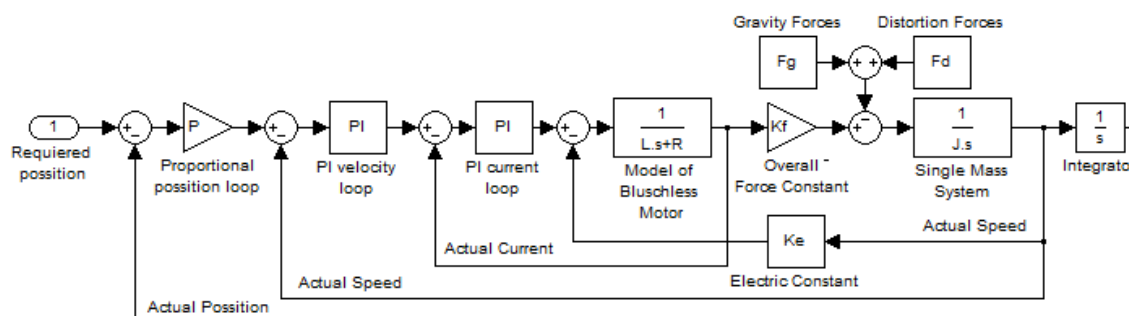
Do této kategorie strojů patří prakticky veškeré stroje, které očividně nejsou vybaveny jiným mechanismem vyvažování. Je možné se setkat i se stroji, které jsou vybaveny sestavou pohonu určeného pouze ke kompenzaci tíhových účinků na pohybovou osu. Takového konceptu využívá firma Fermat u svých strojů řady WRF. Tyto stroje jsou vybaveny přídatným servopohonem (viz. schéma obr. 11), který je provozován v momentové vazbě a jiným způsobem nepřispívá dynamice ani polohování pohybové osy. Proud protékající pohonem vytváří moment, který je pomocí kuličkového šroubu transformován na vertikální vyvažovací sílu. Nevýhodou je trvalá spotřeba elektrické energie přecházející v teplo.



obr. 11 Princip vyvažování elektropohonem a Fermat - WRF160 CNC [15]

Jak bylo již v úvodu této kapitoly řečeno, lze o tomto typu kompenzace tíhových účinků na komponenty vertikálních os hovořit i u strojů, které nejsou vybaveny mechanismem určeným pouze pro vyvažování. Při návrhu pohonu je nutné s tíhou komponent počítat a tomu přizpůsobit koncepci pohonu. Bude-li užit pouze jeden pohon, musí mít dostatečný potenciál k udržení břemene, k požadovanému zrychlení proti tíhovému zrychlení a k řeznému procesu. Hodnoty sil v řezném procesu jsou často výrazně nižší, nežli síly od zrychlení při rychloposuvu, čili z této podmínky často omezení neplyne.

U horizontální osy nezátížené tíhou stroj dojde na požadovanou pozici a regulační odchylka polohy klesne na nulu, stejně tak odchylka rychlosti, a pokud nebudeme uvažovat stykové tření, klesne na nulu i samotný proud. Tento rovnovážný ideální stav bude narušen buď změnou požadované polohy, nebo vnější silou F_d . V případě poruchové síly zareaguje rychlostní regulátor. Aby nedošlo k urychlení setrvačné hmoty J , regulátor vykompenzuje vnější účinek síly nastavením odpovídající hodnoty žádaného proudu.



obr. 12 Kaskádní regulační schéma se zavedenými gravitačními silami [20]

Pokud budeme uvažovat osu vertikální, je patrné, že při dosažení požadované polohy opět klesnou na nulu odchylky rychlosti, polohy i proudu nicméně proud se ustálí na hodnotě odpovídající velikosti gravitační tíhy pohybové skupiny. Ve výsledku to znamená, že i když osa stojí na požadované poloze, protéká motorem proud. Tudíž i při užití jednoho servomotoru k pohonu vertikální osy dochází k vyvažování tíhy tímto motorem. Přidáním motoru, který bude provozován v momentové vazbě ke kompenzaci tíhových účinků, je možné pohon určený k polohování a zajištění požadované dynamiky dimenzovat na zrychlení a na řezné síly. Tím je možné do jisté míry snížit náklady na hlavní servopohon, nicméně požadavek na provoz druhého servopohonu s sebou může přinést nutnost pořízení další opce řídicího systému k provozu přídatné osy.

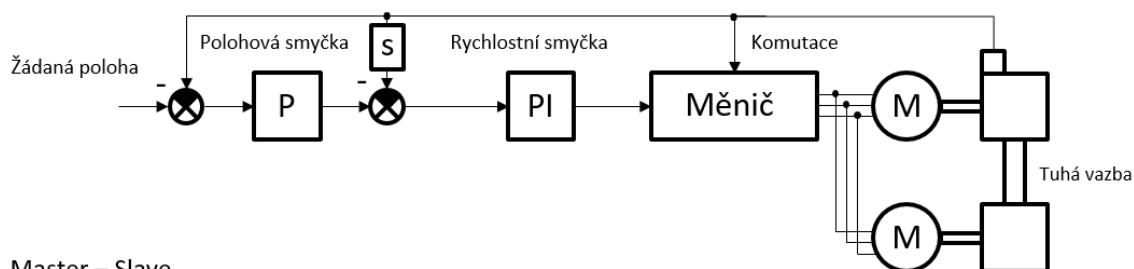
Volba elektromotorického vyvažování musí být ekonomicky velice dobře propracovaná, aby bylo docíleno nejnižší ceny a požadovaného užitku. Při užití elektromotorického vyvažování dochází k přeměně potenciální energie na elektrickou energii, kterou v tomto případě nelze jednoduchým způsobem uchovávat. Elektrická energie je i při nečinnosti stroje spotřebována.

Pohon je nutné dimenzovat na požadované zrychlení pohybové osy. V případě svislé osy napomáhá směrem dolů pohonu gravitační zrychlení, tudíž zde není problém v dosažení parametrů. Ten nastane v brzdění a ve zrychlení směrem vzhůru. Zde musí pohon dodat sílu k vyrovnání s gravitačními účinky a navíc sílu určenou ke zrychlení daným směrem.

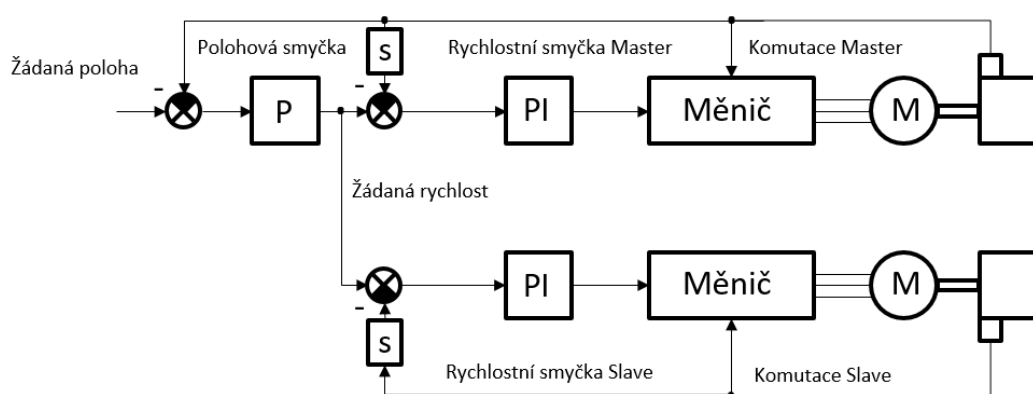
Varianty regulace dvou pohonů

Možnosti provozu dvou servomotorů jsou režim Master-Slave (M-S), Gantry, nebo Paralelní chod. Běžně užívaná schémata řízení Master-Slave a Paralelního chodu jsou uvedena v obr. 13. Oba druhy regulace jsou založeny na myšlence společné části regulace pro oba motory. Pro Paralelní zapojení je typické zapojení druhého servomotoru na svorky vhodně dimenzovaného měniče, přičemž tato varianta je podmíněna tuhou vazbou mezi pohony a precizním seřízením motorů vůči sobě kvůli komutaci. To znamená, že regulace jedná na základě zpětné vazby odvozené pouze od jednoho motoru. U varianty M-S mají oba motory vlastní regulátory rychlosti a odchylka rychlosti je pro motor Slave odvozena od vlastního snímače polohy. To umožňuje vypustit tuhou mechanickou vazbu mezi pohony.

Paralelní chod

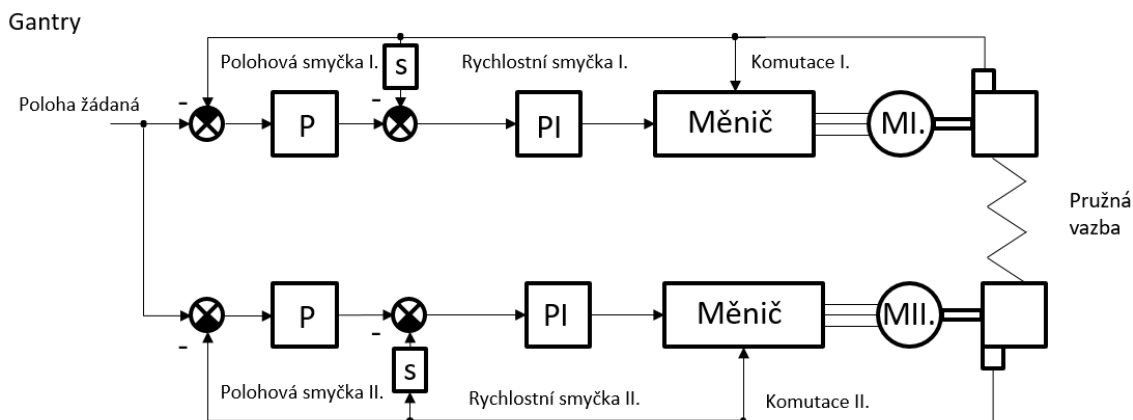


Master – Slave



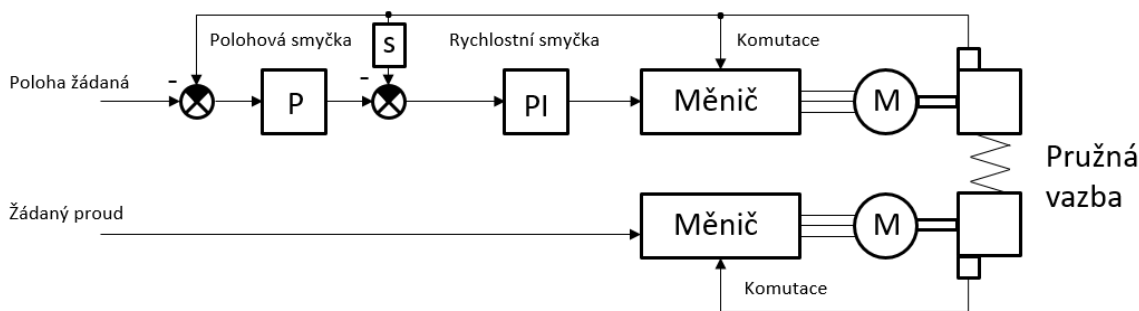
obr. 13 Zjednodušená schémata Paralelního chodu a Master-Slave regulace pohonů (P, PI jsou proporcionální respektive proporcionálně integrační regulátory, s značí derivaci)

V případě dvou elektrických servomotorů ve schématu následuje po rychlostní smyčce shodně proudová vazba (obvykle uzavřená v měniči), motor a mechanika pohonu. Jak je uvedeno ve schématech, vazba mezi setrvačnými hmotami motorů může být buď tuhá, poddajná, nebo nemusí být žádná.



obr. 14 Zjednodušené schéma Gantry regulace pohonů

Dalším možným způsobem může být regulace Gantry (obr. 14), která pracuje s myšlenkou oddělených regulačních smyček pouze se společnou informací o žádané poloze. Velkou výhodou zapojení pohonů gantry je potlačení vlastního tvaru protiběžného kmitání portálu.

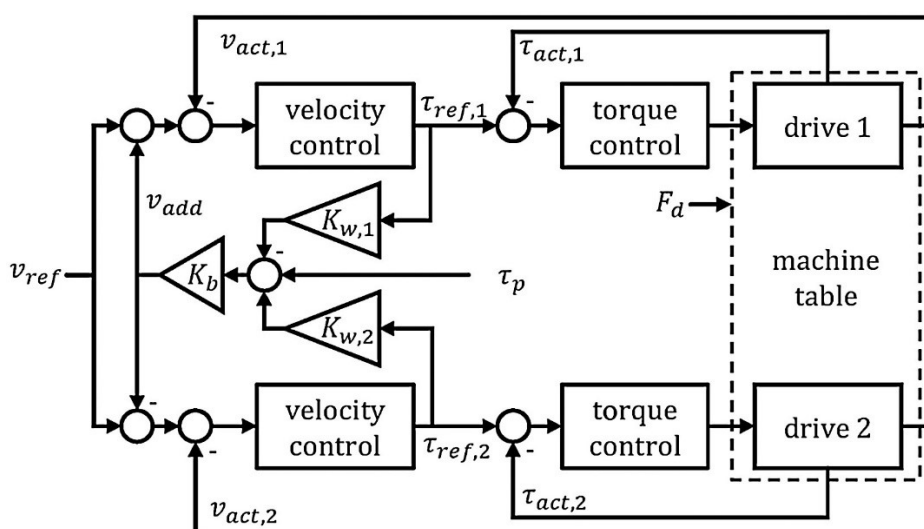


obr. 15 Zjednodušené schéma vyvažování servomotorem

Řešení, které má přímou vazbu na problematiku vyvažování, je provoz jednoho ze servomotorů v silové vazbě - skrz servomotor neustále protéká proud, který je třeba

stanovit na základě tíhy vřeteníku. Na obr. 15 jsou patrné dvě regulační větve, podobně jako v předchozích případech. Horní větev reprezentuje regulaci elektrického servomotoru v polohové vazbě a spodní větev regulaci servomotoru v silové vazbě.

Výše uvedené režimy řízení servomotorů mohou být běžně doplněny o předepínání motorů s ohledem na vymezování vůlí v ozubených věncích nebo hřebenech. Tak lze také přenést část tíhy na pohon, který je primárně určen ke kompenzaci tíhových účinků. Adaptivní regulaci předepínání dvou pohonů M-S se věnuje například publikace [21].



obr. 16 Adaptivní řízení předepnutí pohonu [21]

Zde je patrné (obr. 16), že žádaná hodnota proudu je přičítána respektive odčítána od žádané rychlosti. τ_p značí předepínací moment mezi pohony. Výrobci řídicích systémů obráběcích strojů umožňují řídit pohony M-S a Gantry včetně vkládání offsetu proudu mezi pohony.

2.2.3 Tekutinový přístup

K vyvažování je užit hydraulický nebo pneumatický mechanismus, který ukládá energii k vyvažování do akumulátorů napojených na tlakové lahve, případně do vzdušníků.

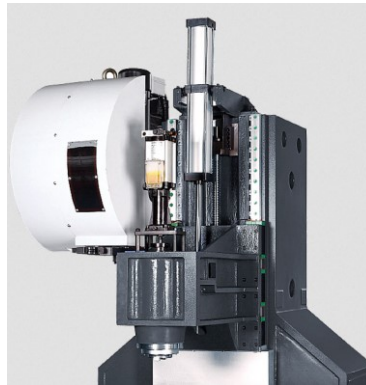
Jedná se prakticky o vyvažování pomocí plynových pružin. Distributorem sil je sama pneumatika nebo hydraulika.

Vyvažování pomocí přímočarých tekutinových motorů

Tlaková energie ze zásobníků je obvykle převáděna na energii mechanickou přímo pomocí přímočarých hydromotorů. Koncepce mechanismu vyvažování je dvojího druhu. Přímočarý hydromotor může být připevněn přímo na dílec, z čehož plyne, že jeho zdvih musí být shodný s pojezdem stroje ve vertikální ose. Druhým způsobem, který se využívá výhradně u hydraulických mechanismů, je použití kladkostrojů k dosažení požadovaného pojezdu stroje s polovičním zdvihem hydromotoru.

Vyvažování přímočarými pneumotory

Napojením pneumotoru přímo na vzdušník je možné využívat energii stlačeného vzduchu k vyvození vyvažovací síly, jejíž velikost je možné měnit úpravou tlaku vzduchu. Jedná se o variantu vyvažování určenou k použití na malých až středních obráběcích strojích.



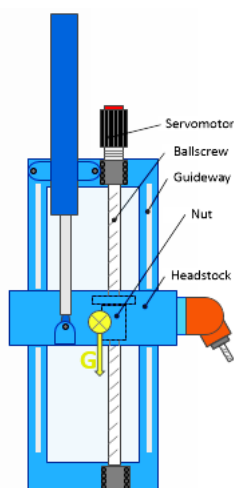
obr. 17 Maco LV-860E s pneumatickým vyvažováním [22]

U průmyslové pneumatiky je možné počítat s tlaky maximálně do 14bar. Jedná se o hlavní omezující parametr. Ač je možné vyrobit pneumotor o velkém průměru pístu, využívají se tyto pneumotory pro aplikace s malými zdvihy (pohon vrat, brzd, vyhazovače,...). Předností pneumatických mechanismů jsou dosažitelné rychlosti. Není

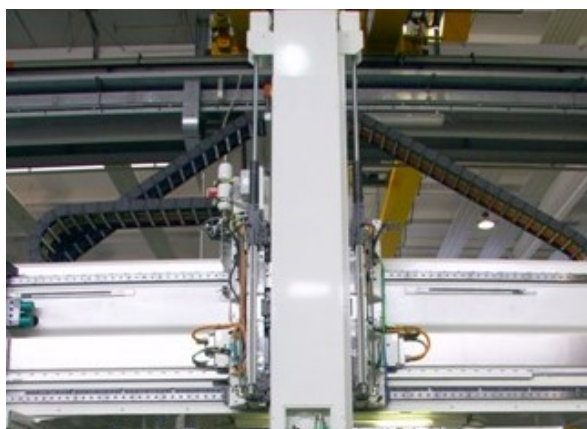
zde třeba počítat se setrvačným odporem tekutiny jako v případě hydrauliky, nicméně průřezy vedení a fitinek je nutné s ohledem na maximální možný průtok dostatečně dimenzovat.

Vyvažování přímočarými hydromotory

Obdobně jako v případě pneumotorů lze použít přímočaré hydromotory k vyvození vyvažovací síly na vřeteník nebo smykadlo, jako je tomu v případě stroje na obr. 18, nebo obr. 19.

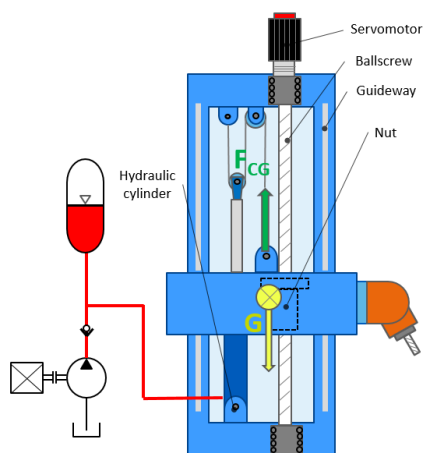


obr. 18 Přímé vyvažování hydromotory



obr. 19 Jobs Linx Compact s hydraulickým přímým vyvažováním dvěma hydromotory [23]

Nicméně výrazně častěji je možné se setkat s variantou z obr. 20 a obr. 21, kde je užit přímočarý hydromotor s polovičním zdvihem oproti zdvihu pohybové osy a kladkostrojem. Tak je docíleno vedení síly přes kladku umístěnou na vrchu stojanu a stejně jako v případě využití protizávaží, je možné přesouvat působíště vyvažovacích sil za účelem kompenzace svěšování vřeteníku. Nevýhodou je, že dochází k nadměrnému zatěžování a ohybu stojanu vlivem zavěšení kladky na stojanu.



obr. 20 Vyvažování lineárním válcem pomocí kladek

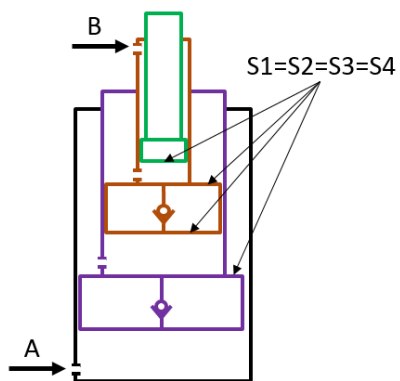


obr. 21 Jobs JOMAX 269 se dvěma hydromotory napojenými na kaskádu akumulátorů a kladkami, které jsou upevněny na valivých vedení [23]

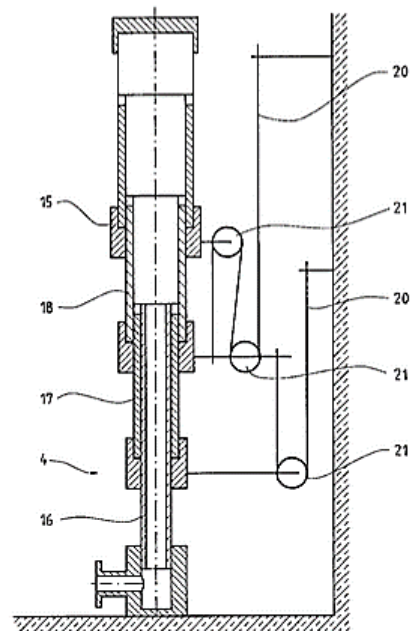
Manipulační plošiny a manipulátory s přímočarými hydromotory lze také pomocí tlakové energie nadlehčovat. Takové řešení je uvedeno v [42]. Zde je užito 4-kvadrantové čerpadlo ve spojení se servomotorem. Tento generátor pohání přímočarý hydromotor, nicméně významné je užití akumulátoru namísto nádrže. To znamená, že na čerpadle je velmi malý tlakový spád, tudíž proud na servomotoru je také nízký. Akumulátor tak dodávanou tlakovou energií podpírá čerpadlo, které je připojené na přímočarý hydromotor.

Vyvažování teleskopickými přímočarými hydromotory

Použití teleskopických přímočarých hydromotorů je podmíněno synchronizací výsuvů jednotlivých segmentů. V opačném případě dochází ke skokové změně síly a rychlosti výsuvu a tím i ke značnému ovlivnění servoregulace vertikální osy.

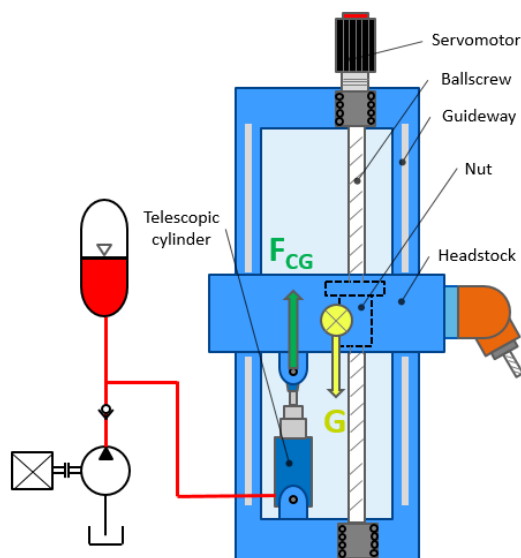


obr. 22 Synchronní dvojčinný teleskopický
hydromotor

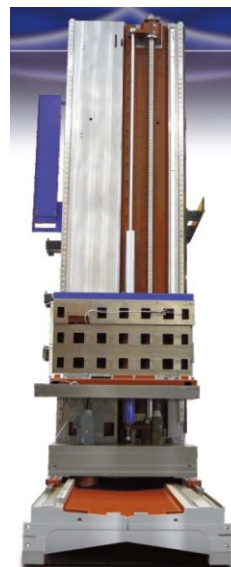


obr. 23 Mechanicky synchronizovaný teleskopický
válec [24]

Synchronizace pohybu segmentů je možné docílit hydraulickou cestou (obr. 22, viz např. výrobce Valley hydraulics [25]) nebo mechanickou cestou ([24], obr. 23). Síla hydromotoru bude odpovídat tlaku na plochu nejmenšího pístu. Ač jsou teleskopické hydromotory značně mohutné, synchronizace pohybu pístnic jejich výslednou sílu výrazně omezuje.



obr. 24 Vyvažování pomocí teleskopických válců



obr. 25 WRD 150 s vyvažováním pomocí teleskopického válce [14]

Výrobce, který používá k vyvažování teleskopické hydromotory na svých horizontálních vyvrtávačkách (dle schématu na obr. 24), je tuzemská firma TOS Varnsdorf.

Vyvažování rotačním hydromotorem

Ve Výzkumném centru pro strojírenskou výrobní techniku byla navržena koncepce vyvažování rotačním hydromotorem s pevným geometrickým objemem a pohybové dvojice pastorek a hřeben ([26, 27]). Tento systém byl využit na CNC horizontálním obráběcím centru a výstupy tohoto experimentu jsou popsány v kapitole 4 této práce, jelikož se jedná o vlastní výzkum autora.

2.3 Hodnocení výstupů řešerše

Z výčtu variant snižování nároků na pohon svislých os obráběcích strojů jsou zřejmé dva základní přístupy. Možný je přístup snížení pohyblivé hmoty ve fázi návrhu stroje, který často znamená razantní zásah do konstrukce vřeteníku. Topologické a bionické

optimalizace vylučují užití ověřených výrobních postupů a struktur, na kterých si tradiční výrobci strojů zakládají a jsou žádány i jejich zákazníci. Tento konzervativní přístup obvykle nepřipouští změnu kinematického uspořádání. Změna kinematiky znamená vývoj nového stroje se všemi úskalími. Obecné trendy šetření nákladů jak na samotnou výrobu stroje, tak na jeho budoucí provoz u zákazníka, nutí výrobce k zavádění opatření vedoucí ke snížení energetických nároků na pohony svislých os. Otázka nákladů na výrobu stroje je s optimalizací hmoty, nebo využitím mechanismu vyvažování úzce spjata. V následující tabulce (tab. 1) jsou uvedeny běžné přístupy vyvažování a jejich hodnocení barevně odstupňované podle zvolených kritérií.

tab. 1 Hodnocení užitečných vlastností vyvažovacích mechanismů

Typ vyvažovacího mechanismu	Protizávaží	Mechanické pružiny	Vyvažování elektromotorem	Přímé vyvažování přímočarými pneumotory	Přímé vyvažování přímočarými hydromotory	Vyvažování přímočarým hydromotory s kladkostrojem	Vyvažování teleskopickými hydromotory	Vyvažování teleskopickými synchronními hydromotory
Navýšení setrvačné hmoty	Red	Yellow	Green	Green	Green	Green	Green	Green
Rovnoměrnost chodu mechanismu	Green	Green	Green	Green	Green	Yellow	Red	Green
Konstantní síla v závislosti na zdvihu	Green	Red	Green	Yellow	Yellow	Yellow	Red	Yellow
Omezená hmotnost komponent	Yellow	Red	Yellow	Red	Green	Green	Green	Green
Riziko kmitání	Red	Yellow	Green	Green	Green	Yellow	Yellow	Yellow
Omezení délky zdvihu	Green	Yellow	Green	Red	Red	Yellow	Yellow	Yellow
Nároky na zástavbu	Red	Green	Green	Red	Red	Yellow	Yellow	Yellow
Energetická úspora	Green	Green	Red	Green	Green	Green	Green	Green
Cena mechanismu	Green	Green	Red	Green	Yellow	Yellow	Yellow	Red

Nízké riziko, problematikou není třeba se zabývat

Problematiku nutno brát v potaz, vyžaduje speciální řešení nebo výrobu na zakázku

Typ mechanismu problematika prakticky vylučuje z řešení vyvažování

Je možné setkat se i se stroji jednoho výrobce, které mohou být vybaveny více variantami mechanismů vyvažování. Tímto způsobem výrobce balancuje mezi negativními vlastnostmi jednotlivých přístupů a nechává rozhodnutí na finančních možnostech zákazníka. Ke změně vyvažovacího mechanismu může být přistoupeno i v důsledku klientského požadavku např. vybavit stroj jinou obráběcí hlavou, kdy již kvůli nárůstu hmotnosti nelze využít vyvažování s pneumatiky. Vybavit stroj protizávažím nemusí být vhodné, pokud se jedná o portálový obráběcí stroj, nebo je to zcela nemožné kvůli zástavbě. Jedinou možnou variantou je v tomto případě hydraulický mechanismus. Zde je ovšem třeba vyřešit problémy se zdvihem, zástavbou, kladkami apod. Hydraulické mechanismy v tomto ohledu vynikají možností vyvodit v místě potřeby velkou sílu v kompaktní zástavbě. Další důležitou výhodou je snadná realizace uchování tlakové energie.

Z komentáře výše je patrné, že nejpalčivějšími problémy stávajících vyvažovacích mechanismů jsou:

- udržení konstantní síly v celém rozsahu zdvihu pohybové osy
- omezení délky zdvihu vlivem konstrukce užitého prvku
- nároky na zástavbu dané stávající konstrukcí komponent stroje
- energetická náročnost.

Z výčtu vyplývá, že vyhovující vyvažovací mechanismus musí být kompaktní kvůli možné zástavbě do stávající konstrukce stroje. Dále by měl být schopen dodávat konstantní sílu v závislosti na zdvihu a neměl by být závislý na délce pohybové osy. Využití rotačního hydromotoru s pevným geometrickým objemem je řešení, které se zdá z pohledu

nízkých pořizovacích nákladů nejvhodnější, nicméně vzhledem k hlavnímu účelu užití motorů, jakými jsou stavební, zemědělská a komunální technika, lze očekávat ne zcela optimální výsledky. Specifikace podmínek, za kterých je možné konstantní hydromotor využít, bude nutností, stejně jako experimentální ověření funkčnosti mechanismu.

Další možné varianty řešení přináší použití regulačního hydromotoru. Metody sekundárního řízení hydromotoru lze nově aplikovat na mechanismus vyvažování obráběcích strojů. Bude vhodné podrobit analýze varianty řízení v režimech master-slave a v silové vazbě. Možnost řízení rotačního hydromotoru, ať už ve vazbě polohové, rychlostní nebo silové, s sebou přináší možnost řízené asistence elektrickému servomotoru od kompenzací pasivních účinků indukovaných v mechanismu vlastního hydromotoru až po aktivní zásah do řízení síly a kompenzací gravitačních a pasivních účinků na mechanismus.

3 Cíle práce

Hlavním cílem disertační práce je navrhnout nový způsob vyvažování svislých os obráběcích strojů s využitím rotačního hydromotoru. Výsledek bude oproti stávajícím řešením vynikat nízkými energetickými nároky a využitelností i u os s dlouhými zdvihy. Řešení by mělo přispět zejména k lepší hospodárnosti provozu stroje a ke snížení dopadů na životní prostředí.

Dílčí cíle jsou vytyčeny takto:

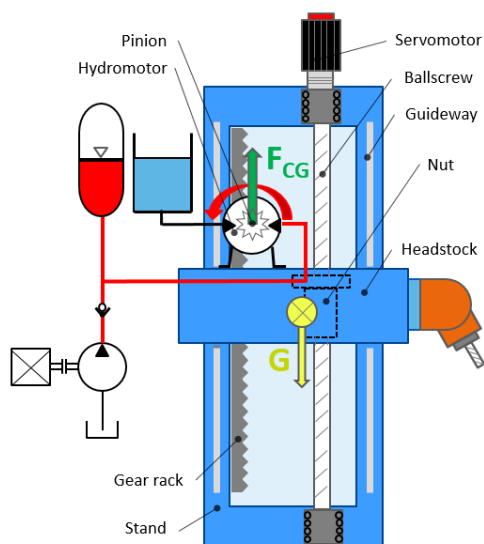
- ověřit možnosti využití rotačního hydromotoru s pevným geometrickým objemem pro vyvažování svislých os obráběcích strojů,
- ověřit možnosti využití rotačního hydromotoru s proměnným geometrickým objemem pro vyvažování svislých os obráběcích strojů,
- navrhnout způsob řízení zvolené varianty vyvažovacího hydromotoru
- aplikovat nabyté znalosti na návrh vyvažovacího mechanismu a experimentálně ověřit jeho funkci.

Předpokládaným prostředkem pro dosažení cílů je zejména stavba věrného modelového zařízení s vertikální pohybovou osou. Pro ověření dílčích závěrů a tezí budou sloužit menší experimentální zařízení zaměřená na konkrétní problematiku. Návrh regulačních schémat a jejich seřízení bude provedeno za pomoci simulačních prostředků.

4 Vyvažování hydromotorem s pevným geometrickým objemem

Použití rotačního hydromotoru jakožto zdroje konstantní síly spadá do kategorie vyvažovacích mechanismů tekutinového přístupu. V této kapitole budou popsány vlastnosti rotačního hydromotoru s pevným geometrickým objemem zjištěné sérií experimentů a výpočtů. Tyto vlastnosti jsou následně diskutovány ve vztahu k zamýšlenému využití hydromotoru při vyvažování hmot obráběcích strojů. Samostatný vyvažovací pohon

Hlavní myšlenkou využití rotačního hydromotoru při vyvažování je jeho umístění přímo na vřeteník potažmo vyvažovanou sestavu. Princip vyvažování rotačním hydromotorem je patrný na obr. 28. Servomotor s kuličkovým šroubem zde slouží k přesnému polohování a zajišťuje dynamiku pohybu, přičemž hydromotor s pastorkem a hřebem zajišťují vyvažovací funkci.



obr. 26 Vyvažování pomocí rotačního hydromotoru a pastorku s hřebem [37]

Hydromotor doplněný o ozubený pastorek, který zapadá do hřebene namontovaného na stojanu stroje, ve výsledku stoupá po stojanu a vyvažuje tak gravitační zatížení pohonu od vřeteníku. Transformační ozubená jednotka převádí moment hydromotoru na sílu ve vertikálním směru. Jedná se o transformační dvojici, která umožňuje konstrukci nekonečně dlouhé pohybové osy. Ve fázi návrhu vyvažovacího mechanismu není tím pádem důležité, jak dlouhá bude vertikální osa pojezdu. Délce osy musí být přizpůsoben užitečný objem akumulátoru, aby se snížila nevývaha v horní části a ve spodní části pojezdu (v důsledku změn tlaku). Další výhodou užití ozubeného hřebene a pastorku je možnost zabudovat pohon s vyvažovacím mechanismem do stroje dodatečně. Silový tok je uzavřen mezi vřeteníkem, rotačním hydromotorem, ozubeným pastorkem a hřebenem přes valivá vedení na stojanu zpět na vřeteník. Tím je uzavřen vnitřní silový účinek hydromotoru a při úvaze ideálního zdroje momentu, dojde pouze k úvodní statické deformaci. S touto deformací by se následně vřeteník pohyboval pomocí kuličkového šroubu. V takovém případě nemusí dimenzování servopohonu respektovat celkové zatížení pohyblivých komponent gravitační silou. Síla elektrického servohopohonu ušetřená vybavením osy vyvažovacím mechanismem může být užitá ke zvýšení dynamických vlastností osy, nebo mohou být parametry pohonu poníženy, a tím ušetřeny náklady na elektrické komponenty.

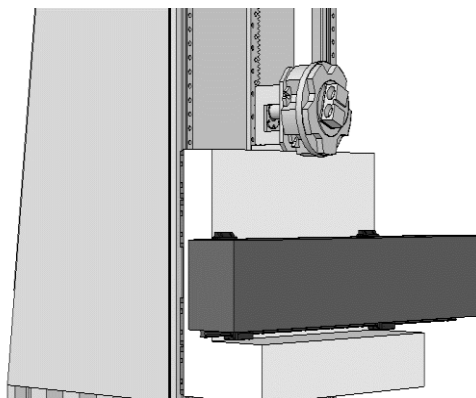
4.1.1 Experiment s rotačním hydromotorem na obráběcím stroji

Pro užití radiálních pístových hydromotorů mimo oblast mobilní a stavební techniky je nutné znát průběhy všech směrodatných veličin. S ohledem na přesnost výroby především v oblasti výrobních strojů je zásadní znát chování hydromotoru. K ověření vlastností kinematické konfigurace byla zvolena horizontální vyvrtávačka. Konstrukční návrh vyvažovacího mechanismu byl proveden pracovníkem Výzkumného centra strojírenské technologie a techniky Jiřím Hovorkou, přičemž veškerý následující výzkum a vývoj je vlastní prací autora této disertační práce.

Původní vyvažovací mechanismus využívající přímočarého teleskopického hydromotoru byl nahrazen rotačním hydromotorem v uspořádání dle obr. 28 (skutečný stav je patrný na obr. 27). Po natlakování a ověření funkčnosti hydraulického obvodu byly provedeny pohyby po referenčních trajektoriích, konkrétně po trajektorii sinusové funkce.

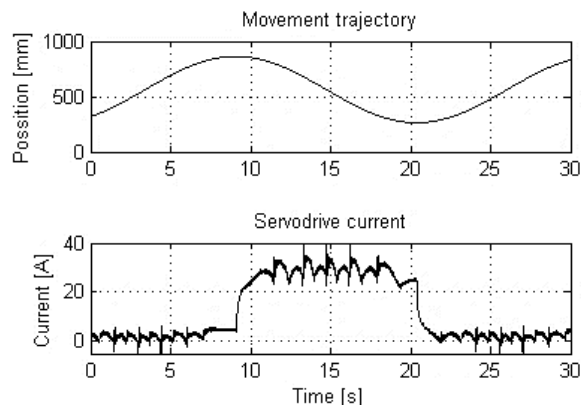


obr. 27 Detail vřeteníku s vyvažovacím hydromotorem, ozubeným hřebenem a kuličkovým šroubem v pozadí [37]



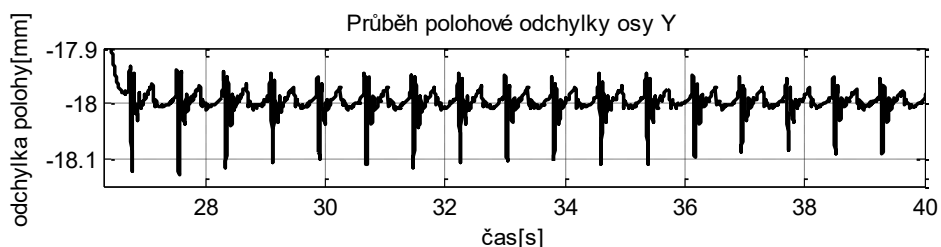
obr. 28 Model situace samotného vyvažovacího mechanismu na vřeteníku (chybí zde model pohybového šroubu) [27]

Autor této disertační práce provedl měření na stroji a vyhodnocení dat ze záznamů referenčních pohybů po sinusové trajektorii a pojezdů o 1mm v obou směrech vertikální osy. Během pohybů byl zaznamenáván proud na servomotoru, který je možné včetně trajektorie vidět na obr. 29. Při pohybu vřeteníku vzhůru je hydromotor v motorovém režimu, tj. když tlaková kapalina teče z akumulátoru do rezervoáru, je střední hodnota proudu na úrovni blízké 0A. Tíha vřeteníku vážícího 12 tun je tedy téměř 100% vyvážena silovým účinkem hydromotoru.



obr. 29 Záznam trajektorie pohybu a proudu na servomotoru [37]

Při změně smyslu pohybu v čase 9 a 21 s je patrný velký nárůst střední hodnoty proudu na servomotoru. V této fázi pracuje hydromotor v generátorovém režimu, tj. tlaková kapalina teče z rezervoáru do akumulátoru. Potenciální energie hmoty se polohováním směrem dolů přeměňuje v tlakovou energii kapaliny ukládanou ve formě stlačeného plynu v akumulátoru.



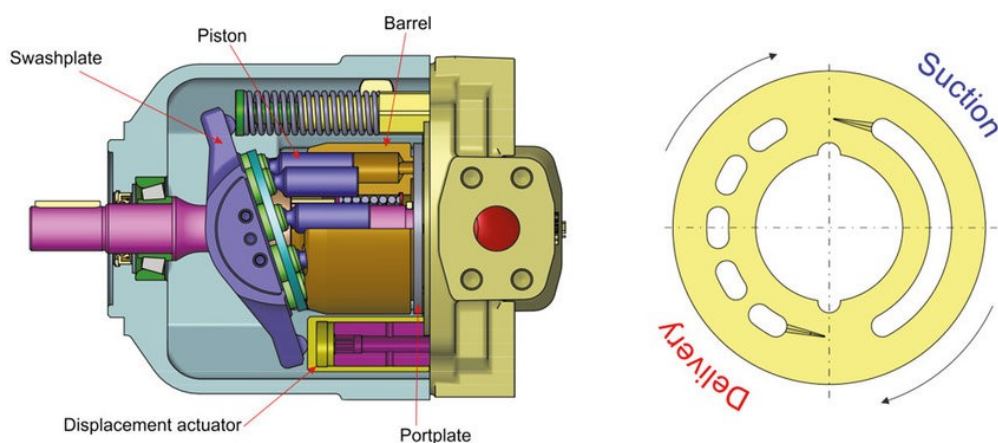
obr. 30 Průběh polohové odchylky při ustálené rychlosti 9m/min

Konstrukce pístových hydromotorů nebo čerpadel obecně přináší problém pulzací tlaku/momentu. Vliv diskrétního počtu pístků (více o tomto jevu v poznámce níže) se výrobci snaží redukovat pomocí drážek [28], nebo optimalizací konstrukce [29]. Pulzace proudu naměřené při sinusovém pohybu (obr. 29) byly blíže zkoumány testem rovnoměrnosti při ustálené rychlosti. Zde (obr. 30) je patrné, že krouticí moment hydromotoru není konstantní během jedné otáčky, ale v závislosti na natočení vnitřního mechanismu pístků osciluje. Tyto oscilace momentu vstupují do zpětnovazební regulace servomotoru jako poruchová veličina vnějšího silového zatížení. Regulace provádí zásah

v podobě momentu opačné orientace (jehož průběh odpovídá proudu). V důsledku konečné hodnoty frekvenční dynamické tuhosti tyto oscilace způsobují rozkmit polohové odchylky v řádu jednotek desetin milimetru, což je nepřijatelné.

Poznámka k problematice pulzací tlaku/momentu:

Pro ilustraci jevu způsobujícího výše popsané chování stroje související s rozkmitem polohové odchylky stroje byl zvolen axiální pístový hydromotor. Radiální pístové hydromotory fungují z hlediska distribuce tlakové kapaliny podobně, nicméně rozvod řešený v axiálním provedení hydromotoru je jednodušší k popisu. Na obr. 31 je zobrazen model hydromotoru a rozvodná deska.

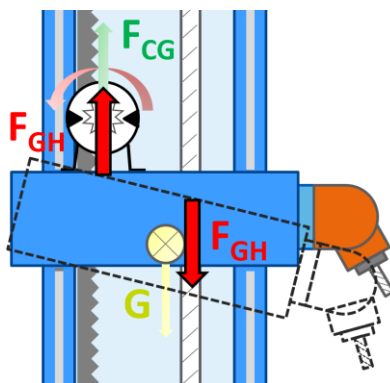


obr. 31 Regulační axiální pístové čerpadlo [30]

Rozvodná deska zajišťuje distribuci tlakové kapaliny k pístkům. V případě hydromotoru se kapalina přivádí k pístkům, které jsou kompletně zataženy, a jejich vysouvání a následné smýkání po naklápěcí desce vytváří rotační pohyb. Druhá polovina rozvodné desky takto vyvolaným rotačním pohybem zajišťuje vytlačení oleje do odpadní větve a navrácení pístků do zatažené polohy. Okamžitě po odkrytí minimálního průřezu otvoru pro přívod tlakové kapaliny dojde k vyvolání síly pístkem na naklápěcí desku. Takto vzniklý pulz síly se ve výsledku projeví v nerovnoměrnosti momentu motoru. Pro snížení tohoto vlivu je možné zajistit pozvolné otevírání průřezu, jako je to znázorněné na obr. 31. Zafrézované jemné drážky přivádějí kapalinu do prostoru pístku pozvolně. Nicméně tlaky, se kterými tyto převodníky pracují, jsou poměrně vysoké, přičemž progresivní otevření průřezu neřeší kolísání krouticího momentu uspokojivě.

Vždy je v obvodu s pístovými motory v průběhu krouticího momentu nutno počítat s frekvencí rotace násobené počtem pístků.

Dalším jevem, který se projevil při měření na obráběcím stroji, bylo naklápění vřeteníku. Po přivedení tlaku do hydromotoru dojde k vyvození krouticího momentu, který je přes ozubený hřeben a pastorek převeden na sílu, jejíž vertikální složka je určena k vyvažování pohyblivé hmoty. Reakce od krouticího momentu je vedena tělesem vřeteníku až k valivým hnízdům. Zde došlo ke statické deformaci dané velikostí momentu a tuhostí valivých hnízd. Pokud by zůstala hodnota krouticího momentu neměnná, vnitřní silový účinek zůstane zachován stejně jako takto vyvolaná statická deformace. To platí pouze v pro případ bez obrábění. Další síla totiž do sestavy vnáší klopný moment, který může krouticí moment hydromotoru částečně vyrušit a způsobit relaxaci vedení.



obr. 32 Naklopení vřeteníku vlivem změny vnitřního silového účinku

Na obr. 32 je situace vyobrazena vzniklou dvojicí sil (F_{GH}) mezi působištěm síly kuličkového šroubu, potažmo matice a místem kontaktu ozubeného pastorku do hřebenu. Bylo provedeno měření malými pojezdy pohybové osy ve vertikálním směru o 1 mm nahoru a dolů. Vřeteník byl vybaven elektronickými libelami a relativním měřením. Pohyby nahoru a dolů byl naměřen rozdíl v naklopení $0,06^\circ$.

4.1.2 Hodnocení samostatného vyvažovacího pohonu

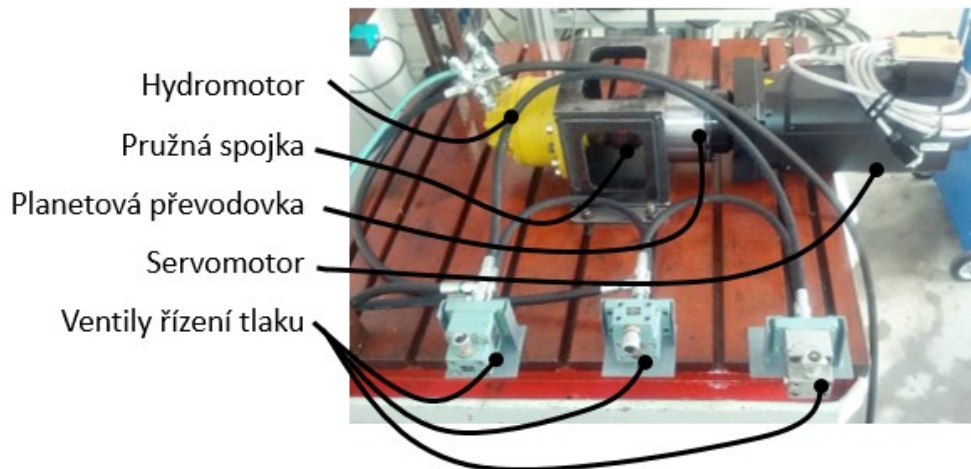
Vlastnosti rotačních hydromotorů znehodnocující jejich užití pro vyvažovací mechanismy nejsou v dokumentaci výrobců dostatečně dobře popsány. Důvodem je zejména užití takových hydromotorů v provozech a technice, které explicitně rozptýl momentu při ustálené rychlosti nepovažují za důležitý. Dalším velmi nepříjemným jevem, který se projevil při testech na obráběcím stroji, bylo naklápění vřeteníku. V textu bylo naznačeno, že naklápění souvisí se silovou dvojicí. Vysvětlení uvedených problémů a jejich teoretických příčin byly jednou z hlavních motivací tvorby této disertační práce. Závěry této kapitoly jsou publikovány v [37].

4.2 Výzkum vlastností hydromotoru

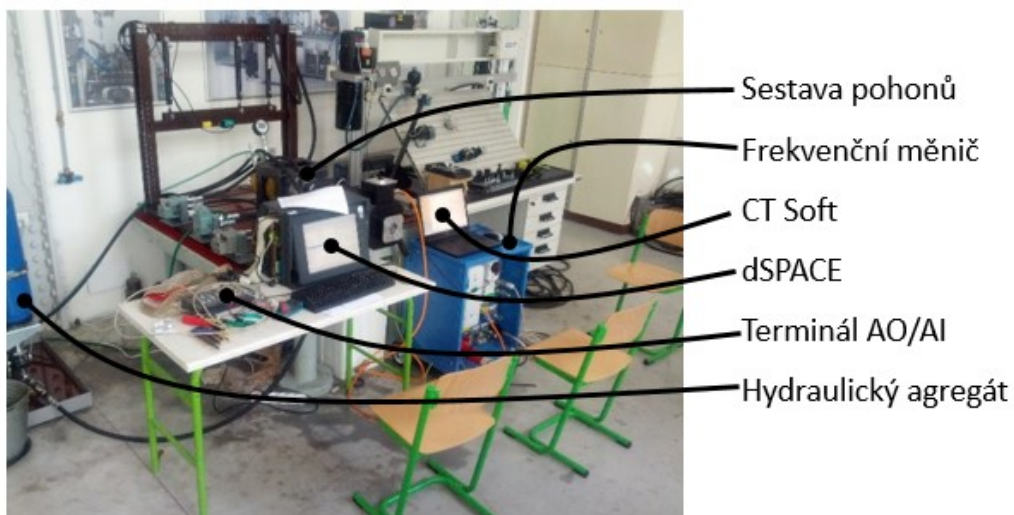
V návaznosti na předchozí zjištěné nedostatky rotačního motoru při experimentech na obráběcím stroji bylo nutné specifikovat původ těchto vlastností při zjednodušeném stavu. V této kapitole jsou popsány postupy a závěry z měření radiálního pístového hydromotoru při rotaci nízkými otáčkami v motorovém a generátorovém režimu.

4.2.1 Návrh experimentu

Izolací samotného servomotoru s převodovkou a hydromotoru od tak komplexní sestavy jakou je obráběcí stroj, byl v laboratoři Ústavu výrobních strojů a zařízení při ČVUT v Praze sestaven experimentální stand (obr. 33, obr. 34).

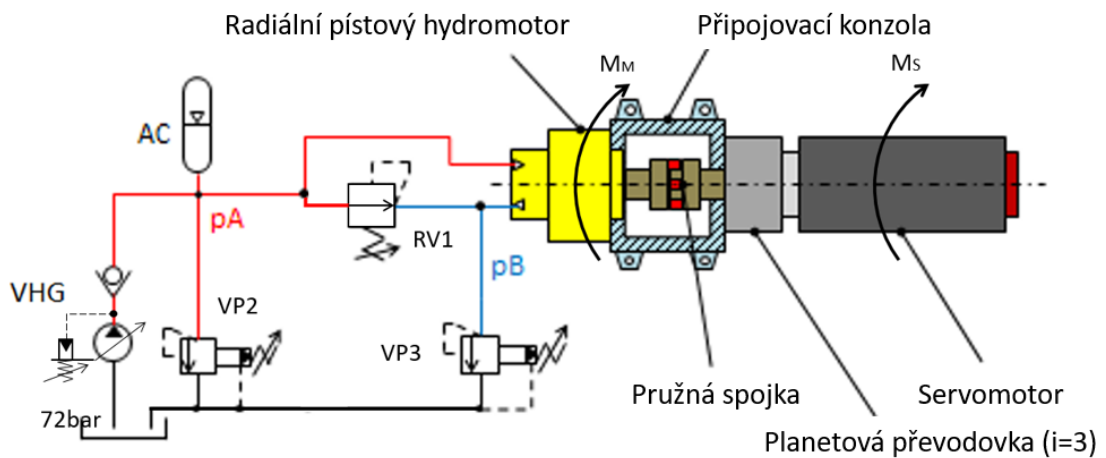


obr. 33 Situace zapojeného experimentu [39]



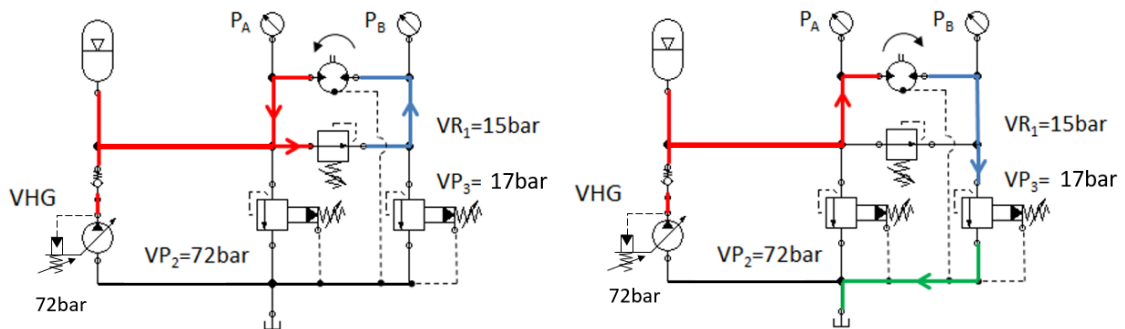
obr. 34 Frekvenční měnič Control Technics a měřící aparatura DSpace [39]

Ze schématu na obr. 35 je patrná kompletní sestava komponent. Servopohon byl vybaven absolutním inkrementálním čidlem s 1024 pulzy na otáčku. Pro snímání hodnot momentotvorného proudu a pulzů inkrementálního čidla byla použita laboratorní měřící karta s periodou vzorkování 1ms. Měření probíhalo za nízkých otáček a přibližně šestinové hodnotě maximálního tlaku.



obr. 35 Schéma propojení motorů a hydraulického okruhu [39]

Hydromotor byl pružnou spojkou propojen se servomotorem vybaveným planetovou převodovkou o převodovém poměru $1:3$. Servomotor ve spojení s frekvenčním měničem mohl být provozován při maximálním proudu $32A$, čemuž ve výsledku odpovídal provozní tlak fiktivní gravitační zátěže $72bar$. Na tuto hodnotu byl nastaven zdroj tlaku, ke kterému byl připojen hydromotor. Motory byly tímto způsobem předepnuty vůči sobě a bylo možné sledovat, jak se chová hydromotor při zátěži a různých otáčkách. Pro udržení konstantního zdroje tlaku bylo přistoupeno k permanentnímu dobíjení akumulátoru regulačním hydrogenerátorem s řízením na konstantní tlak. Akumulátor byl stále připojen, čímž bylo docíleno vyhlazení tlakových pulzací jdoucích směrem od hydrogenerátoru. Hydraulický obvod byl sestaven s ohledem na možnost otáčení hydromotoru oběma směry (obr. 36). Z tohoto důvodu byl do obvodu zařazen redukční ventil (VR_1) nastavený na nižší tlak, než tlak na předepínacím ventilu (VP_3). Toto zapojení zajistilo dostatečný přísun hydraulické kapaliny do větve B při reverzním pohybu z větve A. Předepínací ventil VP_3 zajišťoval přetlak v odpadní větvi minimálně $17 bar$.



obr. 36 Vlevo režim hydromotoru, vpravo režim hydrogenerátoru [39]

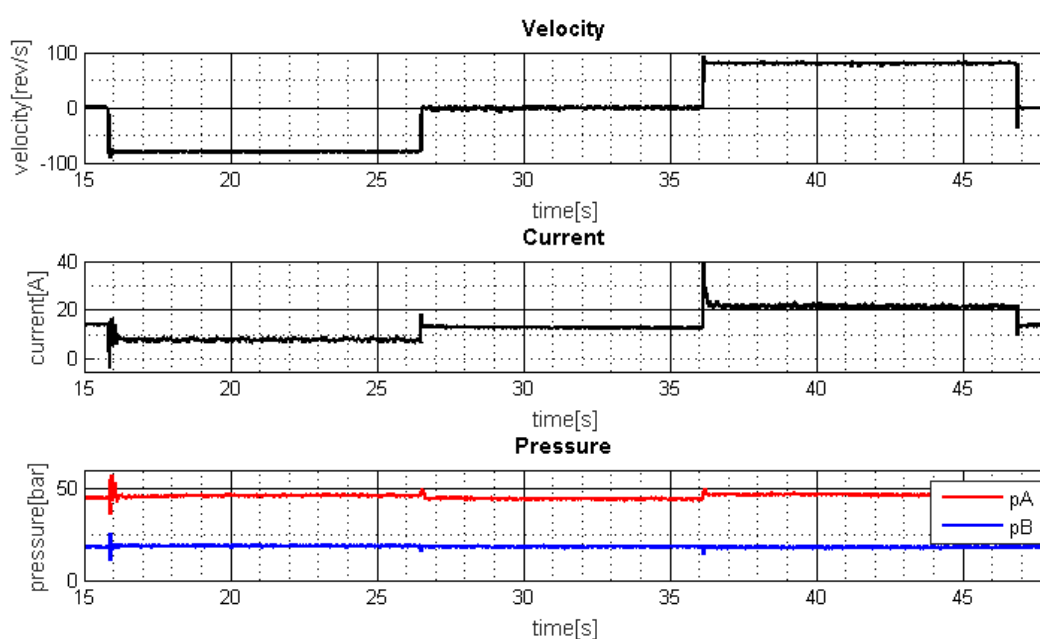
V prvním případě provozu (motorový režim) rotuje hydromotor ve směru tlakového spádu. Kapalinou vystupující z hydromotoru přetlačuje předepínací ventil VP_3 . Tím je docíleno nutného předpětí na odpadní větvi. Dodávka kapaliny hydrogenerátorem je automaticky upravována, aby zajistila konstantní tlak ve větvi A (ve schématu na obr. 33 červeně). Čidla tlaku zaznamenávala tlak na vstupu i výstupu hydromotoru. K dispozici tak byla informace o tlakovém spádu na hydromotoru. Z grafů v další kapitole je patrné, že se podařilo zajistit konstantní tlakový spád, což je podmínka vyvolání konstantního krouticího momentu hydromotorem.

Ve druhém případě provozu (generátorový režim), při rotaci hydromotoru proti směru tlakového spádu, dochází k recirkulaci kapaliny. Z větve B (ve schématu obr. 36 naznačena modře) se kapalina stlačuje na hodnotu VP_2 72bar a přes redukční ventil VR_1 se vrací do hydromotoru. Dodávka kapaliny z akumulátoru a čerpadla VHG je v tomto případě využita pouze na pokrytí objemových ztrát. V následujících experimentech jsou s ohledem na aktuální situaci hodnoty tlaků lehce upraveny.

4.2.2 Průběh měření a výstupy

Cyklus měření sestával ze zapnutí servomotoru do rychlostní a proudové vazby uzavřených v měniči a aktivace hydrogenerátoru. Hydromotor tak tlačí do servomotoru v rychlostní vazbě, což simuluje stav vyvažování. Následně byl dán pokyn servomotoru

k rotaci konstantními otáčkami nejprve v záporném směru (motorový režim), následně v kladném směru (generátorový režim). Skoková změna rychlosti vyvolala drobné záškuby v přechodovém ději, které však na výsledky měření ustálených stavů nemají vliv. Byly pořízeny záznamy tlaku větve A a B, momentotvorného proudu na servomotoru a záznam polohy. Výsledky měření jsou uvedeny v grafech na obr. 37. Po odeznění přechodových dějů se na průběhu proudu vytvořil konstantní ofset odpovídající krouticímu momentu vyvolaným tlakem.



obr. 37 Průběhy sledovaných veličin (80 ot/min) [39]

Ze zmíněných grafů je při záporném směru otáčení (v motorovém režimu) patrný nárůst proudu, respektive momentu na servopohonu proti působení tlaku na hydromotor. Tato změna není jak vidno vyvolána změnou tlakových poměrů, protože tlaky ve větvích A i B byly přibližně konstantní.

V klidovém stavu, kdy rychlost otáčení servomotoru je nulová, působí na jeho hřídel statický moment hydromotoru, jehož velikost lze stanovit následovně:

$$M_M = k_M (pA - pB) = 8,9 * 29,9 = 266,11 Nm \quad 2)$$

nebo také:

$$M_M = \frac{1}{20\pi} V_g (pA - pB) = \frac{1}{20\pi} * 560 * 29,9 = 266,49 Nm \quad 3)$$

kde k_M reprezentuje momentovou konstantu hydromotoru ($8,9 Nm/bar$), pA je tlak ve větvi A, pB je tlak ve větvi B, V_g je geometrický objem hydromotoru ($560 cm^3/ot$).

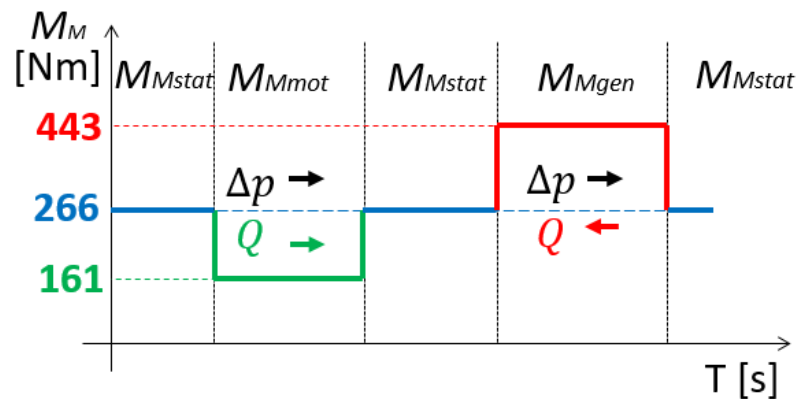
Pro velikost momentotvorného proudu tak platí:

$$M_s = k_f I \quad 4)$$

$$I = \frac{M_s}{k_f} = \frac{M_M}{ik_f} = \frac{266,11}{7 * 2,876} = 13,22 A \quad 5)$$

kde k_f je silová konstanta servomotoru ($2,876 Nm/A$), I je proud, i je celkový převodový poměr (7:1) mezi momentem servomotoru M_s a momentem hydromotoru M_M ($i = \frac{M_M}{M_s}$).

Hodnota klidového proudu z rovnice 5) je dobře vidět v grafu na obr. 39 ve vteřinách 0÷5s a >38s, případně v grafu obr. 37 při nulové rychlosti. Při záporném směru rotace (5÷38s; obr. 39) dojde k poklesu proudu na servomotoru. Jedná se o motorový režim, tudíž elektromotor brzdí roztáčející se hydromotor. V grafu obr. 39 střední hodnota proud, při motorovém režimu hydromotoru poklesne na 8A. V případě generátorového režimu (kladný směr otáčení) musí servomotor přetlačovat a stlačovat tak kapalinu z 18bar na 48bar. Je zde patrný nárůst proudu na 22A.



obr. 38 Znáznornění stavů hydromotoru a jemu příslušný moment

Pro přehlednost jsou poměry momentů při jednotlivých režimech vyneseny do zjednodušeného grafu (obr. 38) a hodnoty proudů jsou úpravou 4) a 5) přepočteny na krouticí moment hydromotoru. Do hystereze se promítají i pasivní odpory planetové převodovky a samotného elektromotoru, nicméně zásadní podíl na tomto rozdílu momentu vzhledem ke směru rotace má rotační hydromotor. O tom svědčí fakt, že při zastavení rotace se hodnota momentu vrátí na původní úroveň (M_{Mstat}) pouze s minimálním rozdílem.

Rozdíl momentu souvisí s účinností soustavy. Celkovou účinnost je obtížné získat jiným způsobem než měřením. Katalogovými hodnotami se lze řídit pouze do určité míry, jelikož někteří výrobci komponent uvádějí maximální účinnost bez vztahu k zatížení. V případě hydromotoru je možné se v katalogích dopracovat nomogramu uvádějícího účinnost v závislosti na otáčkách a tlaku. Lze tedy počítat s hodnotou 80% pro dané podmínky. Účinnost planetové převodovky je uváděna až 94%, nicméně reálná hodnota pro dané zatížení a otáčky bude výrazně nižší.

Celková účinnost za rotace byla stanovena jako podíl klidové (ideální) hodnoty momentu a naměřené hodnoty momentu při motorovém režimu na základě provedených měření.

$$\eta_c = \frac{M_{Mmot}}{M_{Mstat}} = \frac{161}{266,49} = 0,6 \quad 5)$$

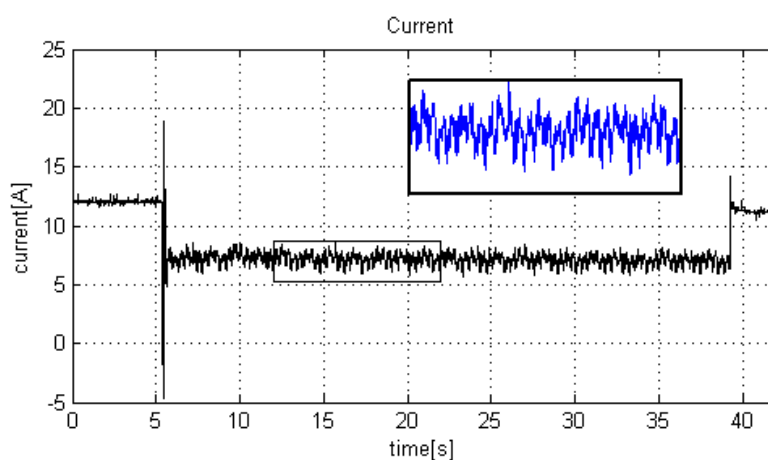
Při úvaze shodné účinnosti pro oba režimy (motorový, generátorový) a shodného tlaku je výpočet následovný:

$$M_{Mmot} = \frac{1}{20\pi} V_g \Delta p \eta_c = 266,49 * 0,6 = 160 Nm \quad 6)$$

$$M_{Mgen} = \frac{1}{20\pi} V_g \Delta p \frac{1}{\eta_c} = 266,49 * \frac{1}{0,6} = 444 Nm \quad 7)$$

Součin účinností 60% je reálný a vysvětlení dramatického rozdílu momentu v obou režimech (rovnice 6) a 7)) uspokojivé.

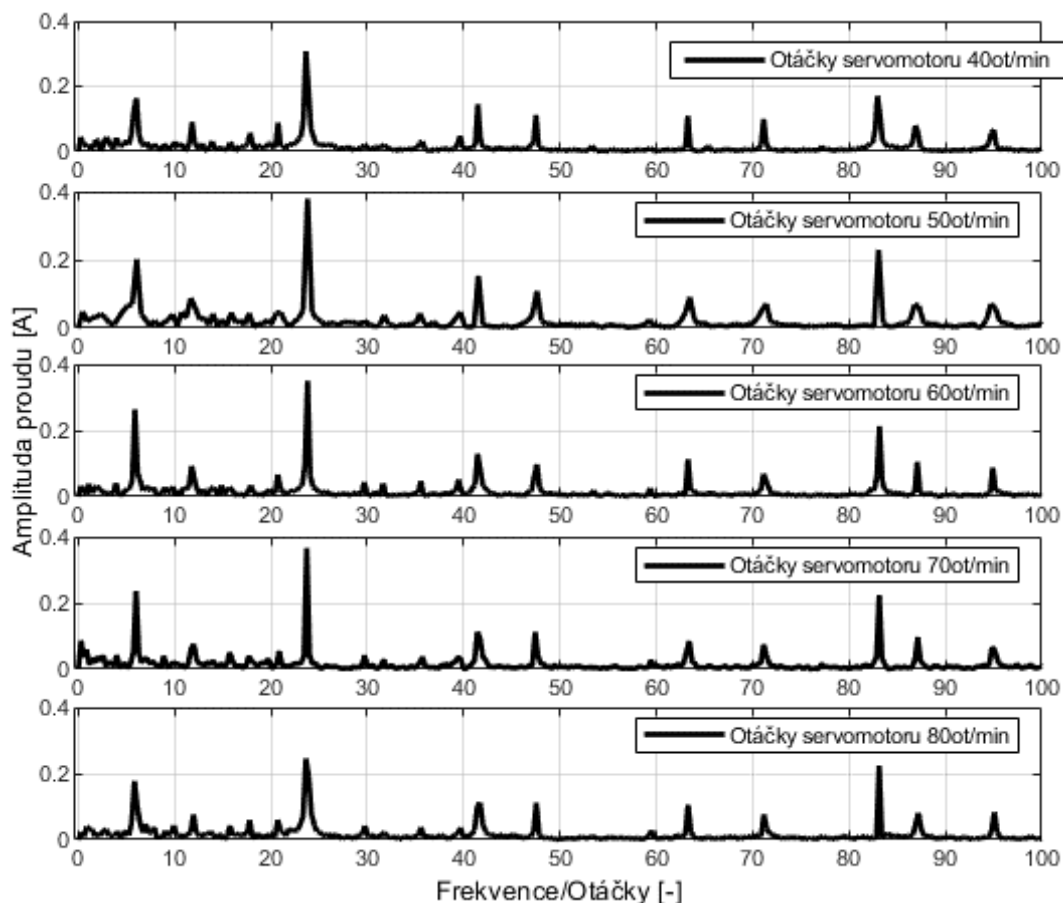
V kapitole 4.1.1 na obr. 30 byly zmíněny nežádoucí zákmity proudu při pohybu osy stroje. Jedním z důvodů stavby experimentálního standu s propojenými pohony je i možnost věnovat pozornost rovnoměrnosti chodu bez vlivů mechaniky konstrukce stroje.



obr. 39 Průběh proudu (30 ot/min)

Analýza rovnoměrnosti chodu se opírá o detailní rozbor ustálené hodnoty proudu při otáčení v jednom směru. Zřetelné pulzace proudu souvisí s mechanickou konstrukcí radiálního pístového hydromotoru. Rozptyl proudu na obr. 39 odpovídá pulzacím pístového hydromotoru. Průměrná hodnota špička-špička proudu je rovna 2,2A pro oba směry otáčení hydromotoru i pro různé otáčky. Úpravou (4) je možné určit amplitudu

momentu na hřídeli hydromotoru, která činí 44,3Nm. Procentuálním vyjádřením změny momentu hydromotoru to je přibližně 12%.



obr. 40 Frekvenční spektrum proudu v závislosti na otáčkách servomotoru [39]

Na obr. 40 jsou uvedena frekvenční spektra pulzací proudu pro různé otáčky. Na vodorovnou osu je vynášen poměr frekvencí vůči otáčkové frekvenci. Násobky otáčkových frekvencí se v takto definované frekvenční ose nepohybují a je tak možné odhalit složky, které nesouvisí s otáčkami. Je zřejmé, že dominantní frekvence superponované na průběh proudu výhradně souvisí s otáčkovou frekvencí. Stand byl vybaven šesti-pólovým střídavým synchronním servomotorem, tudíž první výrazná špička (6Hz) přísluší cogingu servomotoru. Následující špička (24Hz) odpovídá pístové frekvenci (hydromotor byl vybaven osmi písty a celkový převod mezi hydromotorem a

servomotorem je roven třem). Následují špičky odpovídající zubové frekvenci planetové převodovky, valivým uložením a jejich násobkům. Spektrum bylo uvedeno pro jeden směr otáčení. Ve druhém smyslu rotace byly frekvence shodné.

4.2.3 Hodnocení vlastností hydromotoru

Hydromotory radiální i pístové trpí projevy nerovnoměrnosti chodu a v případě změny režimu provozu se celková účinnost projevuje v rozdílném momentu. Výchozími podmínkami hodnocení tohoto chování jsou shodný tlak vstupu, respektive výstupu v závislosti na režimu a shodná účinnost soustavy pro oba režimy. Tak je možné odůvodnit rozdíl v momentu pro motorový a generátorový režim.

Rovnoměrnost momentu hydromotoru během 1 otáčky není konstantní. Moment kvůli mechanické konstrukci motoru kolísá v závislosti na otáčkové frekvenci, čímž dochází k nežádoucímu ovlivnění přesnosti rychlostní či polohové regulace servomotoru. Uvedené závěry jsou součástí publikace autora [39].

4.3 Varianta koaxiálního připojení vyvažovacího mechanismu

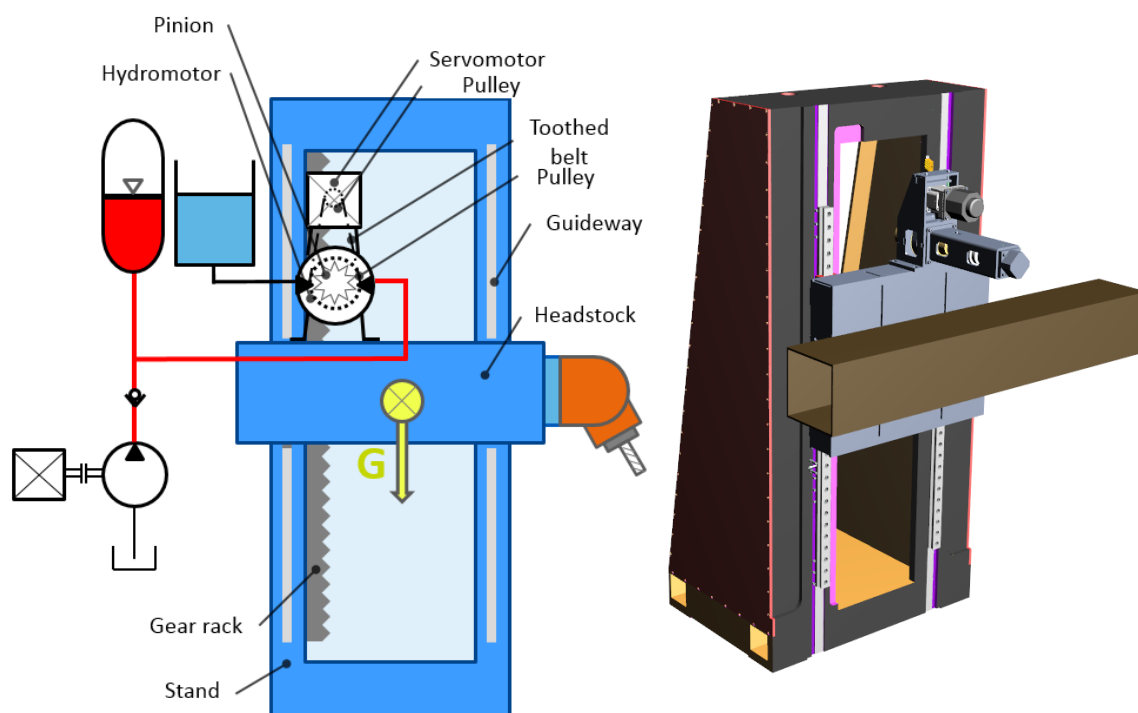
Na základě výsledků měření uvedených v kapitole 4.2 definoval autor dva dílčí cíle následujícího výzkumu:

- postavit věrné modelové zařízení pro zkoumání vlastností vyvažování rotačním hydromotorem
- upravit výchozí (kap. 4.1.1) kinematickou koncepci tak, aby nedocházelo k nežádoucímu naklápění vřeteníku.

4.3.1 Návrh experimentu

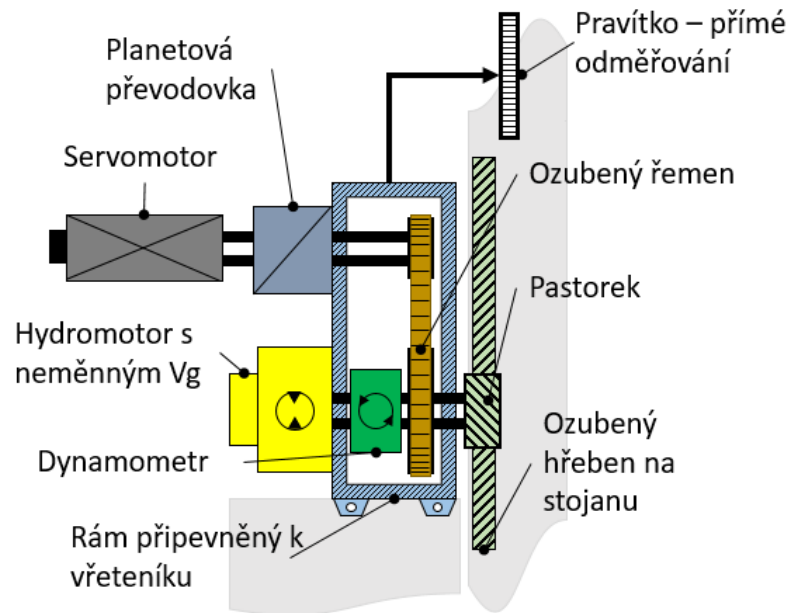
V laboratoři Ústavu výrobních strojů vzniklo autorem navržené zkušební zařízení (viz. obr. 41). Skládá se ze svislého stojanu, vertikálně se pohybujícího stolu reprezentujícího

vřeteník, servopohonu a mechanismu vyvažování. Vertikálního pojezdu je docíleno převodem rotačního pohybu na přímočarý pomocí dvojice pastorek – hřeben. Vyvažovací moment je vyvozen připojením hydromotoru na zdroj konstantního tlaku. Výhodou takového řešení je možnost použít více pohonných jednotek na jeden hřeben, nebo použití více hřebenů.



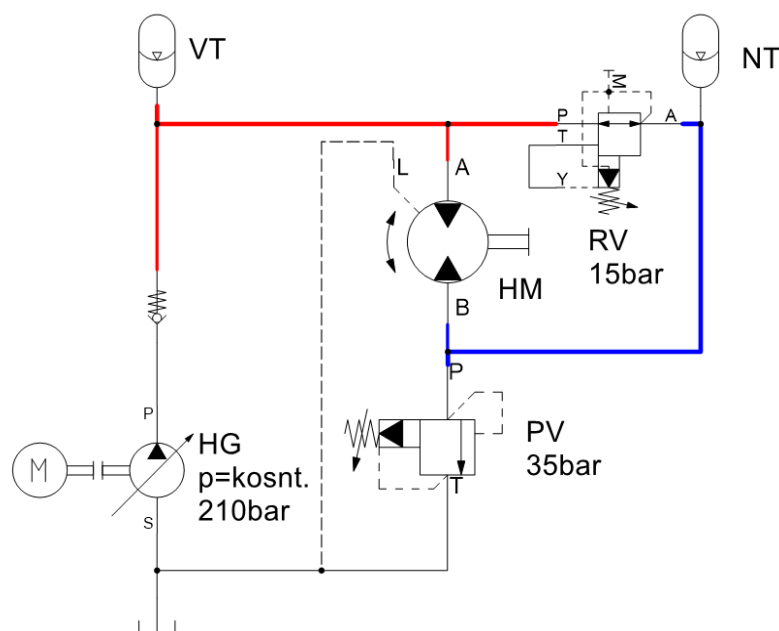
obr. 41 Mechanismus vyvažování využívající rotační hydromotor s pevným geometrickým objemem

Schéma na obr. 42 zobrazuje složení pohonu. Je zde patrné, že pro účely přesného polohování a vyvažování je použit pouze jeden pohon. Koaxiálně připojený hydromotor k pastorku zajišťuje vyvažovací funkci. Servomotor je ke stejnému pastorku připojen přes vložený převod planetovou převodovkou a ozubeným řemenem. Moment obou motorů tak působí společně na pastorek, čímž se eliminovala parazitní silová dvojice, která naklápěla vřeteník. Pro účely přesného měření je mezi hydromotor a pastorek vložen dynamometr.



obr. 42 Schéma sestavy pohonu [37]

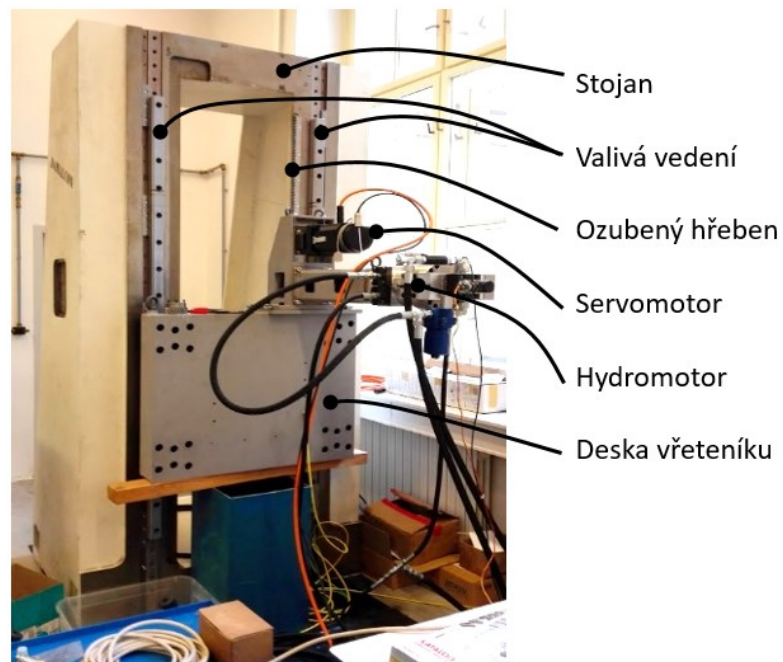
U kvalitně vyvážené osy je možné servopohon dimenzovat čistě na dynamické síly a vnější řezné síly, nicméně z hlediska bezpečnosti je vhodné, aby byl pohon schopen vykompenzovat určitou procentuální nevývahu pohyblivých komponent. Pojistkou proti výpadku elektrického napájení, popřípadě hydraulického obvodu, musí být dostatečně dimenzovaná brzda servomotoru, která zabrání samovolnému pohybu vřeteníku. Hydraulický obvod zapojený dle obr. 36 neumožňuje rekuperaci energie do hydrauliky. Pro energeticky úsporné řešení by bylo nutné dodat rezervoár hydraulického oleje na odpadní větev takovým způsobem, aby při opačné rotaci (proti směru tlakového spádu) byla odpadní větev plněna. Toto zapojení, včetně ventilů ohraničujících minimální a maximální tlak v nízkotlakém akumulátoru, je patrné na obr. 43.



obr. 43 Hydraulické schéma s nízkotlakým akumulátorem [37]

Drobný rozdíl oproti měření popsanému v kapitole 4.1.1 je v použitém typu motoru. Zde je radiální pístový motor nahrazen axiálním pístovým hydromotorem, který může být vybaven systémem elektro-hydraulického řízení naklápění vnitřní desky. Tímto lze provádět experimenty vedoucí ke zkvalitnění vlastností regulace pohybové osy. Nicméně pro potřeby těchto experimentů a v návaznosti na předchozí kapitoly byl geometrický objem hydromotoru nastaven na pevnou hodnotu.

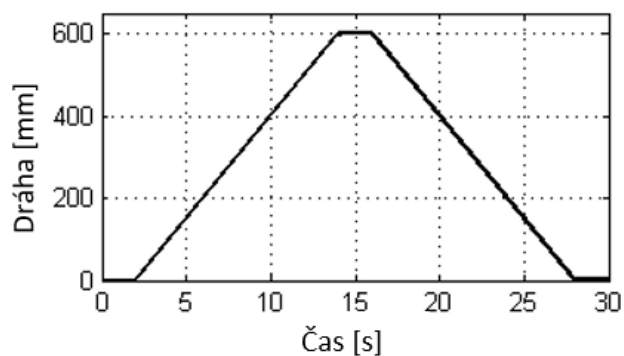
Dimenzování servopohonu odpovídalo celkové hmotnosti pohybové skupiny. Tím bylo možné provést porovnávací měření mezi nevyváženým a mezi vyváženým stavem. Vzhledem k tomu, že byl použit pístový axiální hydromotor, bylo třeba zjistit, zdali pulzace od hydromotoru negativně neovlivňují rovnoměrnost pohybu.



obr. 44 Celkový pohled na experimentální stand [37]

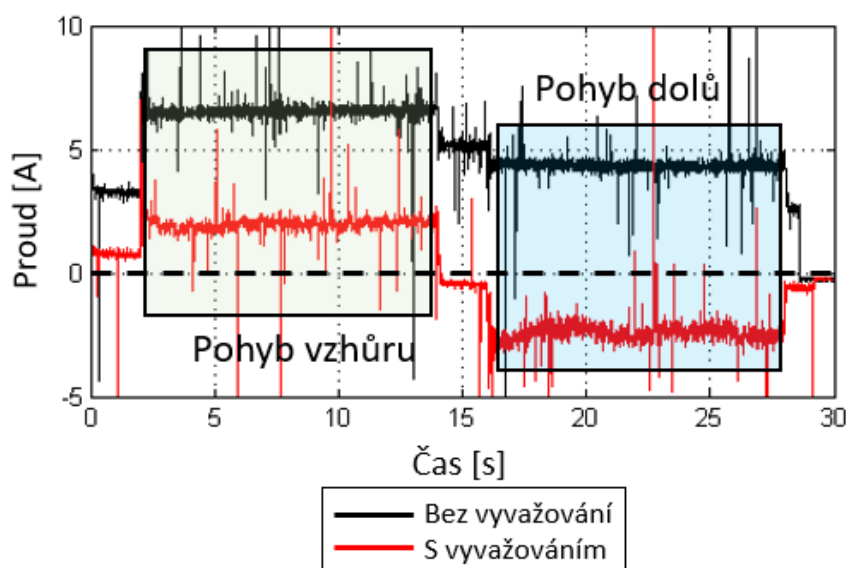
4.3.2 Průběh měření a výstupy

Funkčnost vyvažování byla otestována při rovnoměrném pohybu definovanou rychlostí. Zvolenou dráhu (obr. 45) bylo možné urazit buď se zapnutým vyvažováním, nebo bez zapnutého vyvažování.



obr. 45 Požadovaná trajektorie pohybu

Proud protékající servopohonem je patrný z obr. 46. Zde si je možné všimnout navýšení proudu při pohybu směrem vzhůru a poklesu proudu při pohybu směrem dolů. V grafu je uvedeno porovnání proudu na servopohonu stroje bez vyvážení (černě) a s vyvážením (červeně). Je zde také patrné, že při pohybu směrem dolů, proud přejde do záporných hodnot. To vypovídá o tom, že moment hydromotoru pře generátorovém režimu (pohyb dolů) je příliš velký a servopohon přetlačuje hydromotor.

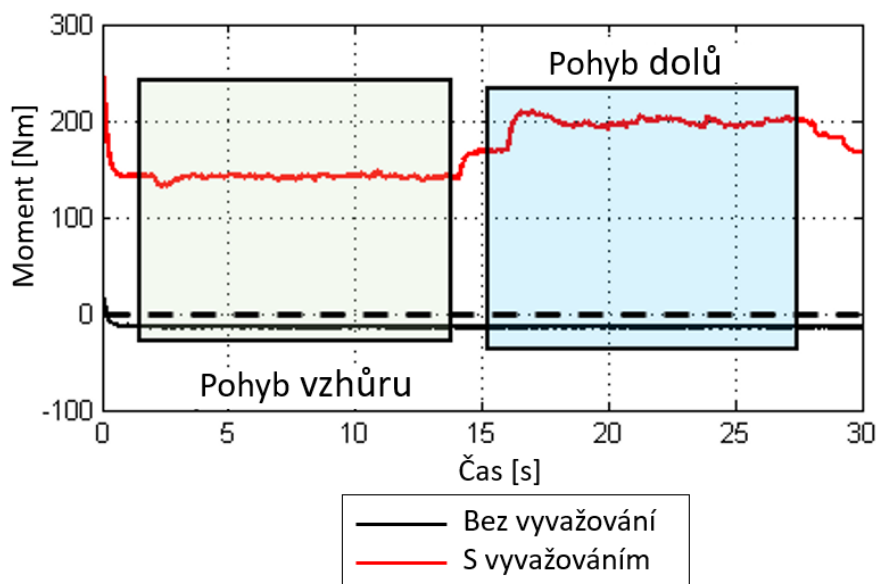


obr. 46 Průběh proudu servomotoru při pohybu po rampě [37, 38]

Při pohybu bez vyvážení se proud zdá být až na šum téměř konstantní. Přínos hydraulického vyvažování je v poklesu proudu při obou pohybech. Při obou pohybech činí pokles proudu přibližně 70% [37, 38].

Při zapnutém hydraulickém mechanismu je proud na servomotoru značně ovlivňován silami od hydromotoru. Je patrné, jak regulace s ohledem na požadavek plynulosti celého pohybu, musí reagovat na změnu zatížení. Z tohoto důvodu je proud na motoru do jisté míry zvlněný. Na obr. 47 je možné vidět průběh momentu na dynamometru přímo za hydromotorem. Je možné si povšimnou podobného průběhu jako v případě

proudu. Lze tedy s určitostí říci, že zvlnění proudu na servomotoru je zapříčiněno nerovnoměrností momentu na hydromotoru.



obr. 47 Krouticí moment mezi pastorkem hydromotorem [38]

Na obr. 47 je možné si dále všimnout důležité hodnoty momentu při vypnutém vyvažování. Hodnota momentu je prakticky nulová, tudíž i pro budoucí experimenty nebude vyvažovací mechanismus odpojován fyzicky, nýbrž jen hydraulicky.

4.3.3 Hodnocení varianty koaxiálního připojení vyvažovacího mechanismu

První fáze zkoušek na modelovém zařízení ověřila již známé problematické chování konceptu vyvažování hydromotorem konstantního geometrického objemu napojeného na zdroj konstantního tlaku. Měření pohybu konstantní rychlostí vzhůru a zpět dolů potvrdilo známé rozdíly středních hodnot proudu a taktéž problémy rovnoměrnosti chodu. Vytvořené modelové zařízení lze tedy považovat za věrné realitě a získané výsledky lze používat jako referenční hodnoty pro navazující práce.

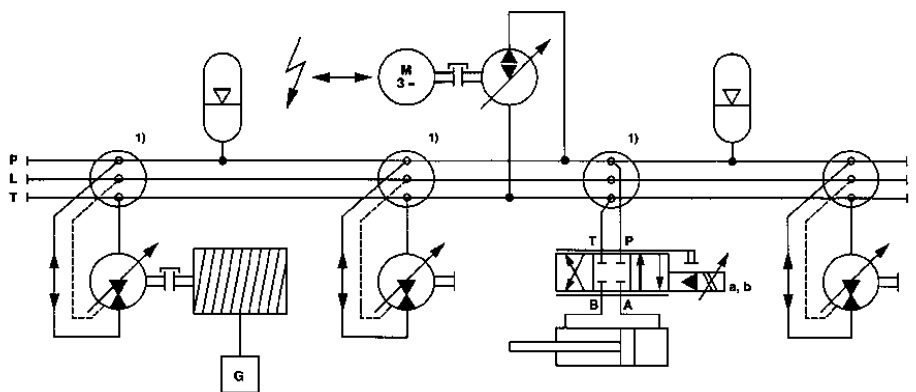
Přínosem přepracovaného konceptu s využitím koaxiální koncepce je i soustředění sil do jednoho působíště. Nemůže tak dojít ke vzniku silové dvojice, která by zapříčinila

naklápění vřeteníku. Tento koncept pohonu vymezuje vůli v ozubení hřebenu a pastorku pouze gravitací. Pro užití na obráběcích stroji by bylo vhodnější použití dvě identické polovičně dimenzované sestavy pohonu na shodném ozubeném hřebenu. Druhou možností by bylo užití servomotoru určeného čistě k vymezování vůle v ozubení na shodném hřebenu (dimenzován pouze na maximální sílu od obrábění a elektronicky vymezovat vůli). Případně třetí varianta může být využití bezvůlové převodovky s předepnutými pastorky [28].

Z výše uvedeného vyplývá použitelnost konceptu vyvažovacího mechanismu s rotačním hydromotorem s jistým omezením. Objevující se neduhy – nerovnoměrnost chodu a rozdíl momentu v rotaci jedním a druhým směrem – je pro možnost aplikace v praxi při nejmenším nutné ponížít na únosnou míru. Pro méně náročné aplikace manipulační techniky by mohly vlastnosti pohonu s konstantním hydromotorem postačovat. Výstupy kapitoly jsou publikovány v [38, 41].

5 Regulační hydromotor

Vzhledem k neuspokojivým výsledkům získaným měřeními za pomoci hydromotoru s pevným geometrickým objemem, bylo třeba přistoupit k jeho řízení. V této kapitole jsou popsány původní autorem navržená a experimentálně ověřená řešení využívající regulačního rotačního hydromotoru. Možnost řídit geometrický objem hydromotoru, a tím ovlivňovat jeho krouticí moment, nabízí mnoho možností výrazného potlačení zjištěných neduhů vyvažování hydromotorem s pevným geometrickým objemem. Pro regulační hydromotor bylo třeba vhodně navrhnout silovou zpětnou vazbu tak, aby bylo docíleno shodné principiální funkce jako v případě elektrického servomotoru. Toho je pro regulační hydromotor docíleno naklápěním regulační desky hydromotoru, čímž dochází k žádoucí změně geometrického objemu. Podobně se problematikou zabývají i [31] a [32], přičemž tyto přístupy jsou založeny na myšlence sekundární regulace [33]. Ta je založena zejména na předpokladu připojení hydromotoru ke zdroji (konstantního) tlaku. Na podobném principu bývá provedeno zapojení např. technologických upínek [40]. Na obr. 48 se v horní části společně s hydraulickými akumulátory nachází regulační čerpadlo (primární jednotka), které poptávkově doplňuje akumulátory ve fázi odběru, nebo naopak rekuperuje energii zpět do elektrické sítě v případě, že akumulátory jsou nabity a dochází k jejich přebíjení např. při spouštění břemene nebo jinému brždění.



obr. 48 Ukázka připojení více spotřebičů na hlavní vedení [33]

To umožňuje do obvodu zařadit více sekundárně řízených spotřebičů. Důležitou podmínkou je zde konstantní tlak v hlavním vedení. Okruh zůstává natlakovaný a primární jednotka se jej i v tomto stavu snaží udržet. Pokud je uvažován tlak konstantní, nebo jen s malými změnami, je možné přistoupit k regulaci krouticího momentu hydromotoru jen na základě geometrického objemu.

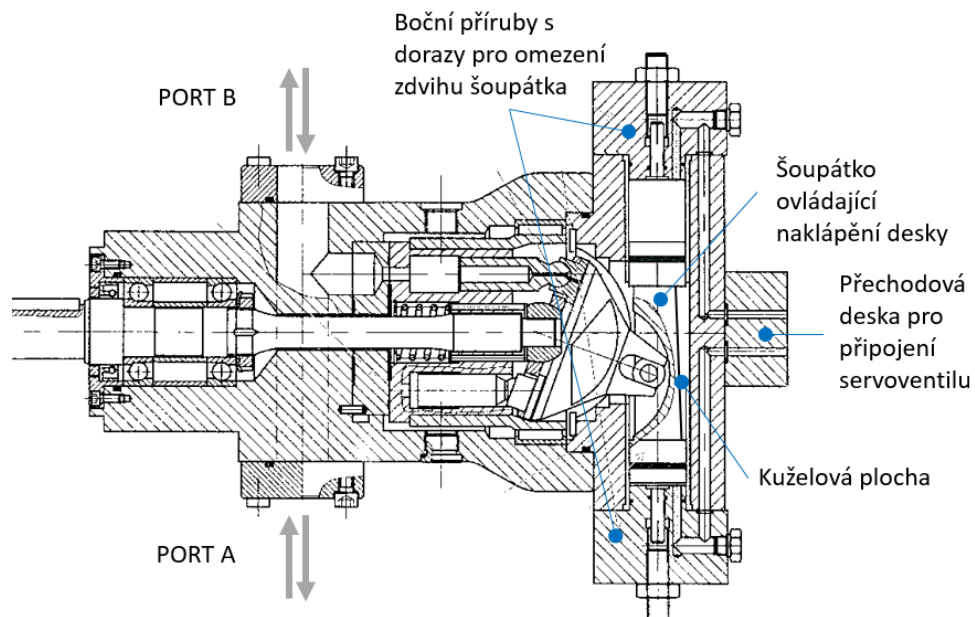
5.1 Popis použitého zařízení

Pro účely experimentů s regulačním hydromotorem bylo z finančních důvodů přistoupeno k vývoji vlastního typu hydromotoru sestaveného z komponent majetku Ústavu výrobních strojů a zařízení. Základní platformou bylo axiální pístové regulační čerpadlo PPAR2 s regulací tlaku. Toto bylo ve spolupráci s výrobcem upraveno tak, aby bylo možné:

1. elektricky snímat naklopení desky čerpadla
2. aktivně řídit naklopení desky ve 4-kvadrantovém režimu

ad 1. Na vnitřním šoupátku ovládajícím naklápění desky byla vyrobena kuželová plocha a do těla čerpadla byl zabudován indukční senzor se spojitým snímáním vzdálenosti.

ad 2. Hydraulické kanály vedoucí na obě čela šoupátka byly připojeny do přechodové desky, na kterou byl přimontován servoventil umožňující řídit přesnou polohu ovládacího šoupátka naklápěcí desky na základě snímání jeho polohy. Zmíněné úpravy jsou zvýrazněny na obr. 49.



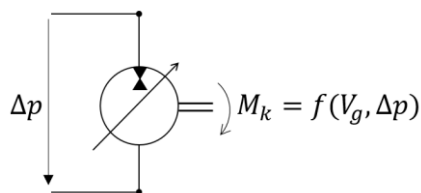
obr. 49 Upravené pístové čerpadlo PPAR2

Tím vzniklo první 4-kvadrantové čerpadlo/hydromotor s elektronickou regulací vyrobené na území ČR a sestavené výhradně z českých komponent. Tento fakt je uváděn spíše jako kuriozita.

Pokud by bylo uvažováno o průmyslovém použití, samozřejmě by taková průkopnická cesta vývoje vlastního hydromotoru nebyla nutná, použilo by se standardní zařízení z nabídky renomovaných výrobců.

5.2 Řízení momentu

Na tomto místě je vhodné krátce připomenout základní fyzikální vlastnost regulačních hydromotorů. Pokud je hydromotor připojen na zdroj tlaku (dle obr. 50), je kroučící moment hydromotoru přímo úměrný velikosti geometrického objemu V_g , který je dán nakloněním desky.

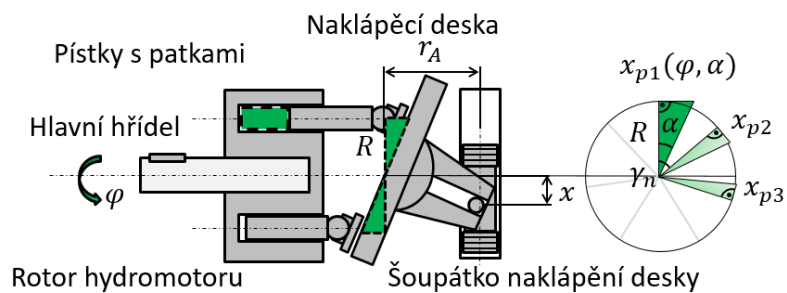


obr. 50 Funkční závislost krouticího momentu

Kulisový mechanismus naklápění desky čerpadla umožňuje měnit jeho geometrický objem. Z výše popsaného vyplývá, že je to hlavní parametr, který slouží k vyvolání momentu. Z kinematiky mechanismu (obr. 51) lze odvodit vztah pro přepočítání polohy přestavovacího hydromotoru na moment při daném tlakovém spádu jako:

$$M_q(x) = S_p \Delta p \sum_n \frac{R}{r_A} x \sin(\varphi + \gamma_n) \quad 6)$$

kde $M_q(x)$ je výstupní moment funkcí polohy válce x , S_p plocha jednoho pístu, φ je natočení rotoru, R je poloměr roztečné kružnice pístků, r_A je vyložení kulisy a γ_n je fáze jednotlivých pístů.



obr. 51 Kinematika kulisového mechanismu naklápění desky hydromotoru [37]

Vzhledem k tomu, že 3 písty jsou vždy pod tlakem, lze výpočet nahradit zjednodušenou formou převodu:

$$M_q(x) = \text{sgn}(x) \frac{x}{x_{\max}} V_{g\max} \Delta p \quad 7)$$

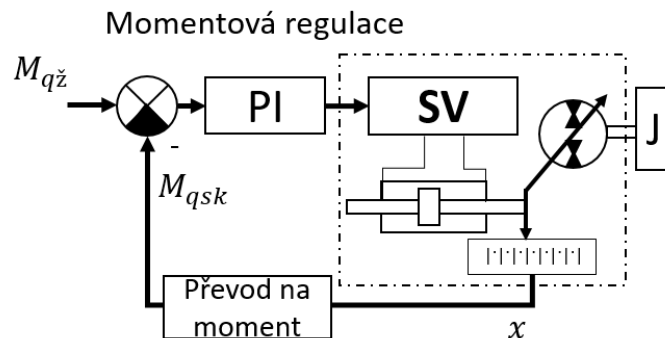
kde x_{max} je maximální zdvih přestavovacího šoupátka a V_{gmax} je maximální udávaný geometrický objem. Vztah 7), definovaný jako funkce proměnné x , je pro výpočet krouticího momentu výhodný. Důvodem je snímání polohy šoupátka použitého hydromotoru (popsaného v 5.1).

5.2.1 Regulace polohy šoupátka

Z teorie řízení momentu hydromotoru vyplývá, že kritické bude zvládnutí řízení šoupátka pro přestavování desky hydromotoru. Za tímto účelem vznikl experimentální stand, který je zobrazen na obr. 52. Jedná se o hydromotor s přidanou setrvačnou hmotou a odměřování polohy rotoru. Na standu byly úspěšně provedeny experimenty s momentovou, rychlostní i polohovou regulací, nicméně ve vztahu k řešené problematice je relevantní pouze momentová regulace. Proto bude v této kapitole věnována pozornost pouze momentovému řízení.

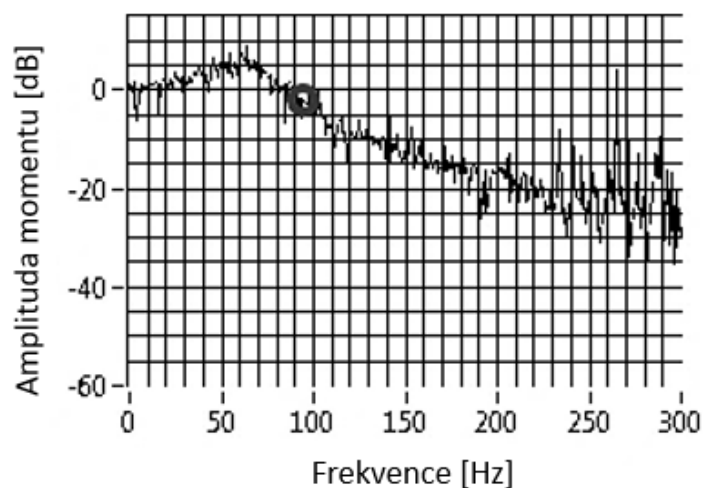


obr. 52 Stand se setrvačnicí



obr. 53 Regulace momentu polohou šoupátka [37]

Blok převodu na moment obsahuje přepočít dle 7). Byl použit proporcionálně integrační (PI) regulátor, jehož naladění bylo provedeno na základě Ziegler-Nicholsovy metody.



obr. 54 Frekvenční přenos momentové regulace

Jak je patrné z obr. 54, maximální dosažené pásmo propustnosti momentové regulace se při vstupním tlaku 110bar a poklesu amplitudy o -3dB pohybuje na úrovni 90Hz.

5.2.2 Identifikace vlastností regulace momentu

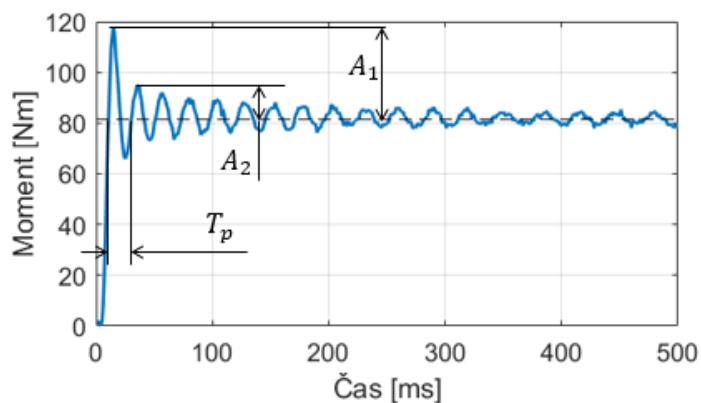
Za účelem seřízení regulace pomocí simulace byla identifikována přenosová funkce momentové vazby pomocí aproximace přechodové charakteristiky [34]. Odečtením parametrů ze skoku momentu (nastavení naklápěcí desky) hydromotoru lze za pomoci

aproximace přechodové charakteristiky s kmitavým průběhem stanovit přenos druhého řádu jako:

$$G(s) = \frac{M_{qsk}}{M_{qž}} = \frac{K}{T_0^2 s^2 + 2\xi T_0 s + 1} \quad 8)$$

přičemž koeficienty lze odečíst přímo z přechodové charakteristiky na obr. 55. Konstanta K je rovna ustálené hodnotě momentu (při úvaze konstantního tlakového spádu 100bar), která odpovídá maximálnímu geometrickému objemu dělenému 2π :

$$K = \frac{pV_g}{2\pi} = \frac{100 * 10^5 * 51,22}{2\pi} = 81,5Nm \quad 9)$$



obr. 55 Odezva polohy šoupátka na skokovou změnu [37]

Další parametry lze stanovit z rovnic:

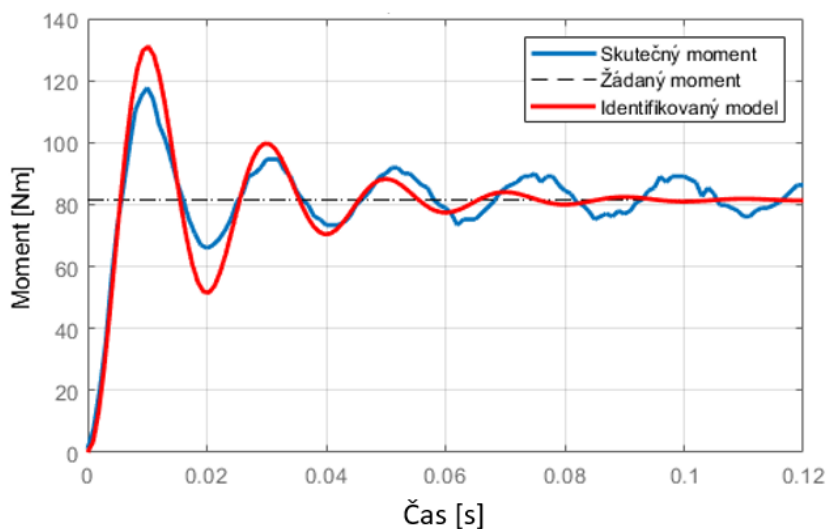
$$\xi = \frac{\ln \frac{A_1}{A_2}}{\sqrt{4\pi^2 + \left(\ln \frac{A_1}{A_2}\right)^2}} = \frac{\ln \frac{35,5}{13,1}}{\sqrt{4\pi^2 + \left(\ln \frac{35,5}{13,1}\right)^2}} = 0,1565 \quad 10)$$

$$T_0 = \frac{T_p}{2\pi} \sqrt{1 - \xi^2} = \frac{0,02}{2\pi} = \sqrt{1 - 0,1565^2} = 0,0031s \quad 11)$$

kde $A_{1,2}$ představují po sobě jdoucí amplitudy kmitavého průběhu a T_p značí periodu průběhu. Finální náhrada silové regulace je patrna z 12). Přenosová funkce obsáhla kompletně zpětnovazební řízení regulační desky hydromotoru.

$$G(s) = \frac{81,5}{3,1 * 10^{-3}s^2 + 9,8385 * 10^{-4}s + 1} \quad 12)$$

Model je určen k simulačnímu ověřování návrhu regulace se zahrnutými dynamickými vlastnostmi řízení šoupátka desky hydromotoru.



obr. 56 Porovnání identifikovaného modelu s měřením přechodové charakteristiky

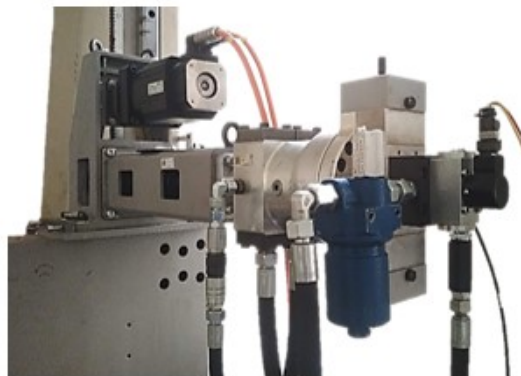
Náhradní model společně s měřením skoku momentu je porovnán v grafu na obr. 56. Je zde patrné, že náhradní model vykazuje vyšší tlumení. Vzhledem k tomu, že je hodnota tlumení stanovena pouze na základě první a druhé špičky, se jedná o pochopitelný výsledek. Pro účely následujících simulací je model plně dostačující a dynamické vlastnosti regulace momentu kvalitně podchyceny.

5.3 Momentová regulace hydromotoru

Varianta řízení hydromotoru v momentové vazbě, založené čistě na informaci o poloze přestavovacího šoupátka klopné desky, je ovlivněna velikými pasivními odpory pístků v rotoru hydromotoru a vůlemi v přestavovacím mechanismu. Tyto nežádoucí nelinearity negativně ovlivňují kvalitu regulace. Z tohoto důvodu bylo nutné uzavřít momentovou zpětnou vazbu jiným způsobem.

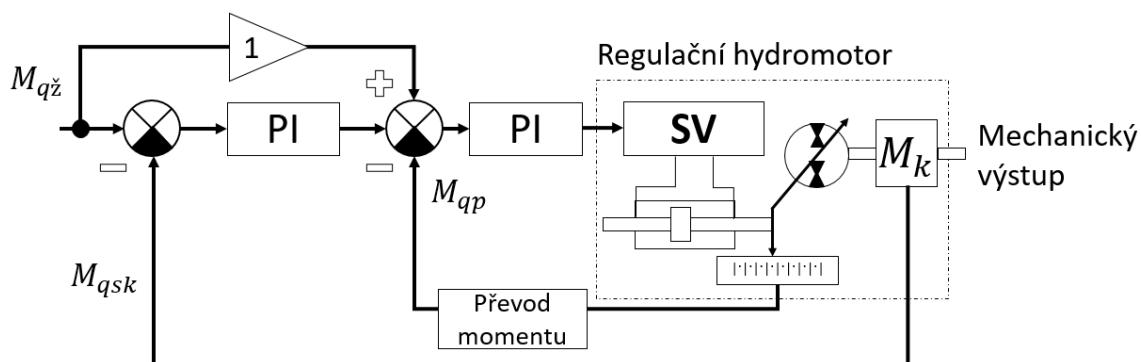
5.3.1 Zpětná vazba odvozená od snímače momentu

Pro precizní řízení momentu hydromotoru byl využit snímač výstupního momentu hydromotoru. Tak došlo k přesunu všech neduhů hydromotoru do pozice poruchových veličin, tudíž díky zpětné vazbě od momentu má regulace možnost na tyto poruchy reagovat. Kompletní sestava pohonu je patrná na obr. 57.



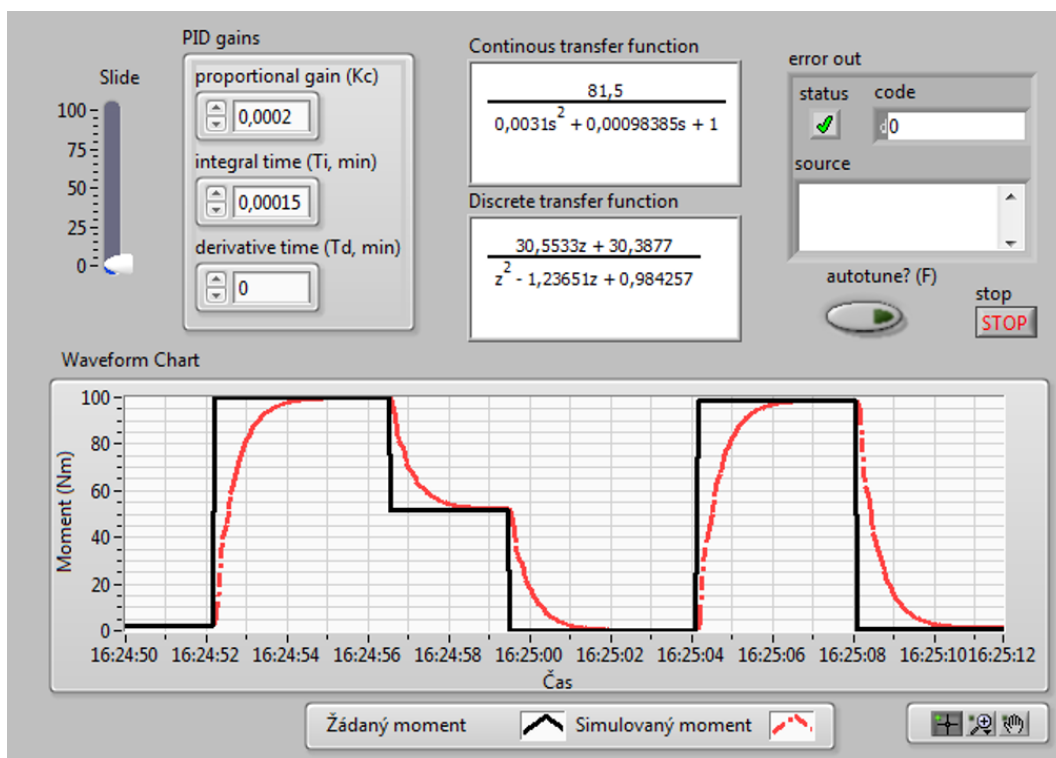
obr. 57 Sestava regulačního hydromotoru a snímače momentu [37, 38, 41]

Schéma řízení obsahuje dvě zpětné vazby shodného fyzikálního charakteru – momentu. Schéma je patrné z obr. 58, kde podřízená smyčka řízení geometrického objemu vychází z polohy šoupátka a vnější smyčka je odvozena od snímače momentu. Na vstup podřízené smyčky je navíc přivedena žádaná hodnota momentu. Obě zpětnovazební smyčky jsou vybaveny PI regulátory.

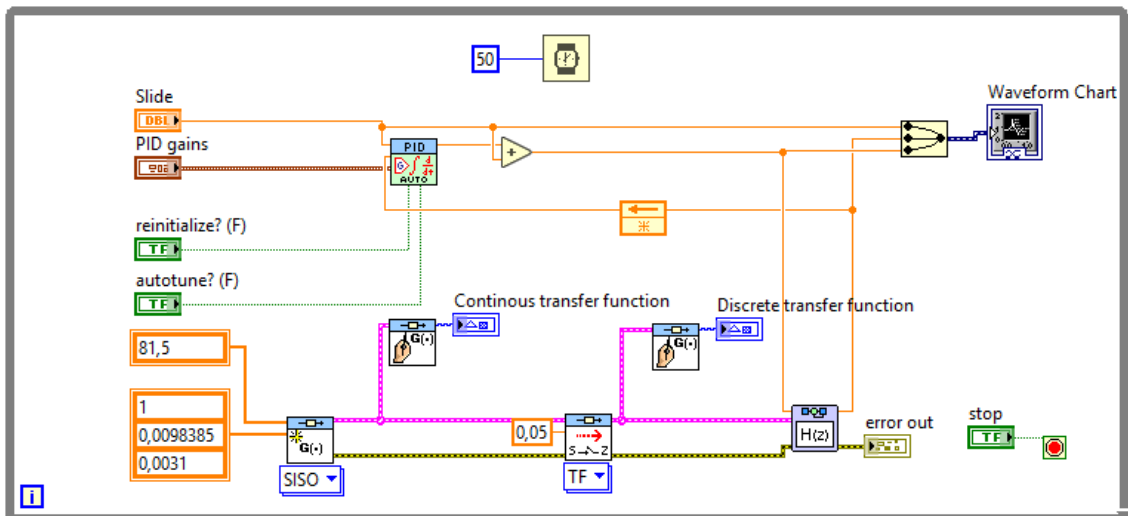


obr. 58 Silová regulace rotačního hydromotoru [38]

Navržené schéma bylo ověřeno simulací v programu LabVIEW (obr. 59, obr. 60), kde regulovaná soustava hydromotoru byla nahrazena přenosem 2. řádu. Princip regulace byl simulací ověřen a bylo možné jej použít při řízení hydromotoru.

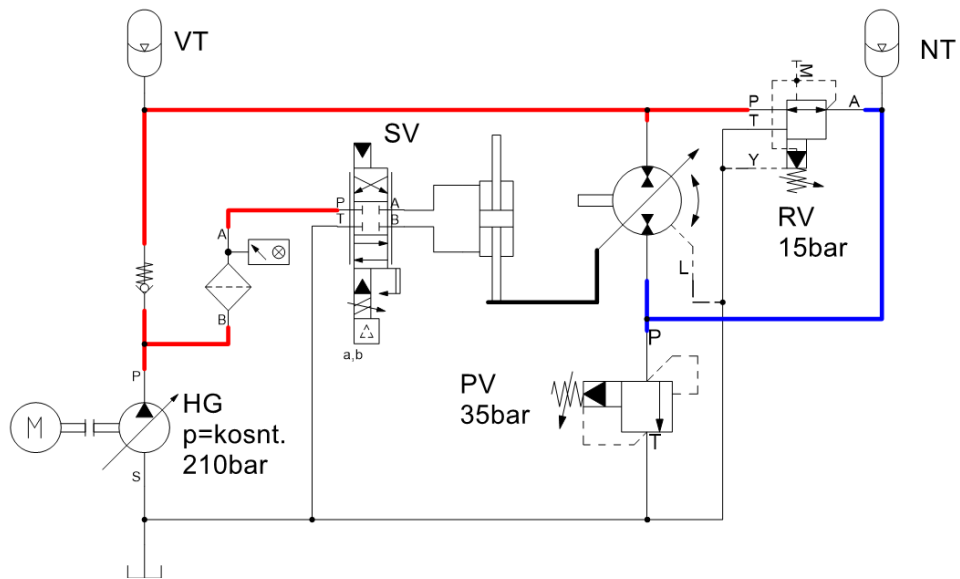


obr. 59 Simulační program silového řízení hydromotoru - Front Panel



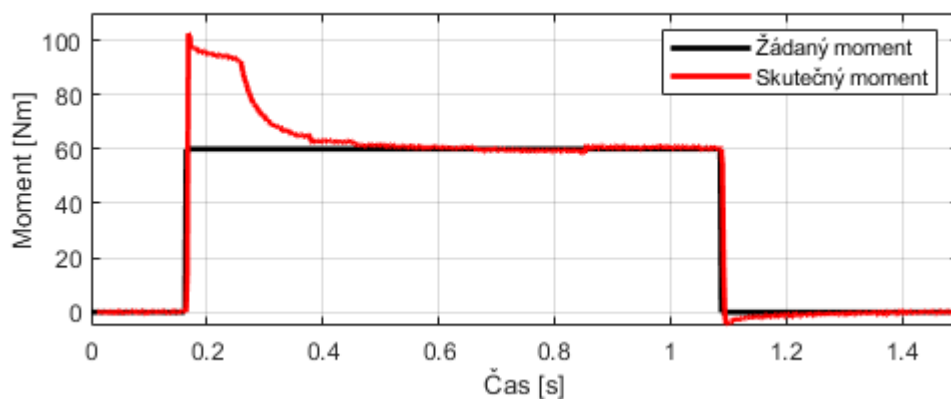
obr. 60 Simulační program momentového řízení hydromotoru - Block Diagram

Kromě úprav regulace si potřebné úpravy vyžádal i hydraulický obvod obr. 61. Do obvodu bylo nutné připojit hydraulický servoventil, což s sebou přináší nutnost předradit ventilu tlakový filtr. S výhodou byl využit druhý akumulátor, který mimo jiné zajišťuje minimální přetlak (15bar) na odpadní větvi nutný k přítlaku pístků. Zároveň slouží jako rezervoár kapaliny pro reverzní pohyb osy. K plnění nízkotlakého akumulátoru dochází při pohybech osy směrem nahoru, tedy při stavu, kdy se spotřebovává energie z hlavního vysokotlakého akumulátoru. Při pohybu dolů hydromotor v čerpadlovém režimu přečerpává kapalinu z nízkotlakého akumulátoru zpět do vysokotlakého akumulátoru. Obvod byl dále doplněn o prvky stabilizující tlak v okruhu nízkotlakého akumulátoru PV a RV.



obr. 61 Hydraulické schéma řízení hydromotoru v momentové vazbě

Jak již bylo zmíněno, v mechanismu přestavování regulační desky čerpadla/hydromotoru se projevila vůle, která byla o to více patrná při experimentech řízení momentu. Na obr. 62 jsou patrné skoky momentu, kde v prvním případě – zvýšení momentu z 0 Nm na 60 Nm dojde k překmitu, který je následně po vymezení vůle mechanismu regulací zkompenzován.



obr. 62 Skok momentu hydromotoru se zablokovanou hřídelí

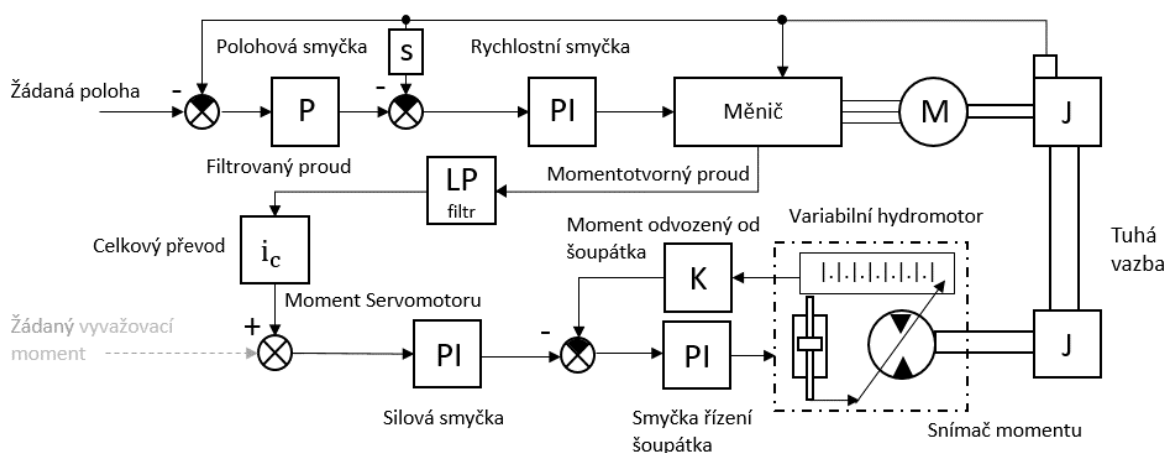
Pístky mají tendenci naklápěcí desku dále vychylovat, tudíž v případě, že je šoupátkem deska uvolněna a rozpořhybována, pístky ji v rámci vůle přetlačí. Šoupátko regulačním

zásahem vykompenzuje vůli a vrátí desku zpět na hodnotu odpovídající požadovaného momentu. Při zpětném pohybu je vůle již vymezena a k překmitu zde vzhledem k jednostrannému zatížení nedojde. Jedná se o problém mechanické stavby hydromotoru. Pro experimenty s vertikálním vyvažovacím mechanismem to není nijak omezující. Pohybová osa je přirozeně jednostranně předeprnuta gravitací, tudíž mechanismus přestavování desky by tímto neměl negativně ovlivňovat pohyb osy.

5.3.2 Odvození zpětné vazby z proudu servomotoru

Vzhledem k uspokojivým výsledkům experimentu s momentovým řízením regulačního hydromotoru, je možné začít uvažovat nad použitím v průmyslu. Limitem se může zdát uzavření momentové zpětné vazby z dynamometru. Jedná se o zařízení, které je poměrně citlivé a pro účely řízení hydraulického mechanismu drahé. Pokud je dostatečně kvalitní regulace naklopení desky, je použití snímače momentu redundantní. U komerčně dostupných hydromotorů to lze předpokládat. Otázkou zůstává, zdali bude možné kvalitně identifikovat pasivní odpory a kompenzovat je bez zpětné momentové vazby. Shodně jako v kapitole 4.2 může být pro měření sil užít také elektrický servomotor. Toto řešení s sebou přináší i některé zjevné výhody oproti měření momentu samotného hydromotoru. Jak bylo vyvráceno v kapitole 5.2.1, hydromotor nelze využít jako slave pohon při regulaci dvou pohonů. To plyne z omezení propustného pásma momentové vazby hydromotoru. Asistence elektrickému servomotoru v podobě momentového řízení vyvažovacího mechanismu je ale potvrzena, tudíž uzavření zpětné momentové vazby z elektromotoru je také možné. Oproti schématu na obr. 58 (zpětná vazba momentu odvozena z dynamometru) je v tomto případě (obr. 63) přivedena zpětná vazba skutečného momentu z měniče elektrického servomotoru. Ze schématu je dále patrné, že do regulace hydromotoru vstupuje žádaný vyvažovací moment, který je pro tento režim roven nule (ve schématu je uveden pouze z důvodu analogie s předchozím případem, proto je vyveden šedě). Regulátor má za úkol vždy udržovat proud servomotoru blízký nule, tudíž moment ke kompenzaci hmotnosti svislé osy je

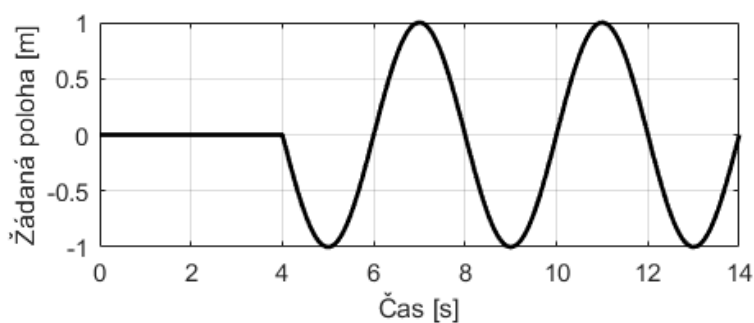
výsledkem zásahu regulace hydromotoru. Zjednodušeně lze říci, že pohybová osa se sama vyváží. Předpokladem správné funkce je užití filtru dolní propusti, který přenechá dynamické jevy na starost elektrickému servomotoru. Jak bylo zjištěno v 5.2.1, regulace šoupátka hydromotoru není ve srovnání s regulací proudu servomotoru dynamicky dostačující. Proto je v obr. 63 uveden i zmíněný filtr dolní propusti, který zajistí, že nedojde k nestabilitě regulace. Asistence servomotoru vyvažovacím hydromotorem tak probíhá na úrovni pomalých dlouho trvajících dějů. Ilustrativní případ takového děje je popsán v následujících odstavcích.



obr. 63 Schéma pohonu se zpětnou vazbou odvozenou od proudu servomotoru [41]

Na základě popsaného regulačního schématu byla vytvořena simulace (Příloha 1: Simulační schéma porovnání odvození zpětných vazeb regulace hydromotoru elektrického servomotoru a regulačního hydromotoru. Porovnání dvou přístupů regulace hydromotoru jsou sloučeny do jednoho modelu a jsou prezentovány na základě zjednodušeného případu obrábění kruhového otvoru velkého průměru na horizontálním obráběcím centru. Vzhledem k tomu, že předmětem simulace je porovnání regulačních schémat, nikoli vzájemné dynamické ovlivnění pohonů, je model servomotoru a proudové regulace zjednodušen na jednotkový přenos. Podobné zjednodušení je provedeno na úrovni regulačního hydromotoru, kde je jeho přenos identifikovaný v předchozí kapitole 5.2.2 nahrazen přenosem 1. řádu (statická regulovaná soustava).

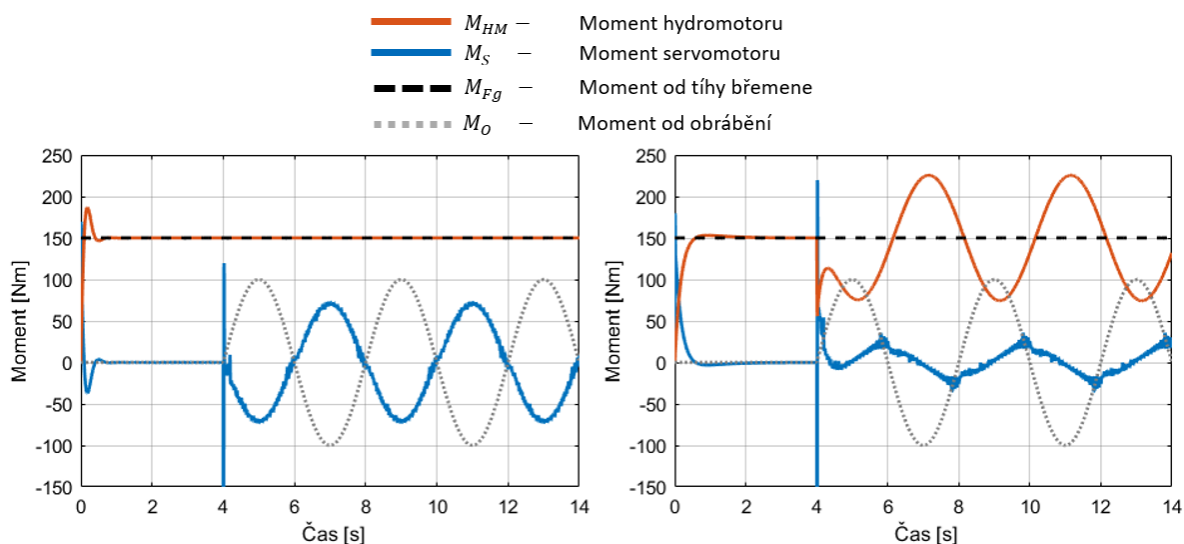
Pro představu funkce lze uvést zjednodušený případ obrábění kruhového otvoru velkého průměru (požadována dráha je uvedena na obr. 64). Na obr. 65 jsou uvedeny dva režimy regulace vyvažovacího momentu a průběhy momentů při kruhovém obrábění velkého průměru. Vlevo obrázek reprezentuje stav při vyvažování se zpětnou vazbou momentu odvozenou od snímače momentu. Je zde patrné, že moment hydromotoru M_{HM} je roven momentu odpovídajícímu tíze pohyblivých komponent M_{FG} . Přechodový děj v čase $<1s$ souvisí s během simulace a prakticky si jej lze představit jako náhlé zapnutí stroje (vypnutí motorové brzdy, skok žádaného momentu vyvažovacího hydromotoru). Síly od obrábění jsou tudíž plně v dikci elektrického servomotoru (sinusový průběh síly vertikální osy stroje). U ideálně vyvážené vertikální osy stroje se bude hodnota proudu pohybovat okolo nuly. Požadavek na obrábění se tudíž promítne pouze do průběhu proudu.



obr. 64 Žádaná poloha reprezentativního případu obrábění kruhového otvoru velkého průměru

Při pohybu vzhůru nesousledným obráběním musí servomotor táhnout osu vzhůru. Přiblížením k horní úvrati se složka řezné síly promítá do horizontální osy a proud na servomotoru klesá. Minutím úvrati dojde ke změně znaménka síly a servomotor je nucen přetlačovat síly od obrábění směrem dolů. Na grafu vpravo je uveden režim regulace hydromotoru se zpětnou vazbou odvozenou od proudu servomotoru. Je zde patrné, že hlavní díl sil od obrábění je přenesen na vyvažovací hydromotor. V oblastech pod M_{FG} lze říci, že stroj řízeně obrábí za pomoci tíhy vlastního vřeteníku. V grafech je situace

znázorněna značně zjednodušeně, nicméně pro vysvětlení funkce bylo nutné zanedbání jevů, které zůstávají v dílce elektrického servomotoru.



obr. 65 Ilustrace funkce pohonu s vyvažováním se zpětnou vazbou odvozenou od proudu servomotoru, vlevo - režim regulace vyvažovacího momentu na konstantní hodnotu, vpravo – režim regulace vyvažovacího momentu na základě zpětné vazby z proudu elektrického servomotoru

5.3.3 Hodnocení momentové regulace hydromotoru

Z pohledu dosažení silové rovnováhy vůči tíze se jedná o silové řízení, ale z pohledu akčního členu, který toto zajišťuje a koná rotační pohyb, se jedná o řízení momentu. Dále je tedy rozlišován pojem silové a momentové řízení pouze kontextem, ale principiálně se jedná o totéž.

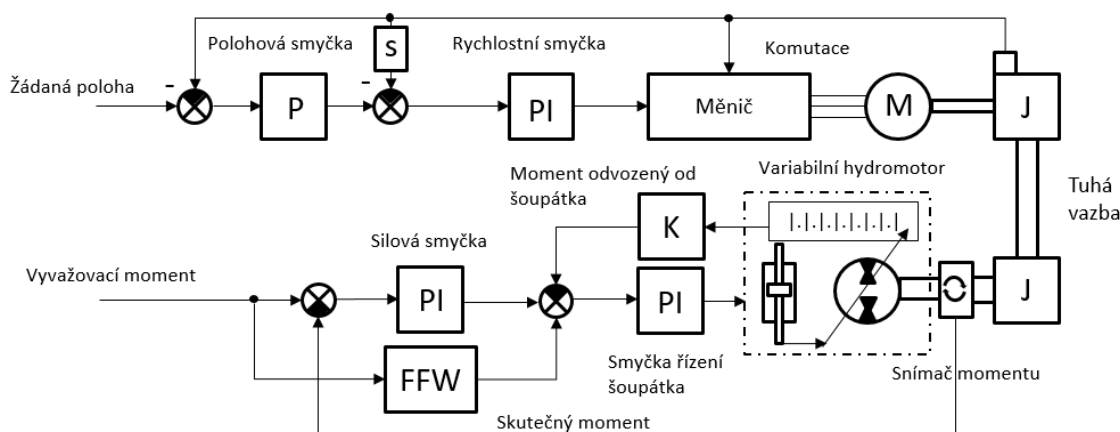
Pro momentové řízení hydromotoru byla použita kaskádní regulace podobně jako při řízení servomotorů. Chybějící informace o procesní proměnné – výstupním momentu, byla vyřešena instalací momentového snímače. Tak byla odvozena druhá zpětná vazba. Kaskádní regulace byla doplněna o další PI regulátor a jednu dopřednou vazbu, přičemž toto uspořádání bylo i simulačně ověřeno. Reálnými experimenty na standu byly potvrzeny závěry simulací, čili řízení momentu na základě zpětné vazby od snímače momentu při dostatečném vstupním tlaku je možné. Výsledky experimentů potvrzují, že

řízení momentu může být využito při vyvažování vertikálně se pohybující osy nejen experimentálního standu.

Zároveň byla simulačně ověřena varianta uzavření zpětné momentové vazby z elektrického servomotoru. Vlastností takového řízení je neustále kompenzování nevývahy pohybové osy i při obráběcím procesu. Narušení silové rovnováhy vnější silou (s pomalým průběhem) se ve velké míře projeví v regulaci momentu hydromotoru a tím dojde k dalšímu snížení proudu na servomotoru.

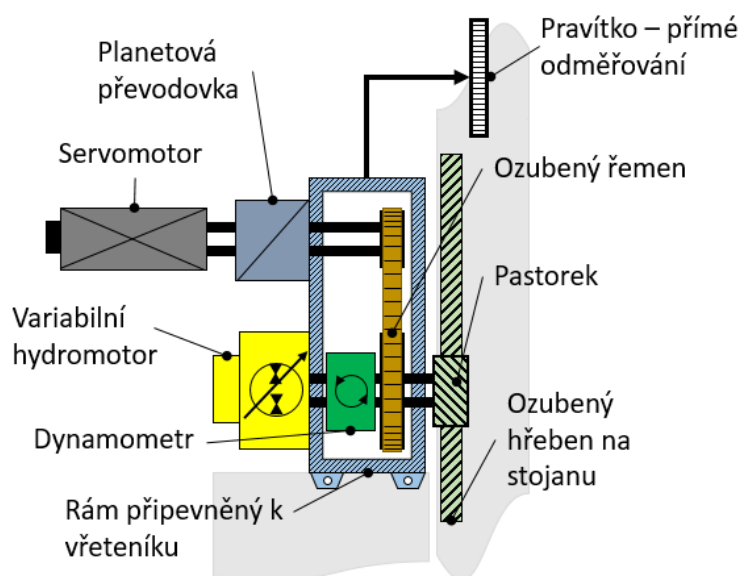
6 Aplikace momentového řízení HM na vyvažování

Následující výzkum navazuje na předchozí kapitolu 5 Regulační hydromotor. Řízení momentu umožňuje reagovat na negativní vlastnosti hydromotoru, proto dává smysl využít tohoto systému na vyvažovací mechanismus. Oproti předchozímu výzkumu bude v této kapitole popsán systém pohonu se dvěma motory, který v sobě integruje funkci přesného polohování a funkci vyvažování. Varianta pohonu se dvěma motory, z nichž jeden je provozován čistě v silové vazbě, byla uvedena i v rešeršní části práce. Uvedené řešení má přímou vazbu na problematiku vyvažování, přičemž bylo zmíněno, že skrz elektrický servomotor neustále protéká proud odpovídající tíže vřeteníku. Provozovat regulační hydromotor v silové vazbě je řešení, které se nabízí jakožto úspornější a smysluplnější varianta (oproti variantě čistě elektrické). Na obr. 66 jsou patrné dvě regulační větve. Horní větev reprezentuje regulaci elektrického servomotoru v polohové vazbě a spodní větev regulaci hydromotoru v silové vazbě. V tomto zjednodušeném schématu je zpětná vazba síly odvozena od polohy šoupátka naklápěcí desky hydromotoru, což není úplně ideální, jelikož zde nedochází k podchycení pasivních odporů mechanismu pístů, tření na naklápěcí desce, čepového tření rotoru atp. Jak bude ukázáno dále v práci, zpětná vazba regulace byla doplněna o informaci ze snímače výstupního momentu.



obr. 66 Zjednodušené schéma servomotoru a hydromotoru v momentové vazbě

Hlavní rozdíl oproti řešené variantě je v tom, že pohon provozovaný v momentové vazbě je servo-hydraulický a využívá tak výhod hydrostatických pohonů. Zejména přenos velkých výkonů do zařízení kompaktní zástavby je s výhodou využito u mechanismu vyvažování, kdy není třeba pro konkrétní hmotnost pohyblivých částí a dostatečný výstupní moment hydromotoru zařazovat do mechanismu další převodovku.



obr. 67 Schéma pohonu s variabilním hydromotorem [37]

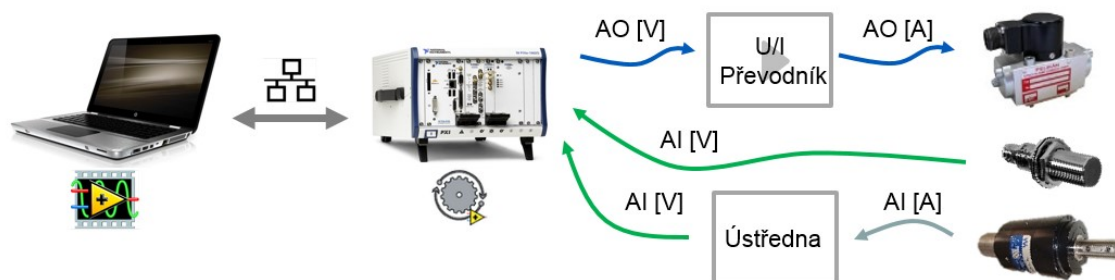
Navržená varianta konstrukčního uspořádání motorů je na obr. 67. Jedná se o shodné uspořádání jako na obr. 42 jen s tím rozdílem, že je zde zpřístupněna funkce proměnného geometrického objemu hydromotoru. Hydromotor je koaxiálně připojen na dynamometr, řemenici a ozubený pastorek. Paralelně (pomocí řemenového převodu) k tomuto pohonu je umístěn elektrický servomotor s planetovou převodovkou. Planetová převodovka redukuje v poměru 1:10 a převod řemenem 1:2. Nominální moment elektrického servomotoru při 10,1A činí 16Nm, tudíž je možné počítat se stálým momentem 320Nm. Hydromotor je schopen při tlaku 180bar působit momentem 117Nm již od nulových otáček. Z důvodu bezpečnosti je elektrický servomotor předimenzován. Hmotnost kompletní pohyblivé části stroje je rovna 300kg, což

v přepočtu odpovídá momentu 117Nm potřebnému k vyvážení tíhy. V případě, že by došlo při experimentech v regulaci k nestabilitě, nebo jinému nepředvídatelnému problému, je třeba zajistit udržení polohy vřeteníku. Z tohoto důvodu je elektrický servomotor dimenzován na více než na dvojnásobek hmotnosti pohyblivých komponent. To mimo jiné umožňuje použít elektrický servomotor k pohybu osy zcela samostatně, protože svým momentem dokáže kompenzovat tíhu i urychlit pohyblivé hmoty zrychlením téměř 10m/s^2 (1g). Je tak možné porovnat chování i například energetickou náročnost provozu servomotoru s vyvažováním a bez vyvažování. Zároveň je servomotor vybaven klidovou brzdou, která je schopna působit brzdným momentem 18Nm, pro zabránění samovolného pohybu. Použitý servozsilovač podporuje komunikační protokol EtherCAT, čehož bylo využito ke komunikaci s řízením na platformě National Instruments. Na obr. 68 je patrná hierarchie použitého hardwaru pro řízení elektrického servomotoru.



obr. 68 Řízení servomotoru RealTime kontrolérem NI PXI za pomoci LabView modulu SoftMotion

Jednodušší (servisní) pohyby osy byly ovládány nástroji dráhového řízení měniče. Pro pojezdy po komplikovanější trajektorii byl využit modul SoftMotion, který je implementován ve vývojovém prostředí LabVIEW. Ten umožňuje komunikovat s měniči pomocí sběrnice EtherCAT. Modul SoftMotion obsahuje i možnost nastavení a diagnostiky kaskádní regulace motoru přímo z řídicího PC, které komunikuje s kontrolérem přes Ethernet.



obr. 69 Řízení hydromotoru za pomoci NI PXI a analogových vstupů a výstupů

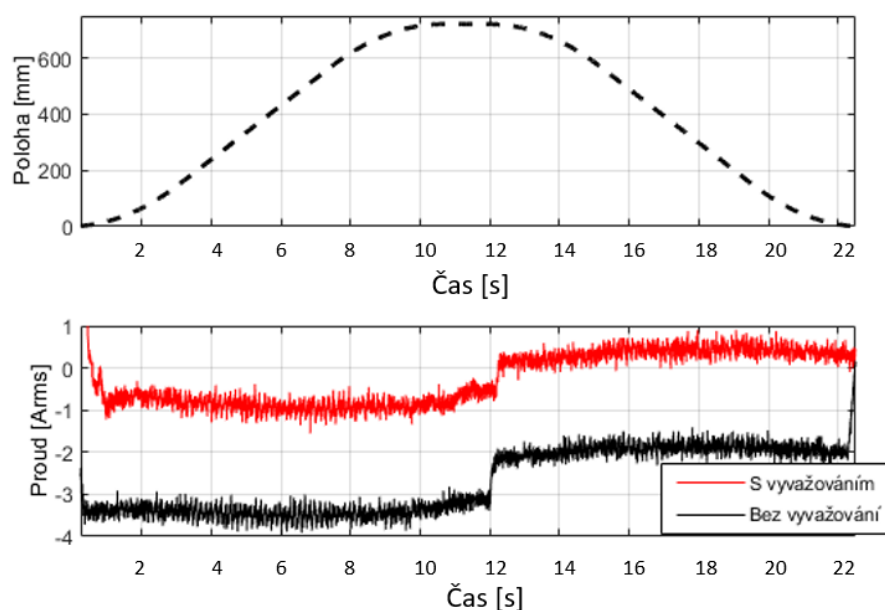
Řízení hydromotoru bylo realizováno na stejné platformě, avšak s využitím analogového řízení. Kapacitní senzor vzdálenosti, který měří polohu šoupátka naklápačcí desky, udává polohu ve voltech. Zbýlá zařízení vyžadovala užití napětově proudového převodníku a vyhodnocovací ústředny Vibro-meter. Při dalších experimentech byl využit kontrolér CompactRIO a MyRIO, nicméně koncept komunikace a protokoly zůstaly shodné.

6.1 Polohování osy při požadavku přejezdu rampou polohy

Základním experimentem ověření funkčnosti vyvažovacího mechanismu je relativní porovnání průběhů proudů a odchylky polohy stavu s vyvažováním a bez vyvažování. Referenčním pohybem v tomto případě bude rampa polohy. Rotační hydromotor je možné pro potřeby porovnání vyvažovaného a nevyvažovaného stavu kompletně odpojit od zdroje tlaku. Mechanické odpojení není možné, nicméně díky znalosti výstupního momentu hydromotoru bylo ověřeno, že po úplném vypuštění obvodu a po vykonání několika zdvihů, dojde ke snížení výstupních sil na úroveň pasivních odporů (uvedeno i v komentáři k obr. 47). Zároveň je důležité zmínit i fakt, že zachování mechanického spojení vyvažovacího mechanismu pro případ nevyváženého stavu, nemění setrvačné hmoty a tím pádem nedochází k přeladění celé regulované sestavy. Konstantní regulační odchylka polohy v ustáleném stavu (při konstantní rychlosti) by byla na jiné úrovni a nebylo by možné provést toto vzájemné porovnání.

6.1.1 Polohování po rampě polohy bez kompenzace pasivních odporů

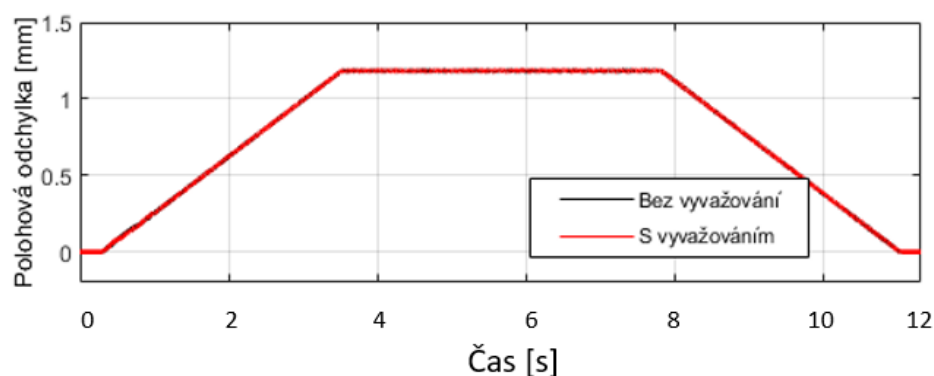
Při pohybu osy po rampě polohy lze zkoumat mnohé charakteristické jevy. V první řadě bylo nutné ověřit, zdali dochází k poklesu proudu při zapnutí silové regulaci hydromotoru a požadavku na konstantní vyvažovací moment. Očekávaným výsledkem bylo ekvidistantní posunutí průběhu proudu k nižším hodnotám. Průběh proudu zaznamenaný při pohybu po dané trajektorii je zobrazen na obr. 70.



obr. 70 Trajektorie skutečné polohy (záznam z pravítka) – obrázek nahoře, záznam proudu el. servomotorem – obrázek dole [37]

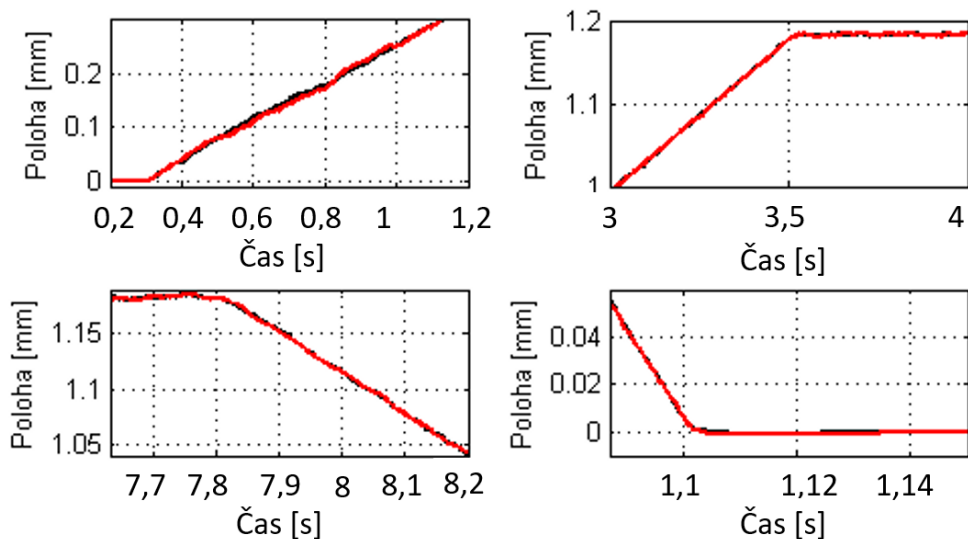
Jak je z grafu na obr. 70 patrné, došlo ke snížení proudu na servomotoru přibližně o 3A. To v přepočtu odpovídá úbytku pohyblivé hmoty 254kg, což je plně v souladu s momentem vyvozovaným hydraulickou větví, která byla provozována na 80% maximálního geometrického objemu a při tlakovém spádu 150bar (260kg). Velmi pozitivní je na první pohled fakt, že rozkmit proudu při rovnoměrném přímočarém pohybu s vyvažováním není větší než pro případ pohybu bez aktivace hydraulického vyvažovacího mechanismu. Dříve popsané experimenty s pevným geometrickým objemem (kap. 4) se vyznačovaly neuspokojivým chováním rotačního hydromotoru při

nízkých otáčkách. Docházelo zde k zákmitům/chvění a trhavým pohybům při brždění a zrychlování. Ve střední části na obr. 70 (10-12s, prodleva mezi pohyby) není patrný zákmit proudu při dojezdu na žádanou polohu, tudíž zde nedochází k nežádoucímu silovému ovlivnění osy. Pro ověření kvality dráhového řízení pohybové osy byl proveden záznam polohové odchylky. Graf na obr. 71 znázorňuje průběh polohové odchylky a její hodnotu pro polovinu trajektorie z obr. 70 (viz. časová délka záznamu).



obr. 71 Průběh polohové odchylky pro polovinu rampy [37]

Detailněji jsou přechodové děje zobrazeny na obr. 72. Jedná se o oblasti, kde se mění rychlost (osa akceleruje, deceleruje). Z grafů je patrné, že pro případ vyvážené osy, nedochází k žádným trhavým pohybům při zrychlování, jako tomu bylo pro případ hydromotoru s pevným geometrickým objemem.



obr. 72 Detaily polohové odchytky reprezentující akceleraci a deceleraci pohybové osy [37]

Zde je třeba připomenout, že pohybová osa byla vybavena přímým odměřováním (viz. obr. 67), tudíž jakékoliv případné neduhy vyvažovacího mechanismu jsou zde diagnostikovány lépe, nežli při užití odměřování nepřímého, kde by se chyby projevil ponížené v závislosti na celkovém převodu mezi pastorkem a elektrickým servomotorem.

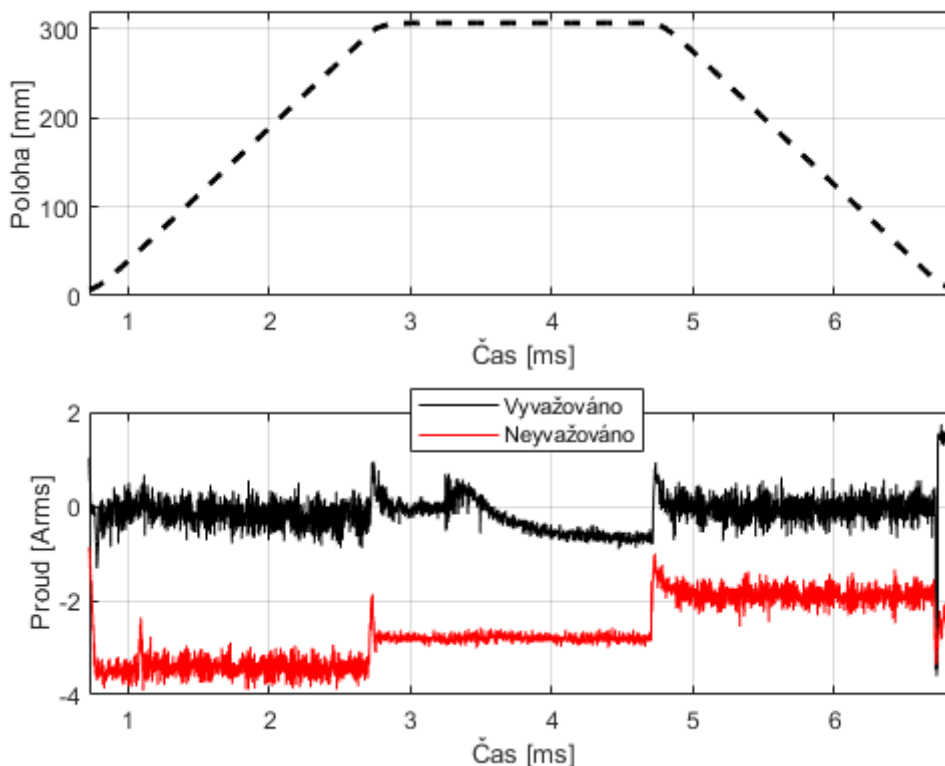
tab. 2 Vyhodnocení statistických veličin polohové odchytky při rovnoměrném přímočarém pohybu

Stav	Průměrná hodnota [mm]	Minimum [mm]	Maximum [mm]	Směrodatná odchytká [mm]
Vyvažováno	1,7311	-0,006	+0,005	0,0018
Nevyvažováno	1,7311	-0,004	+0,004	0,0014

Při pohledu na tab. 2 Vyhodnocení statistických veličin polohové odchytky při rovnoměrném přímočarém pohybu, je patrné, že rozdíly se odehrávají v rámci jednotek mikrometrů, což je na hranici rozlišení čidel, a současně se změřené odchytky od sebe nijak neliší. Tudíž lze říci, že z hlediska rovnoměrnosti chodu, není kvalita dráhového řízení aktivací hydraulického mechanismu nijak poznamenána.

6.1.2 Rampa s kompenzací pasivních odporů

Na obr. 70 je dobře patrná změna momentu při reverzaci pohybu. Jedná se o vlastnost pasivních odporů závislých na směru a velikosti rychlosti. Vzhledem k faktu, že hydraulické vyvažování vyvozuje řízeně sílu, je možné jím reagovat i na tuto poruchovou veličinu a pokusit se ji částečně kompenzovat. Zjištěním znaménka rychlosti lze volit přídatnou kompenzační sílu v závislosti na směru pohybu (lze měnit velikost vyvažovací síly v závislosti na směru pohybu osy). Je ale nutné zajistit plynulé přenastavení, aby nedošlo vlivem skokové změny síly k rozkmitání mechaniky soustavy.



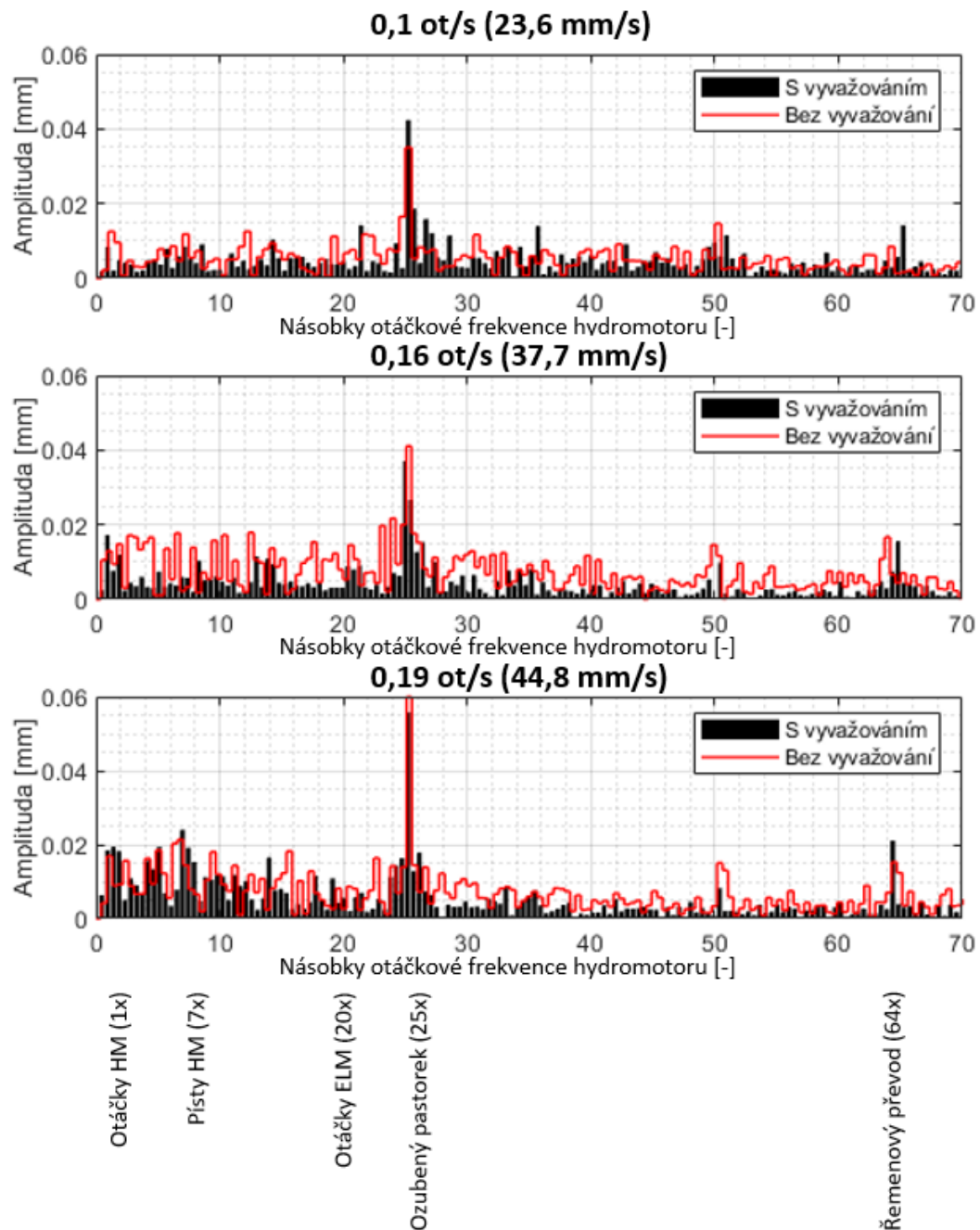
obr. 73 Změna vyvažovací síly v reakci na změnu směru pohybu [37]

Na obr. 73 je patrný záznam proudu a trajektorie pohybu [37]. Je zde vidět, že v čase 3,3s byla s předstihem pozvolně aktivována kompenzace pasivních odporů pro pohyb v opačném smyslu. Servomotor na to reagoval příslušným nárůstem proudu (3,5-4,5s).

V následné fázi pohybu opačným směrem do výchozí polohy je střední proudová zátěž servomotoru nulová. Tímto způsobem došlo pro reprezentativní případ pohybu po rampě k prakticky kompletnímu vyvážení pohyblivých hmot a ke snížení proudových nároků na elektrický servopohon. Lze tedy říci, že tíha od 300kg pohyblivé hmoty byla plně kompenzována hydraulicky, přičemž elektrický servopohon zajišťoval výhradně funkci přesného dráhového řízení.

6.1.3 Rovnoměrnost pohybu

Jak bylo nastíněno v předchozích odstavcích, důležitou vlastností pohybové osy je i rovnoměrnost chodu. Pro vyhodnocení rovnoměrnosti pohybu byl proveden záznam polohové odchylky při pohybu konstantní rychlostí na celém zdvihu (600mm) pohybové osy. Záznam polohové odchylky byl proveden opět pro dva stavy pohonu (vyvažováno/nevyvažováno) a pro tři různé rychlosti za účelem odhalení frekvencí souvisejících s otáčkami pohonu. Vzhledem k velmi omezenému zdvihu – 600mm, nemohlo být vyhodnocení rovnoměrnosti chodu provedeno takovým způsobem, aby byly přesněji podchyceny všechny otáčkové frekvence. Hydromotor se na této dráze otočí 2,5krát, což znamená, že v celém záznamu se každý pulz od sedmi pístů objeví pouze 2-3krát. Záznam z tohoto pohledu není plnohodnotný, nicméně pro potřeby relativního porovnání stavu bez vyvažování a s vyvažováním je dostačující.



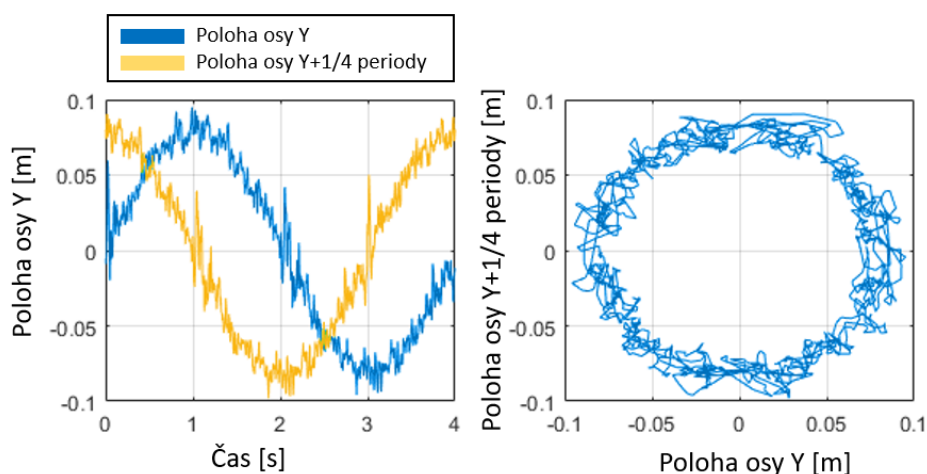
obr. 74 Spektrum amplitud polohy v závislosti na násobcích otáčkové frekvence hydromotoru

Měřením rovnoměrnosti chodu a vzájemným porovnáním amplitud kmitů skutečné polohy byly vytvořeny grafy na obr. 74. Amplitudy jsou zde vyneseny v závislosti na násobcích otáčkové frekvence hydromotoru, tudíž významné harmonické složky spektra

jsou patrné vždy na shodném místě/násobku. Hydromotor je vybaven sedmi písty, nicméně jejich první výraznější projev ve skutečné poloze servoosy se projevuje až při 0,19 ot/s (třetí spektrum shora). V nižších otáčkách při řízení momentu hydromotoru pístová frekvence splývá se šumem a v porovnání s variantou bez vyvažování není nijak výrazná. Nejvýraznější vliv na skutečnou polohu má ozubený pastorek (25 zubů). Amplituda kmitů daná počtem zubů pastorku je pro oba stavy prakticky shodná. Jako poslední má na skutečnou polohu vliv řemenový převod (řemenice 64 a 32 zubů). Opět je příspěvek v obou případech srovnatelný. V grafu je uveden i násobek otáčkové frekvence servomotoru, který se zde vůbec neprojevil. Shodně malý příspěvek servomotoru pro oba stavy je na násobku 200 (10 pól párů), nicméně z důvodu přehlednosti grafu byly násobky omezeny na hodnoty plynoucí z mechaniky pohonu.

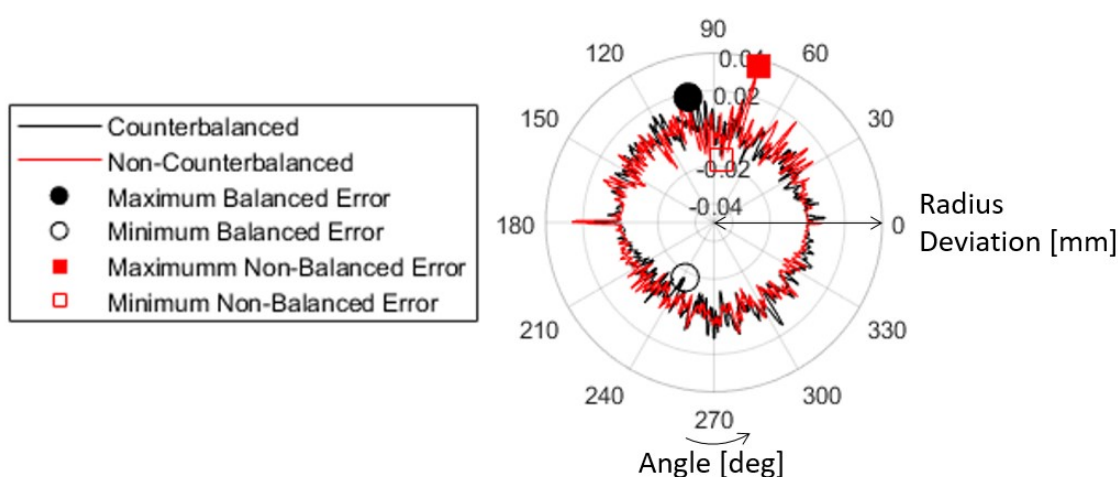
6.1.4 Test kruhové interpolace

Na obráběcích strojích test kruhové interpolace sestává ze simultánního pohybu dvou na sebe kolmých os po trajektorii funkce sinus respektive cosinus. Vzhledem k tomu, že stand vyvažování není vybaven druhou – kolmou osou, bude vyhodnocení provedeno pouze na jednom signálu záznamu sinusové trajektorie (obr. 75), přičemž druhý směr bude nahrazen pouze fázovým posunutím téhož záznamu.



obr. 75 Polohová odchylka jedné pohybové osy s průběhem s o 1/4 periody posunutou fází

Smysl vykreslení polohové odchylky do polárního grafu je v tom, že při seřizování obráběcích strojů tento test hojně využívá k odhalení různých chyb pohonu. Patrné by zde mohly být chyby při reverzaci, vůle v mechanismu (odměřování je přímé), změna externí síly – v tomto případě pouze vyvažovací síly, chvění v úvratích. Z grafu na obr. 76 je zřejmé, že k ničemu výše zmíněnému nedochází. Mechanismus je předepnutý tíhou komponent, tudíž vůle v pastorku se zde neprojeví. Že se zde neprojevují chyby způsobené třením v hydromotoru při rychlostech blížících se nule, je velmi pozitivní výsledek.



obr. 76 Kruhová interpolace složená z jednoho sinus signálu [37]

tab. 3: Porovnání číselných hodnot testu kruhovitosti stavu s vyvažováním a bez vyvažování [37]

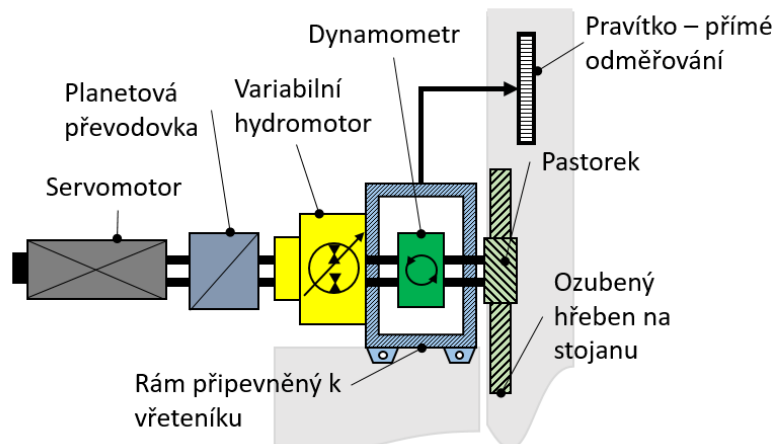
Stav osy	Poloměr [mm]	Maximální chyba [mm]	Minimální chyba [mm]
S vyvažováním	100	+0,0178	-0,0169
Bez vyvažování	100	+0,0364	-0,017

V porovnání s hydraulicky nevyvažovaným stavem se pohybová osa chová zcela srovnatelně viz. tab. 2 a tab. 3. Odchylka polohy od ideálního poloměru 100mm se

v obou případech pohybuje na úrovni setin milimetru, což je pro experimentální zařízení dané velikosti velmi dobrý výsledek [37].

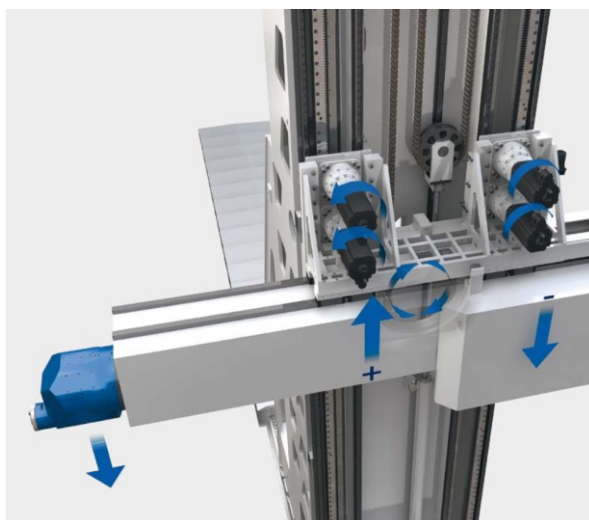
6.1.5 Hodnocení polohování osy při přejezdu rampou polohy

Aplikací vědomostí nabytých při řízení síly hydromotoru na mechanismus vyvažování pohyblivých hmot, byl vytvořen věrný model stroje, který simuluje pohyb vřeteníku obráběcího stroje. K vertikálnímu pohybu využívá pohybové dvojice ozubený pastorek/hřeben. Sérií testů spočívajících v pohybech po referenčních trajektoriích při různých rychlostech byl ověřen přínos mechanismu kompenzujícího tíhové účinky na pohyblivé komponenty. Kompletním oddělením řízení elektrického servomotoru a hydromotoru vznikl autonomní systém vyvažování, který není závislý na řízení hlavního elektrického pohonu. Elektrický pohon je určený pro přesné polohování včetně dynamiky pohybů a hydraulický pohon je určen ke kompenzaci tíhy komponent a pasivních odporů sestavy pohonu. Pro kompenzaci pasivních odporů sestavy pohonu by bylo vhodné registrovat změnu směru pohybu, nicméně tato informace je snadno dostupná jak komunikací s řídicím systémem stroje, tak externím zařízením. Veliký výkon v kompaktním zástavbovém provedení hydrostatického regulačního hydromotoru umožňuje jeho připojení přímo na pastorek pohybového mechanismu. Například firma Bosch Rexroth nabízí hydromotory typu A4VS [35], které umožňují i průchozí připojení dalšího pohonu. Tak by bylo možné sestavit pohonnou jednotku z koaxiálně uspořádaného elektrického servomotoru, planetové převodovky, regulačního hydromotoru a snímače momentu. Koncept je patrný na obr. 77.



obr. 77 Koncept koaxiálně uspořádaného pohonu vertikální osy s vyvažováním

Že se jedná o koncept pohonu, který by byl uplatnitelný v praxi je zřejmé z uspořádání pohonů firmy SHW [36] na obr. 78. Zde jsou použity 4 shodné elektrické servomotory s převodovkami pohánějící 4 ozubené pastorky. Pohony jsou vůči sobě předepruty elektricky, tudíž se zde neprojevuje vůle v ozubení hřebenu a pastorku, a zároveň takto pohony mohou kompenzovat svěšování pinoly vlivem gravitace. Dva z těchto pohonů by mohly být vybaveny vyvažovacími regulačními hydromotory a nadále by nebyl nutný mechanismus patrný v pozadí – lineární hydromotor, kladky, řetězy.



obr. 78 SHW PowerForce 8 pohony s ozubenými hřebeny [36]

7 Závěry a diskuze

Předložená disertační práce přináší nové možnosti využití rotačních hydromotorů v oblasti obráběcích strojů v podobě vyvažovacích mechanismů vertikálních pohybových os. Navržené řešení je výjimečné svými zástavbovými rozměry s ohledem na maximální síly, snadnou integraci do strojů, možností ukládat potenciální energii ve formě tlakové a dodávání této energie levnější formou. Práce sestávala z provedení množství náročných experimentů v měřících převyšujících standardní laboratorní testy. Za tímto účelem vznikly na půdě Ústavu výrobních strojů a zařízení tři experimentální standy.

7.1 Shrnutí výsledků a splnění cílů práce

V následujících odstavcích jsou diskutovány stanovené dílčí cíle. Rozdělení do podkapitol odpovídá pořadí uvedenému v kapitole 3. Cíle práce.

7.1.1 Ověření možnosti využít rotační hydromotor s pevným geometrickým objemem k vyvažovacím účelům

Byly specifikovány podmínky užití hydromotoru s pevným geometrickým objemem při vyvažování vertikálních pohybových os obráběcích strojů. Sérií testů na horizontálním obráběcím centru, standu koaxiálně propojených motorů a na modelovém zařízení s vertikální pohybovou osou byly pojmenovány a zobecněny vlastnosti, které při vyvažování svislých os obráběcích strojů nelze akceptovat. Výsledkem dílčího cíle je přepracovaný koncept vyvažovacího mechanismu s rotačním hydromotorem, který minimalizuje zjištěné negativní vlastnosti. Úpravou konceptu se podařilo kompletně eliminovat problém naklápění vřeteníku daný rozdílným momentem hydromotoru v motorovém a generátorovém režimu. Výsledkem je potvrzení užití hydromotoru s pevným geometrickým objemem pouze pro méně náročné aplikace typu manipulační a transportní techniky.

7.1.2 Ověření možnosti využít rotační hydromotor s proměnným geometrickým objemem k vyvažovacím účelům

Byl navržen nový způsob využití regulačního rotačního hydromotoru v oblasti pohonů obráběcích strojů. Pro vyvození síly se využívá princip tzv. sekundární regulace hydromotoru, který generuje konstantní vyvažovací sílu v rámci celého zdvihu pohybové osy bez ohledu na kolísání napájecího tlaku v akumulátoru. Výsledkem je ověřená funkce řízení momentu hydromotoru, což s sebou přináší možnost využití hydromotoru v podobě asistenčního – vyvažovacího pohonu pohybové osy stroje. Splnění dílčího cíle bylo docíleno experimenty a simulacemi s kaskádní regulací geometrického objemu hydromotoru. Oproti variantám z rešeršní části práce, byla experimentem vyvrácena možnost využít regulační hydromotor jako pohon slave v režimu regulace motorů master-slave.

7.1.3 Navržení způsobu řízení zvolené varianty vyvažovacího hydromotoru

Na základě předchozího dílčího cíle byl navržen způsob řízení vyvažovacího mechanismu s regulačním hydromotorem. Simulačně byly ověřeny varianty řízení se zpětnou vazbou odvozenou od snímače naklonění desky hydromotoru a snímače momentu, přičemž tyto varianty byly i úspěšně potvrzeny experimentem. Zároveň zde byla diskutována a simulačně potvrzena možnost využít pro zpětnou vazbu regulace vyvažovací síly signál okamžitého proudu hlavního elektrického servomotoru (z frekvenčního měniče). Tato varianta byla vysvětlena na zjednodušeném případě obrábění kruhového otvoru na horizontálním vyvrtávacím centru. Splněním dílčího cíle jsou i popsané podmínky, za kterých je možné navržené řízení využít.

7.1.4 Aplikace nabytých znalostí na vyvažovací hydraulický mechanismus a experimentální ověření jeho funkce

Byl navržen nový mechanismus vyvažování svislé posuvové osy s využitím regulačního rotačního hydromotoru. Při jeho návrhu bylo využito všech poznatků z měření a simulací provedených v rámci plnění předchozích dílčích cílů. Během experimentu s paralelně uspořádanými pohony (shodně s variantou s neměnným geometrickým objemem) se zpětnou vazbou odvozenou od snímače výstupního momentu hydromotoru bylo docíleno kvalitního řízení vyvažovací síly. Negativa, se kterými bylo nutné se vypořádat (například vůle v kulisovém mechanismu regulační desky hydromotoru, nedostatečně dimenzovaná odpadní větev, absence protitlaku v odpadní větvi, šum při sběru analogových signálů proudu a polohy atp.), neznehodnocují principiální vlastnosti navrženého pohonu. Jsou spojena výhradně s použitím ne zcela ideálních komponent, které tvořily vybavení laboratoře. Po překonání problémů bylo řízení síly plně funkční a bylo možné přistoupit k aplikaci na vyvažování vertikálně se pohybujících hmot. Zde již proběhlo hodnocení přínosu mechanismu a měření referenčních pohybů za účelem porovnání stavů bez vyvažování a s vyvažováním. Výsledky testů potvrdily, že mechanismus je plně funkční, tudíž že nadlehčuje a nijak negativně neovlivňuje dráhové řízení. Zároveň bylo oproti koncepci, jejímž autorem je Ing. Hovorka, docíleno i podstatného zlepšení v rovnoměrnosti chodu pohybové osy. Negativem je, že na spektrech rovnoměrného pohybu se sice pro všechny měřené rychlosti objevila amplituda na pístové frekvenci hydromotoru, avšak cca 1,5 až 2 krát nižší než dominantní frekvence zubů dvojice pastorek – hřeben. Mechanismus je tudíž plně funkční a vedlejším výsledkem seznámení se s vlastnostmi navrženého pohonu stroje bylo docíleno i prediktivní reakce na pasivní odpory pohybové osy (jsou-li zvýšená a má-li význam je kompenzovat), které s provozem hydromotoru přímo nesouvisí. Změnou vyvažovacího momentu na základě znaménka rychlosti bylo možné kompenzovat pasivní odpory pohybové osy, a tím dále snížit proud protékající servomotorem. Při znalosti průběhů pasivních odporů při pohybu bylo možné zasílat různou žádanou hodnotu

momentu do hydromotoru a tím udržovat proud servomotoru blízko nulové hodnotě. Jistou nevýhodou navrženého mechanismu může být nutnost instalace momentového snímače potažmo jeho cena, protože snímač musí být dimenzovaný na maximální moment hydromotoru.

7.2 Teoretický přínos práce

Teoretický přínos práce spočívá zejména ve vytvoření originálního konceptu vyvažování svislých pohybových os s použitím regulačních hydromotorů řízených tzv. sekundární regulací.

7.3 Praktický přínos práce

Práce přináší nový způsob vyvažování svislých os obráběcích strojů využívající regulační hydromotor, který je uplatnitelný pro většinu obráběcích strojů. Hlavní uplatnění lze očekávat v kategorii horizontálních vyvrtávacích center. Výhodami prezentovaného řešení je konstantní nebo řízená vyvažovací síla nezávislá na aktuálním zdvihu pohybové osy, možnost konstrukce libovolné délky pohybové osy, kompaktní rozměry pohonné jednoty a úspora energie za provozu stroje. Práce prezentuje možnou alternativu ke standardně používaným mechanismům vyvažování, jejichž hlavní nedostatky bezesbýtku odstraňuje. Mechanismus je plně funkční, autonomní – nevyžaduje připojení do řídicího systému stroje a přidanou hodnotou může být i schopnost reakce na silové účinky s mechanismem explicitně nesouvisejícími. Možnosti nasazení v praxi jsou velké, aplikaci prakticky nic nebrání.

7.4 Možnosti dalšího výzkumu problematiky

Výhledem může být varianta pohonu, která by dokázala zpracovat informaci o velikosti případné nevývahy z pohonu. Elektrický servomotor, potažmo měnič je schopen poskytnout informaci o hodnotě okamžitého proudu servomotoru, a tu by bylo možné

použít k adaptivní změně požadované hodnoty vyvažovací síly, která se může měnit například v důsledku změny hmotnosti břemene, potažmo tíhové síly (výměna nástrojových hlav, obrobků atp.). Zároveň zde lze zmínit i jiné kinematické varianty pohonů, které by mohly využívat výhod řízeného vyvažovacího mechanismu s rotačním hydromotorem (snadné ukládání potenciální energie, přenos vysokých výkonů v kompaktním provedení pohonu, neměnná síla v závislosti na aktuálním zdvihu, možnost kompenzace pasivních odporů pohybové osy, možnost využít vlastní tíhu osy pro technologické operace). V práci je diskutovaná varianta s pohybovou dvojicí pastorek – hřeben. Ve shrnutí kapitoly 6.1.5 je uvedena možná konstrukce s koaxiálně propojenými pohony. Toho by bylo možné využít při pohonu osy pomocí kuličkového šroubu. Samotný elektrický pohon by v sobě obsahoval vyvažovací mechanismus a jiný (další) by na stroj nebylo nutné umísťovat. Zde by bylo třeba zvážit dimenzování kuličkového šroubu, což je otázka, která bývá častokrát s vyvažovacím mechanismem spojována. Dodání síly ke kompenzaci tíhových účinků znamená možnost dimenzovat kuličkový šroub a další komponenty na nižší zatížení.

8 Seznamy

8.1 Seznam tabulek

tab. 1 Hodnocení užitečných vlastností vyvažovacích mechanismů	27
tab. 2 Vyhodnocení statistických veličin polohové odchylky při rovnoměrném přímočarém pohybu	77
tab. 3: Porovnání číselných hodnot testu kruhovitosti stavu s vyvažováním a bez vyvažování [37]	82

8.2 Seznam obrázků

obr. 1 MAP smykadlo z uhlíkového kompozitu	9
obr. 2 Topologická optimalizace [7].....	10
obr. 3 Bionická topologická optimalizace [8].....	10
obr. 4 Obráběcí stroj Loxin PKM Tricept [9]	11
obr. 5 Trijoint 900H Kovosvit [11].....	11
obr. 6 Dělení přístupů vyvažování s ohledem na změnu síly při zdvihu	12
obr. 7 Vyvažování pomocí protizávaží [12]	13
obr. 8 TOS Varnsdorf - WHN 13 CNC [14] a PAMA Speedram 3000 [15].....	14
obr. 9 Princip vyvažování pomocí pružin	15
obr. 10 EMCO VERTICAL VT 250 M (ISM) [18] a Mike's Home Made CNC Milling Machine [19].....	16

obr. 11 Princip vyvažování elektropohonem a Fermat - WRF160 CNC [15]	17
obr. 12 Kaskádní regulační schéma se zavedenými gravitačními silami [20]	18
obr. 13 Zjednodušená schémata Paralelního chodu a Master-Slave regulace pohonů (P, PI jsou proporcionální respektive proporcionálně integrační regulátory, s značí derivaci)	19
obr. 14 Zjednodušené schéma Gantry regulace pohonů	20
obr. 15 Zjednodušené schéma vyvažování servomotorem	20
obr. 16 Adaptivní řízení předepnutí pohonu [21]	21
obr. 17 Maco LV-860E s pneumatickým vyvažováním [22]	22
obr. 18 Přímé vyvažování hydromotory	23
obr. 19 Jobs Linx Compact s hydraulickým přímým vyvažováním dvěma hydromotory [23]	23
obr. 20 Vyvažování lineárním válcem pomocí kladek	24
obr. 21 Jobs JOMAX 269 se dvěma hydromotory napojenými na kaskádu akumulátorů a kladkami, které jsou upevněny na valivých vedení [23]	24
obr. 22 Synchronní dvojčinný teleskopický hydromotor	25
obr. 23 Mechanicky synchronizovaný teleskopický válec [24]	25
obr. 24 Vyvažování pomocí teleskopických válců	26
obr. 25 WRD 150 s vyvažováním pomocí teleskopického válce [14]	26
obr. 26 Vyvažování pomocí rotačního hydromotoru a pastorku s hřebenem [37]	31

obr. 27 Detail vřeteníku s vyvažovacím hydromotorem, ozubeným hřebenem a kuličkovým šroubem v pozadí [37]	33
obr. 28 Model situace samotného vyvažovacího mechanismu na vřeteníku (chybí zde model pohybového šroubu) [27]	33
obr. 29 Záznam trajektorie pohybu a proudu na servomotoru [37]	34
obr. 30 Průběh polohové odchylky při ustálené rychlosti 9m/min	34
obr. 31 Regulační axiální pístové čerpadlo [30].....	35
obr. 32 Naklopení vřeteníku vlivem změny vnitřního silového účinku	36
obr. 33 Situace zapojeného experimentu [39]	38
obr. 34 Frekvenční měnič Control Technics a měřicí aparatura DSpace [39].....	38
obr. 35 Schéma propojení motorů a hydraulického okruhu [39].....	39
obr. 36 Vlevo režim hydromotoru, vpravo režim hydrogenerátoru [39]	40
obr. 37 Průběhy sledovaných veličin (80 ot/min) [39]	41
obr. 38 Znárodnění stavů hydromotoru a jemu příslušný moment	43
obr. 39 Průběh proudu (30 ot/min)	44
obr. 40 Frekvenční spektrum proudu v závislosti na otáčkách servomotoru [39]	45
obr. 41 Mechanismus vyvažování využívající rotační hydromotor s pevným geometrickým objemem.....	47
obr. 42 Schéma sestavy pohonu [37]	48
obr. 43 Hydraulické schéma s nízkotlakým akumulátorem [37]	49
obr. 44 Celkový pohled na experimentální stand [37]	50

obr. 45 Požadovaná trajektorie pohybu	50
obr. 46 Průběh proudu servomotoru při pohybu po rampě [37, 38]	51
obr. 47 Krouticí moment mezi pastorkem hydromotorem [38]	52
obr. 48 Ukázka připojení více spotřebičů na hlavní vedení [33].....	54
obr. 49 Upravené pístové čerpadlo PPAR2.....	56
obr. 50 Funkční závislost krouticího momentu	57
obr. 51 Kinematika kulisového mechanismu naklápění desky hydromotoru [37]	57
obr. 52 Stand se setrvačníky	58
obr. 53 Regulace momentu polohou šoupátka [37]	59
obr. 54 Frekvenční přenos momentové regulace.....	59
obr. 55 Odezva polohy šoupátka na skokovou změnu [37].....	60
obr. 56 Porovnání identifikovaného modelu s měřením přechodové charakteristiky ..	61
obr. 57 Sestava regulačního hydromotoru a snímače momentu [37, 38, 41]	62
obr. 58 Silová regulace rotačního hydromotoru [38]	63
obr. 59 Simulační program silového řízení hydromotoru - Front Panel.....	63
obr. 60 Simulační program momentového řízení hydromotoru - Block Diagram.....	64
obr. 61 Hydraulické schéma řízení hydromotoru v momentové vazbě	65
obr. 62 Skok momentu hydromotoru se zablokovanou hřídelí.....	65
obr. 63 Schéma pohonu se zpětnou vazbou odvozenou od proudu servomotoru [41]	67

obr. 64 Žádaná poloha reprezentativního případu obrábění kruhového otvoru velkého průměru	68
obr. 65 Ilustrace funkce pohonu s vyvažováním se zpětnou vazbou odvozenou od proudu servomotoru, vlevo - režim regulace vyvažovacího momentu na konstantní hodnotu, vpravo – režim regulace vyvažovacího momentu na základě zpětné vazby z proudu elektrického servomotoru	69
obr. 66 Zjednodušené schéma servomotoru a hydromotoru v momentové vazbě	71
obr. 67 Schéma pohonu s variabilním hydromotorem [37]	72
obr. 68 Řízení servomotoru RealTime kontrolérem NI PXI za pomoci LabView modulu SoftMotion	73
obr. 69 Řízení hydromotoru za pomoci NI PXI a analogových stupňů a výstupů	74
obr. 70 Trajektorie skutečné polohy (záznam z pravítka) – obrázek nahoře, záznam proudu el. servomotorem – obrázek dole [37]	75
obr. 71 Průběh polohové odchylky pro polovinu rampy [37]	76
obr. 72 Detaily polohové odchylky reprezentující akceleraci a deceleraci pohybové osy [37]	77
obr. 73 Změna vyvažovací síly v reakci na změnu směru pohybu [37]	78
obr. 74 Spektrum amplitud polohy v závislosti na násobcích otáčkové frekvence hydromotoru	80
obr. 75 Polohová odchylka jedné pohybové osy s průběhem s o $\frac{1}{4}$ periody posunutou fází	81
obr. 76 Kruhová interpolace složená z jednoho sinus signálu [37]	82

obr. 77 Koncept koaxiálně uspořádaného pohonu vertikální osy s vyvažováním..... 84

obr. 78 SHW PowerForce 8 pohony s ozubenými hřebeny [36] 84

8.3 Seznam použité literatury

[1] MÖHRING, Hans-Christian, Christian BRECHER, Eberhard ABELE, Jürgen FLEISCHER a Friedrich BLEICHER. MATERIALS IN MACHINE TOOL STRUCTURES. *CIRP Annals - Manufacturing Technology* [online]. 2015, **64**(2), 725–748. ISSN 0007-8506. Dostupné z: doi:10.1016/j.cirp.2015.05.005

[2] NOVOTNÝ, W. L. *EMO HANNOVER 2013: ČÁST 7 - TECHNOLOGIE, KTERÉ MNOHDY NEJSOU VIDĚT* [online]. 2014 [vid.2017-04-20]. Dostupné z: <http://www.mmspektrum.com/clanek/emo-hannover-2013-cast-7-technologie-ktere-mnohdy-nejsou-videt.html>

[3] SUH, J. D., D. G. LEE a R. KEGG. COMPOSITE MACHINE TOOL STRUCTURES FOR HIGH SPEED MILLING MACHINES. *CIRP Annals* [online]. 2002, **51**(1), 285–288. ISSN 0007-8506. Dostupné z: doi:10.1016/S0007-8506(07)61518-2

[4] KIM, D. I., S. C. JUNG, J. E. LEE a S. H. CHANG. Parametric study on design of composite–foam–resin concrete sandwich structures for precision machine tool structures. *Composite Structures* [online]. 2006, **75**(1), Thirteenth International Conference on Composite Structures, 408–414. ISSN 0263-8223. Dostupné z: doi:10.1016/j.compstruct.2006.04.022

[5] LEE, Dai Gil, Hyo-Chol SIN a Nam P. SUH. Manufacturing of a Graphite Epoxy Composite Spindle for a Machine Tool. *CIRP Annals* [online]. 1985, **34**(1), 365–369. ISSN 0007-8506. Dostupné z: doi:10.1016/S0007-8506(07)61791-0

[6] RAHMAN, M., M. A. MANSUR a K. H. CHUA. Evaluation of Advanced Cementitious Composites for Machine-Tool Structures. *CIRP Annals* [online]. 1988, **37**(1), 373–376. ISSN 0007-8506. Dostupné z: doi:10.1016/S0007-8506(07)61657-6

[7] KOLÁŘ, P., J. SMOLÍK, M. SULITKA, J. ŠINDLER a J. HOVORKA. An Integrated Approach to the Development of Machine Tool Structural Parts. In: *9th International Conference on Machine Tools, Automation, Technology and Robotics: MATAR2012-12082*. Prague: MM Science Journal, 2012.

[8] ZHAO, Ling, Jianfeng MA, Wuyi CHEN a Hongliang GUO. Lightweight Design and Verification of Gantry Machining Center Crossbeam Based on Structural Bionics. *Journal of Bionic Engineering* [online]. 2011, **8**(2), 201–206. ISSN 1672-6529. Dostupné z: doi:10.1016/S1672-6529(11)60021-8

- [9] *Loxin Industrial Applications* [online]. [vid. 2017-04-25]. Dostupné z: <http://www.loxin2002.com/movable-structure-gantry-configuration>
- [10] *ICON Technologies* [online]. [vid. 2017-05-04]. Dostupné z: <http://icon.hydromat.com/tripod.html>
- [11] VALASEK, Michael. NON-REDUNDANT AND REDUNDANT CALIBRATION METHODS OF MACHINE CENTRE WITH PARALLEL KINEMATICS TRIJOINT 900 H. nedatováno, 7.
- [12] *ŠKODA MACHINE TOOL* [online]. [vid. 2015-07-01]. Dostupné z: <http://www.skodamt.com/fotogalerie/>
- [13] LIN, S. Y., Y. C. FANG a C. W. HUANG. Improvement strategy for machine tool vibration induced from the movement of a counterweight during machining process. *International Journal of Machine Tools and Manufacture* [online]. 2008, **48**(7), 870–877. ISSN 0890-6955. Dostupné z: doi:10.1016/j.ijmachtools.2007.11.007
- [14] *TOS Varnsdorf výrobní program* [online]. [vid. 2019-09-24]. Dostupné z: <https://www.tosvarnsdorf.cz/files/machines/tos-varnsdorf-vyrobní-program-cz.pdf>
- [15] ČESKÉ, vysoké učení technické v Praze. *Obráběcí stroje na EMO ...: sborník bloku přednášek: Praha*. Praha: Společnost pro obráběcí stroje, 2001.
- [16] KIM, Hwi-Su, Jae-Kyung MIN a J. SONG. Multi-DOF counterbalance mechanism for low-cost, safe and easy-usable robot arm. *2014 11th International Conference on Ubiquitous Robots and Ambient Intelligence (URAI)* [online]. 2014, 185–188. Dostupné z: doi:10.1109/urai.2014.7057527
- [17] *Dixon Valve Launches Loading Arms Features Counterbalance Adjustment Mechanism* [online]. [vid. 2019-09-19]. Dostupné z: <https://news.thomasnet.com/fullstory/dixon-valve-launches-loading-arms-features-counterbalance-adjustment-mechanism-40012622>
- [18] *Emco Group* [online]. [vid. 2015-07-01]. Dostupné z: <http://www.emco-world.com/en/products/industry/turning/cat/90/d/2/p/1000296,90/pr/emco-vertical-turn-vt-250/view/6.html>
- [19] *HOME DESIGNED AND MADE DIY CNC MILLING MACHINE IN THAILAND | ModelEngineeringInThailand.com* [online]. [vid. 2015-07-01]. Dostupné z: <http://modelengineeringinthailand.com/guests-models-etc/diy-cnc-milling-machine/>
- [20] SOUČEK, Pavel. *Servomechanismy ve výrobních strojích*. B.m.: Vydavatelství ČVUT, 2004. ISBN 978-80-01-02902-2.
- [21] VERL, A. a T. ENGELBERTH. Adaptive preloading for rack-and-pinion drive

systems. *CIRP Annals* [online]. 2018, **67**(1), 369–372. ISSN 0007-8506. Dostupné z: doi:10.1016/j.cirp.2018.03.006

[22] *Vertical Machining Centers, MACO, MASTER AUTOMATIC CO., LTD.* [online]. [vid. 2015-07-01]. Dostupné z: http://macocnc.com/maco_1060_E.html

[23] *JOBS* [online]. [vid. 2015-07-01]. Dostupné z: <http://www.jobs.it/eng/jomax269?ct=1335969153507>

[24] Apparatus for synchronization of telescopic rams in hydraulic elevators [online]. [vid. 2015-07-01]. Dostupné z: <http://www.google.com/patents/US6382080>

[25] Synchronised Telescopic Cylinder. *Valley Hydraulics* [online]. [vid. 2019-09-24]. Dostupné z: <https://valleyhydraulics.co.uk/portfolio/synchronised-telescopic-hydraulic-cylinder/>

[26] HOVORKA, Jiří. *Kompaktní pohonná jednotka s vyvažováním vertikálních lineárních pohybových os obráběcích strojů* [online]. CZ2014537A3. 29. říjen 2015. [vid. 2020-06-08]. Dostupné z: <https://patents.google.com/patent/CZ2014537A3/cs?q=2014-537>

[27] HOVORKA, Jiří a KOLÁŘ, Petr. *Zařízení pro vyvažování vertikálních lineárních pohybových os obráběcích stroju* [online]. CZ303596B6. 2. leden 2013. [vid. 2020-06-08]. Dostupné z: <https://patents.google.com/patent/CZ303596B6/cs?q=303596>

[28] *REDEX: KRP+* [online]. [vid. 2020-02-25]. Dostupné z: <http://www.redex-andantex.com/p-us-337-krp+.html>

[29] MARTIN, Dipl.-Ing Bergmann. *Pulsation-optimized hydrostatic displacement machine, in particular axial or radial piston machine* [online]. DE10232513B4. 6. únor 2014. [vid. 2020-05-07]. Dostupné z: <https://patents.google.com/patent/DE10232513B4/en>

[30] CORVAGLIA, Alessandro a Massimo RUNDO. *Comparison of 0d and 3d hydraulic models for axial piston pumps.* *Energy Procedia* [online]. 2018, **148**, 114–121. Dostupné z: doi:10.1016/j.egypro.2018.08.038

[31] OLAF, BIEDERMANN a GEERLING GERHARD. *Power control units with secondary controlled hydraulic motors – a new concept for application in aircraft high lift systems* [online]. 1998, 5. Dostupné z: doi:10.15480/882.227

[32] PETERSSON, Karl. *Secondary Controlled Swing Drive* [online]. 2008 [vid. 2019-06-13]. Dostupné z: <http://urn.kb.se/resolve?urn=urn:nbn:se:liu:diva-19032>

[33] KORDAK, Rolf. *Hydrostatic Drives With Secondary Control*. 2nd vyd. Lhr am Main: Bosch Rexroth AG, Training & Didactic, 2003.

[34] BOBÁL, Vladimír. *Identifikace systémů*. B.m.: Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně, 2009. ISBN 978-80-7318-888-7.

[35] *Bosch Rexroth A4VSO Catalog* [online]. [vid. 2019-09-23]. Dostupné z: <https://www.heavyparts.co.uk/pdf/A4VSO.pdf>

[36] *SHW Werkzeugmaschinen PowerForce 8.pdf* [online]. [vid. 2019-09-19]. Dostupné z: https://www.interempresas.net/FeriaVirtual/Catalogos_y_documentos/219732/SHW-PowerForce-8.pdf

8.4 Vědecké publikace autora související s tématem

8.4.1 Recenzované články

- [37] Fiala Š., A. Bubák, L. Novotný, CONTROL OF HYBRID ELECTRIC-HYDRAULIC DRIVE FOR VERTICAL FEED AXES OF MACHINE TOOLS, publikace v časopise MM Science Journal, Listopad 2019, s. 3228-3235, ISSN 1805-0476 (On-line), <https://www.mmscience.eu/journal/issues/november-2019/articles/control-of-hybrid-electric-hydraulic-drive-for-vertical-feed-axes-of-machine-tools>

8.4.2 Příspěvky na konferencích

- [38] FIALA, Š. COUNTER-BALLANCING SYSTEM OF VERTICAL MOVING COMPONENTS USING ROTARY PISTON HYDROMOTOR. In: MORAVEC, J., ed. *Studentská tvůrčí činnost 2015*. Praha, 2015-04-16. Praha: České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, 2015. s. D1-D5, ISBN 978-80-01-05727-8.
- [39] FIALA, Š. MEASUREMENT OF A RADIAL PISTON HYDROMOTOR AT LOW ROTATIONAL SPEED. In: *22nd International Conference on Hydraulics and Pneumatics*. The 22nd International Conference on Hydraulics and Pneumatics, Praha 2013, 2013-10-23/2013-10-25. Ostrava: Technická universita Ostrava - Vysoká škola báňská, 2013. s. 99-105. ISBN 978-80-248-3136-7.
- [40] Fiala, Š.; Švédá, J.; Kolář, P. HYDRAULIC AND SERVOELECTRIC CLAMPING UNITS In: *Proceedings Of The 23rd International Conference on Hydraulics and Pneumatics*. Ostrava: VŠB - Technical University of Ostrava, 2016. s. 25-32. ISBN 978-80-248-3915-8.

8.4.3 Výzkumné zprávy

- [41] Švéda, J.; Hornych, T.; Chládek, Š.; Koubek, J.; Diviš, I.; Havlan, T.; Fiala, Š.; Smolík, J., ZPRÁVA O PRŮBĚHU ŘEŠENÍ WP09 V ROCE 2019, [Výzkumná zpráva] Praha: ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení (Ú12135), 2019. Report no. V-19-058.
- [42] Krannich, T.; Fiala, Š. VÝVOJ MATEMATICKO-SIMULAČNÍHO MODELU PRO STANOVENÍ KINEMATICKODYNAMICKÝCH PARAMETRŮ VÍCEOSÝCH POHONŮ [Výzkumná zpráva] Praha: ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení (Ú12135), 2016. Report no. V-16-028.

8.5 Vědecké publikace autora nesouvisející s tématem

8.5.1 Recenzované články

Mareš M., O. Horejš, Š. Fiala, C. H. Lee, S. M. Jeong, K. H. Kim STRATEGY OF MILLING CENTER THERMAL ERROR COMPENSATION USING A TRANSFER FUNCTION MODEL AND ITS VALIDATION OUTSIDE OF CALIBRATION RANGE, publikace v časopise MMScience, s. 3156-3163. ISSN 1803-1269, ISSN 1805-0476 DOI:10.17973/MMSJ.2019_11_2019065

NOVOTNÝ, L. et al. MODELLING AND OPTIMIZATION OF MACHINE TOOLS ON FOUNDATIONS. Journal of Machine Engineering. 2016, 16(1), s. 43-56. ISSN 1895-7595.

8.5.2 Příspěvky na konferencích

FIALA, Š. THE HIGH DYNAMIC NC AXIS WITH CRANK MECHANISM CONTROLLING. In: MORAVEC, J., ed. *Studentská tvůrčí činnost 2013*. Konference studentské tvůrčí činnosti 2013, Praha, 2013-04-09. Praha: České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, 2013. ISBN 978-80-01-05232-7.

8.5.3 Funkční vzorky, prototypy a užité vzory

České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení, Praha 2, CZ. ZAŘÍZENÍ PRO ZVÝŠENÍ TLUMENÍ VYVRTÁVACÍCH TYČÍ. Původci: Š. FIALA, L. NOVOTNÝ a V. HLAVATÝ. Česká republika. Užité vzor CZ 32099. 2018-09-25. Dostupné z: <https://isdv.upv.cz/doc/FullFiles/UtilityModels/FullDocuments/FDUM0032/u032099.pdf>

FIALA, Š. et al. Výsledek na stroji - TOS Varnsdorf - 2017: OPTIMALIZACE NASTAVENÍ INTERPOLÁTORU CNC SYSTÉMU. [Prototyp] 2017.

HOREJŠ, O. et al. Výsledek na stroji-KOVOSVIT MAS-2017: využití software pro zpracování a posouzení vlivu technologického procesu na teplotní chyby obráběcího stroje. [Prototyp] 2017.

ŠVÉDA, J. et al. PASIVNÍ DYNAMICKÝ HLTIČ. [Prototyp] 2014.

ŠVÉDA, J. et al. AKTIVNÍ DYNAMICKÝ HLTIČ. [Prototyp] 2014.

FIALA, Š. et al. WP04 – Funkční vzorek – Škoda Machine Tool-2019 TLUMENÁ VYVRTÁVACÍ TYČ PRO HORIZONTÁLNÍ SOUSTRUHY. [Funkční vzorek] 2019.

HOREJŠ, O. et al. WP06 - Funkční vzorek-TOSHULIN-2019 STROJ SE SOUBOREM SW A HW PROSTŘEDKŮ POTLAČUJÍCÍCH TEPLTNÍ DEFORMACE. [Funkční vzorek] 2019.

HOREJŠ, O. et al. WP06 - Funkční vzorek-TOS VARNSDORF-2019 – VÝVOJ SW TEPLTNÍCH KOMPENZACÍ PRO STROJ WHT 110 C. [Funkční vzorek] 2019.

HOREJŠ, O. et al. WP06 - Funkční vzorek-KOVOSVIT MAS-2019 PĚTIOSE OBRÁBĚCÍ CENTRUM S IMPLEMENTOVANÝM KOMPENZAČNÍM ALGORITMEM TEPLTNÍCH CHYB ZAHRNÚJÍCÍ ŘEZNÝ PROCES. [Funkční vzorek] 2019.

BUBÁK, A. et al. HYDRAULICKÉ KYVADLO. [Funkční vzorek] 2012.

FIALA, Š., J. MACHYL a P. SOUČEK. ŘÍZENÍ RYCHLÉ NC OSY S KLIKOVÝM MECHANISMEM. [Funkční vzorek] 2012.

8.5.4 Výzkumné zprávy

HOREJŠ, O. et al. *Zpráva o průběhu řešení VZ9 v roce 2019*. [Výzkumná zpráva] Praha: ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení (Ú12135), 2020. Zpráva č. V-19-088.

ŠVÉDA, J. et al. *Zpráva o průběhu řešení dílčího projektu č. 23 „Stroje pro inteligentní výrobu“ v roce 2019.* [Výzkumná zpráva] Praha: ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení (Ú12135), 2019. Zpráva č. V-19-063.

MAREŠ, M. et al. *Dílčí výzkumná zpráva o řešení projektu Zvyšování přesnosti multifunkčních soustružnických center v roce 2019.* [Výzkumná zpráva] Praha: ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení (Ú12135), 2019. Zpráva č. V-19-039.

LEMFELD ML, J. et al. *Řízení stroje s robotickou obráběcí hlavou.* [Výzkumná zpráva] Praha: ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení (Ú12135), 2019. Zpráva č. V-19-054.

KOLÁŘ, P. et al. *Roční zpráva o řešení projektu E2K: odborné aktivity RCMT a HESTEGO v roce 2019.* [Výzkumná zpráva] Praha: ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení (Ú12135), 2019. Zpráva č. V-19-100.

HOREJŠ, O. et al. *Funkční vzorek -WP#6-01-KOVOSVIT MAS-2019 – pětiosé obráběcí centrum s implementovaným kompenzačním algoritmem teplotních chyb zahrnující řezný proces.* [Výzkumná zpráva] Praha: ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení (Ú12135), 2019. Zpráva č. V-19-026.

HOREJŠ, O. et al. *CK-SVT WP06 – Shrnující zpráva za rok 2019.* [Výzkumná zpráva] Praha: ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení (Ú12135), 2019. Zpráva č. V-19-040.

HOREJŠ, O. et al. *Funkční vzorek-TOSHULIN-2019: Stroj se souborem SW a HW prostředků potlačujících teplotní deformace.* [Výzkumná zpráva] Praha: ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení (Ú12135), 2019. Zpráva č. V-19-028.

HOREJŠ, O. et al. *Funkční vzorek-TOS VARNSDORF-2019 – vývoj SW teplotních kompenzací pro stroj WHT 110.* [Výzkumná zpráva] Praha: ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení (Ú12135), 2019. Zpráva č. V-19-019.

FIALA, Š. et al. *WP04 - Funkční vzorek - Škoda Machine Tool-2019: Tlumená vyvrtávací tyč pro horizontální soustruhy.* [Výzkumná zpráva] Praha: ČVUT v

Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení (Ú12135), 2019. Zpráva č. V-19-081.

NOVOTNÝ, L. et al. *Zpráva o řešení projektu CK-SVT WP04 - Tlumení a potlačování vibrací obráběcích strojů v roce 2019*. [Výzkumná zpráva] Praha: ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení (Ú12135), 2019. Zpráva č. V-19-082.

ŠVÉDA, J. et al. *Zpráva o průběhu řešení WP09 v roce 2019*. [Výzkumná zpráva] Praha: ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení (Ú12135), 2019. Zpráva č. V-19-058.

MAREŠ, M. et al. *Developing a thermal error compensation model of the DOOSAN VC 630/5Ax machine tool and its testing*. [Výzkumná zpráva] Praha: ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení (Ú12135), 2018.

KOUBEK, J., P. FOJTŮ a Š. FIALA. *Centrická hlava*. [Výzkumná zpráva] Praha: ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení (Ú12135), 2018. Zpráva č. V-18-013.

LEMFELD ML, J. et al. *Vývoj robotické obráběcí hlavy*. [Výzkumná zpráva] Praha: ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení (Ú12135), 2018. Zpráva č. V-18-036.

MAREŠ, M. et al. *Dílčí výzkumná zpráva o řešení projektu Zvyšování přesnosti multifunkčních soustružnických center v roce 2018*. [Výzkumná zpráva] Praha: ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení (Ú12135), 2018. Zpráva č. V-18-046.

KOLÁŘ, P. et al. *Roční zpráva o řešení projektu E2K: odborné aktivity RCMT a HESTEGO v roce 2018*. [Výzkumná zpráva] Praha: ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení (Ú12135), 2018. Zpráva č. V-18-069.

SULITKA, M. et al. *Dílčí výzkumná zpráva o řešení projektu FV30223 „Těžká bruska TOS Hostivař“ za rok 2018*. [Výzkumná zpráva] Praha: ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení (Ú12135), 2018. Zpráva č. V-18-029.

HOREJŠ, O. et al. *CK-SVT WP06 – Shrnující zpráva za rok 2018*. [Výzkumná zpráva] Praha: ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení (Ú12135), 2018. Zpráva č. V-18-024.

HOREJŠ, O. et al. *Teplotně-deformační chování horizontálního obráběcího centra TOS FUT - TOS KUŘIM*. [Výzkumná zpráva] Praha: ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení (Ú12135), 2018. Zpráva č. V-08-014.

HOREJŠ, O. et al. *Funkční vzorek-TAJMAC-ZPS-2018: Systém bezdrátového měření teplot bubnu s bezkontaktním napájením pro teplotní*. [Výzkumná zpráva] Praha: ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení (Ú12135), 2018. Zpráva č. V-18-006.

HOREJŠ, O. et al. *Aplikace řešení pro minimalizaci teplotních deformací na obráběcí stroj EXPERTURN 3000 společnosti TOSHULIN*. [Výzkumná zpráva] Praha: ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení (Ú12135), 2018. Zpráva č. V-18-002.

NOVOTNÝ, L. et al. *Zpráva o řešení projektu CK-SVT WP04 - Tlumení a potlačování vibrací obráběcích strojů v roce 2018*. [Výzkumná zpráva] Praha: ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení (Ú12135), 2018. Zpráva č. V-18-058.

NOVOTNÝ, L., Š. FIALA a V. HLAVATÝ. *Užitný vzor - Škoda Machine Tool-2018 Zařízení pro zvýšení tlumení vyvrtávacích tyčí*. [Výzkumná zpráva] Praha: ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení (Ú12135), 2018. Zpráva č. V-18-057.

SULITKA, M. et al. *Zpráva o průběhu řešení WP01 v roce 2018*. [Výzkumná zpráva] Praha: ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení (Ú12135), 2018. Zpráva č. V-18-048.

MATYSKA, V. et al. *Zpráva o řešení projektu FV10743 Maximalizace energetické účinnosti strojů KOVOSVIT MAS a.s. za rok 2018*. [Výzkumná zpráva] Praha: ČVUT FS. Ústav výrobních strojů a zařízení, 2018. Zpráva č. V-18-043.

ŠLECHTA, J. et al. *Zpráva o řešení projektu Virtuální obrábění pro podporu pokročilých výrobních technologií v roce 2018*. [Výzkumná zpráva] Praha: ČVUT FS. Ústav výrobních strojů a zařízení, 2018. Zpráva č. V-18-044.

FOJTŮ, P., J. MORAVEC a Š. FIALA. *Identifikace příčiny kmitání hydraulicky vyvažované osy Z*. [Výzkumná zpráva] Praha: ČVUT FS. Ústav výrobních strojů a zařízení, 2017. Zpráva č. V-17-011.

SULITKA, M. et al. *Zpráva o průběhu řešení WP01 v roce 2017*. [Výzkumná zpráva] Praha: ČVUT FS. Ústav výrobních strojů a zařízení, 2017. Zpráva č. V-17-039.

FIALA, Š. et al. *WP01 - Výsledek na stroji - TOS Varnsdorf - 2017: Optimalizace nastavení interpolátoru CNC systému*. [Výzkumná zpráva] Praha: ČVUT FS. Ústav výrobních strojů a zařízení, 2017. Zpráva č. V-17_038.

ŠVÉDA, J. et al. *WP09 – Funkční vzorek – Škoda Machine Tool-2017 Testovací funkční vzorek přídavného zařízení pro zvýšení přesnosti stroje*. [Výzkumná zpráva] Praha: ČVUT FS. Ústav výrobních strojů a zařízení, 2017. Zpráva č. V-17-063.

HOREJŠ, O. et al. *CK-SVT WP06 – Shrnující zpráva za rok 2017*. [Výzkumná zpráva] Praha: ČVUT FS. Ústav výrobních strojů a zařízení, 2017. Zpráva č. V-17-093.

HOREJŠ, O. et al. *Výsledek na stroji-KOVOSVIT MAS-2017: využití software pro zpracování a posouzení vlivu technologického procesu na teplotní chyby obráběcího stroje*. [Výzkumná zpráva] Praha: ČVUT FS. Ústav výrobních strojů a zařízení, 2017. Zpráva č. V-17-026.

NOVOTNÝ, L. et al. *Zpráva o řešení projektu CK-SVT WP04 - Tlumení a potlačování vibrací obráběcích strojů v roce 2017*. [Výzkumná zpráva] Praha: ČVUT FS. Ústav výrobních strojů a zařízení, 2017. Zpráva č. V-17-059.

MAREŠ, M. et al. *Dílčí výzkumná zpráva o řešení projektu Zvyšování přesnosti multifunkčních soustružnických center v roce 2017*. [Výzkumná zpráva] Praha: ČVUT FS. Ústav výrobních strojů a zařízení, 2017. Zpráva č. V-17-047.

KRANNICH, T. a Š. FIALA. *Vývoj matematicko-simulačního modelu pro stanovení kinemackodynamických parametrů víceosých pohonů*. [Výzkumná zpráva]

Praha: ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení (Ú12135), 2016. Zpráva č. V-16-028.

KOLÁŘ, P. et al. *Zpráva o řešení projektu Virtuální obrábění pro podporu pokročilých výrobních technologií v roce 2016*. [Výzkumná zpráva] Praha: ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení (Ú12135), 2016. Zpráva č. V-16-035.

NOVOTNÝ, L., J. MORAVEC a Š. FIALA. *Koncepce řešení zkušební stanice pro testy vřeten*. [Výzkumná zpráva] Praha: ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení (Ú12135), 2016. Zpráva č. V-16-003.

NOVOTNÝ, L., Š. FIALA a J. SMOLÍK. *Test řízeného tlumiče vibrací na stroji TM1250 v roce 2016*. [Výzkumná zpráva] Praha: ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení (Ú12135), 2016. Zpráva č. V-16-066.

NOVOTNÝ, L. et al. *Zpráva o řešení projektu CK-SVT WP04 - Tlumení a potlačování vibrací obráběcích strojů v roce 2016*. [Výzkumná zpráva] Praha: ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení (Ú12135), 2016. Zpráva č. V-16-065.

HOREJŠ, O. et al. *Návrh řešení pro minimalizaci teplotních deformací obráběcích strojů společnosti TOSHULIN - II*. [Výzkumná zpráva] Praha: ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav výrobních strojů a zařízení (Ú12135), 2016. Zpráva č. V-16-018.

HOREJŠ, O. et al. *DV#6 (2015-3) Návrh řešení pro minimalizaci teplotních deformací obráběcího stroje společnosti TOSHULIN*. [Výzkumná zpráva] Praha: ČVUT v Praze, FS, Ústav výrobních strojů a zařízení, 2015. Zpráva č. V-15-036.

HORNYCH, J. et al. *DV#6 (2015-2) Pokročilý chladicí systém s řízením reflektujícím momentální tepelnou zátěž*. [Výzkumná zpráva] Praha: ČVUT v Praze, FS, Ústav výrobních strojů a zařízení, 2015. Zpráva č. V-15-032.

NOVOTNÝ, L. et al. *DV#4(2015) - Tlumení a potlačování vibrací obráběcích strojů za rok 2015*. [Výzkumná zpráva] Praha: ČVUT v Praze, FS, Ústav výrobních strojů a zařízení, 2015. Zpráva č. V-15-028.

MACHÁLKA, M. et al. *Dynamické hltiče*. [Výzkumná zpráva] 2014. Zpráva č. V-14-042.

MACHÁLKA, M. et al. *Metodika návrhu ukládání strojů*. [Výzkumná zpráva] 2014. Zpráva č. V-14-016.

FIALA, Š. et al. *Návrh základu stroje MCV7032*. [Výzkumná zpráva] 2014. Zpráva č. V-14-007.

FIALA, Š. et al. *Zpráva o řešení projektu Flexibilní obráběcí centrum v roce 2014*. [Výzkumná zpráva] 2014. Zpráva č. V-14-090.

NOVOTNÝ, L. et al. *Hlavní výsledky řešení projektu CK-SVT WP#04 - Tlumení a potlačování vibrací obráběcích strojů za rok 2014*. [Výzkumná zpráva] 2014. Zpráva č. V-14-072.

NOVOTNÝ, L. et al. *Úvodní testy modulu řízeného tlumiče vibrací*. [Výzkumná zpráva] 2014. Zpráva č. V-14-025.

SMRŽ, M. et al. *Simulace APC na ose x stroje TM2000*. [Výzkumná zpráva] 2014. Zpráva č. V-14-008.

NOVOTNÝ, L. et al. *Průběžná zpráva řešení projektu TA02010863 - "Kompenzace dynamických účinků obráběcích strojů" v roce 2013*. [Výzkumná zpráva] Praha: České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, 2013. Zpráva č. V-13-069.

ŠINDLER, J. et al. *Modelování ukládání strojů – zpráva za rok 2013*. [Výzkumná zpráva] Praha: České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, 2013. Zpráva č. V-13-025.

NOVOTNÝ, L. et al. *DV#04 Tlumení a potlačování vibrací obráběcích strojů za rok 2013*. [Výzkumná zpráva] Praha: České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, 2013. Zpráva č. V-13-072.

NOVOTNÝ, L. et al. *Průběžná zpráva řešení projektu TA02010863 - Kompenzace dynamických účinků obráběcích strojů*. [Výzkumná zpráva] Praha: ČVUT v Praze, FS, Ústav výrobních strojů a zařízení, 2012. Zpráva č. V-12-071.

9 Přílohy

9.1 Příloha 1: Simulační schéma porovnání odvození zpětných vazeb regulace hydromotoru

