

Katedra aplikované kybernetiky

MOŽNOSTI ŘÍZENÍ HYDROPULZNÍHO ZAŘÍZENÍ
—
ŘÍZENÍ DVOJICE LINEÁRNÍCH HYDROMOTORŮ V TANDEMU

AUTOREFERÁT DISERTAČNÍ PRÁCE

Název	Možnosti řízení hydropulzního zařízení – řízení dvojice lineárních hydromotorů v tandemu
Autor	Ing. Jan Kolaja
Vydavatel	Technická univerzita v Liberci
Schváleno	Rektorátem TU, čj. RE 123/10 dne 24.11.2010
Vyšlo	1.11.2010
Počet stran	32
Vydání	první
Náklad	30 výtisků
Tisk	LIVOX s.r.o.
Číslo publikace	55-123-10

Tato publikace neprošla redakční ani jazykovou kontrolou.

ISBN: 978-80-7372-680-5

MOŽNOSTI ŘÍZENÍ HYDROPULZNÍHO ZAŘÍZENÍ – ŘÍZENÍ DVOJICE LINEÁRNÍCH HYDROMOTORŮ V TANDEMU

Disertační práce

Obor studia: Výrobní systémy a procesy

Zaměření: Aplikovaná kybernetika

Školitel: Prof. Ing. Miroslav Olehla, CSc.

Doktorand: Ing. Jan Kolaja

Liberec 2010

Anotace

V předložené práci je popsán postup, kterým bylo dosaženo tandemového řízení dvou hydraulických motorů s pístnicemi v jedné ose, mezi kterými je umístěn model hydromotoru jako zdroj tlakové kapaliny pro měřicí komoru tlumičových prvků. K tandemové spolupráci dvou hydromotorů bylo přistoupeno z důvodu nedostatečného silového účinku jediného hydromotoru při pokusech na tlumičových prvcích v hydrodynamické laboratoři Technické univerzity v Liberci.

Společné řízení těchto dvou hydromotorů je zajištěno přímým řízením servoventilu druhého (pomocného) hydromotoru podle akčního zásahu servoventilu hlavního válce. Práce mimo jiné popisuje úpravy řídicího systému a rozvodů hydrauliky, postupné ladění systému pomocí mechanických zpětných vazeb různé tuhosti nebo hledání optimálního nastavení regulátorů.

Mezi výstupy této disertační práce patří software pro řízení tandemové dvojice a návody pro obsluhu měřicí komory tlumičových prvků.

Klíčová slova: hydraulika, řízení, lineární hydromotor, tandemové řízení.

Summary

The subject of this work is to show conception of hydraulic tandem drive when two different linear fluid engines work together with pistons in one axis one against the other. Tandem cooperation has been contemplated after set of experiments in hydraulic laboratory of Technical University of Liberec, which has shown that one piston is not enough to provide accurate forces for the measuring system scoping a liquid's behaviour in a fluid damper.

Common control of these two hydraulic engines is provided by direct controlling the second servo-valve according to main unit's servo-valve's action. Among others this work describes tuning of the control system and fluid distribution, sequential fine tuning of the system by different mechanical feedbacks or fine tuning of controllers.

Then there are described control software and user's manual as outputs of this PhD thesis.

Keywords: hydraulics, control, hydraulic cylinder, tandem drive.

Poděkování

Na tomto místě bych rád poděkoval svému školiteli Prof. Ing. Miroslavu Olehlovi, CSc. za odborné vedení během studia v rámci doktorského studijního programu, jakož i za pečlivé přečtení této práce a za jeho cenné rady a připomínky.

Dále bych rád poděkoval akademickým pracovníkům Doc. Ing. Jaromíru Barborovi, CSc., Doc. Ing. Ludvíkovi Prášilovi, CSc. Prof. Ing. Janu Skalloví, CSc. a Prof. RNDr. Janu Šklíbovi, CSc. za konzultace a podporu během sestavování předkládané disertační práce.

V neposlední řadě patří mé poděkování personálu hydrodynamické laboratoře Ing. Lufinkvi PhD., Ing. Machyánovi, panu Válkovi, Ing. Zúbkovi za poskytnuté zázemí a také rodičům za trpělivost.

Obsah

Seznam obrázků a tabulek.....	7
Seznam použitých symbolů a zkratk.....	9
1 Úvod.....	11
2 Hydraulické mechanizmy.....	12
2.1 Servomechanizmy.....	13
2.2 Lineární hydraulický motor.....	14
2.2.1 Servoventil.....	16
Funkce elektrohydraulického servoventilu.....	17
Faktory ovlivňující vlastnosti servoventilu.....	18
2.2.2 Řídicí systém hydromotoru.....	21
2.2.3 Zdroj tlakového média pro hydromotor.....	22
3 Zpracování měřeného signálu.....	24
3.1 Matematické charakteristiky signálu.....	24
3.2 Převod signálu.....	25
3.2.1 Rušení signálu.....	26
3.3 Regresní analýza.....	27
3.3.1 Lineární regrese s jednou vysvětlující proměnnou.....	27
3.4 Zpracování signálu pomocí FFT.....	28
4 Teorie identifikace.....	30
4.1 Charakteristiky získané deterministickými vstupními signály.....	30
4.1.1 Statická charakteristika.....	31
4.1.2 Přechodová charakteristika.....	31
4.1.3 Impulsní charakteristika.....	32
4.1.4 Frekvenční charakteristika.....	32
4.2 Hledání modelu na základě naměřených dat.....	33
4.2.1 Laplaceova transformace.....	33
4.2.2 Hledání parametrů obrazového přenosu soustavy.....	34
4.2.3 Hledání extrému funkce více proměnných.....	35
Nederivační metody.....	35
Derivační metody.....	37
5 Identifikace hydraulických soustav.....	40

5.1 Analytická identifikace hydraulických systémů.....	40
5.1.1 Matematický model lineárního hydromotoru podle doc. Součka.....	40
5.1.2 Parametry hydromotoru a servoventilu.....	41
Servoventil.....	45
Vlastní sestavení modelu.....	45
5.2 Experimentální identifikace obou hydromotorů.....	47
5.2.1 Zapojení měřicího obvodu, řídicí a měřicí počítač.....	47
5.2.2 Kalibrace vnitřních LVDT snímačů.....	49
5.2.3 Vzájemný polohový vztah obou válců.....	50
5.2.4 Předpoklady pro identifikaci.....	51
5.2.5 Přejížděvací charakteristika uzavřené smyčky - volba vhodného signálu.....	53
5.2.6 Obrazový přenos uzavřené smyčky s P regulací.....	54
5.2.7 Obrazový přenos soustavy s PI regulátorem.....	58
5.2.8 Výsledky identifikace.....	59
6 Úkol řízení dvou lineárních hydromotorů v tandemu.....	60
6.1 Možné postupy řešení.....	60
6.1.1 Společný servoventil pro oba válce.....	61
6.1.2 Řešení s tlakovými snímači.....	62
6.1.3 Přímé řízení servoventilu	62
6.2 Zvolený způsob zapojení.....	63
6.2.1 Počítačová simulace zvoleného zapojení.....	64
Výsledky simulace.....	66
7 Zapojení hydromotorů do tandemu.....	69
7.1 Vymezení termínů.....	69
7.2 Základní řídicí schéma.....	70
7.3 Úpravy řídicího systému a rozvodů hydrauliky.....	71
7.3.1 Převod řídicích signálů na třetí zesilovač.....	71
7.3.2 Zesílení extenzního zesilovače.....	72
Měření pomocí odporového čidla.....	72
Úprava zesílení přidáním potenciometrem.....	73
7.3.3 Posunutí signálu servoventilu.....	73
7.3.4 Úpravy rozvodu hydrauliky.....	73

7.4	Vzájemná závislost servoventilů.....	74
7.5	Řízení hydromotorů bez pevného spojení.....	76
7.5.1	Tandemové řízení bez pevného spojení válců.....	78
7.6	Přidání mechanického spojení hydromotorů.....	78
7.6.1	Řízení hydromotorů spojených pružným elementem s omezenou tuhostí.....	79
7.6.2	Nahrazení pružného členu pevným členem s tenzometrickým můstkem.....	82
7.6.3	Přidání tlumiče do soustavy.....	85
7.6.4	Náhrada pevného členu s tlumičem reálnou soustavou.....	85
	Hledání optimálního nastavení regulátorů.....	86
8	Komora pro měření tlumičových prvků.....	87
8.1	Třetí lineární hydromotor jako zdroj tlakové kapaliny.....	87
8.2	Spojovací součásti.....	89
8.3	Tenzometrická součást.....	90
8.4	Vstupy a výstupy měřicí komory.....	90
9	Softwarová podpora řízení.....	90
9.1	Funkce softwaru pro ovládání hydraulické soustavy měřicí komory.....	90
9.1.1	Ovládání tandemové soustavy dvou hydromotorů	91
9.1.2	Řízení pneumaticky ovládaného ventilu na odbočce měřicí komory.	92
9.1.3	Sběr dat z experimentu.....	93
9.2	Vlastní program v programovacím prostředí LabView.....	94
10	Návody pro obsluhu.....	97
10.1	Sepnutí hydrauliky.....	97
10.2	Ovládání programu pro experimenty na měřicí komoře.....	98
10.2.1	Odbočka měřicí komory.....	98
10.2.2	Ukládání dat.....	99
10.2.3	Vlastní experiment.....	99
11	Závěr	100
	Vlastní publikace.....	102
	Použitá literatura.....	104
	Dedikace.....	105

Seznam obrázků a tabulek

Seznam obrázků

Obr. 1 - Základní schéma hydromotoru.....	14
Obr. 2 - Poddajnost hydromotoru	15
Obr. 3 - Schéma elektrohydraulického servoventilu.....	17
Obr. 4 - Vliv hystereze na průtokovou charakteristiku servoventilu.....	18
Obr. 5 - Vliv ostrosti šoupátka na průtokovou charakteristiku servoventilu.....	19
Obr. 6 - Závislost průtoku servoventilem na tlakovém spádu hydromotoru	19
Obr. 7 - Tlaková charakteristika servoventilu.....	20
Obr. 8 - Řídicí systém RED.....	21
Obr. 9 - Základní typy hydraulických obvodů.....	22
Obr. 10 - Kvantování signálu.....	25
Obr. 11 - Získání přechodové charakteristiky ze série měření	32
Obr. 12 - Struktura algorytmu hledání vhodného modelu soustavy.....	34
Obr. 13 - Simplexová metoda - odraz, prodloužení, zkrácení a zmenšení pro.....	37
Obr. 14 - Princip metody největšího spádu.....	38
Obr. 15 – Model lineárního hydromotoru podle doc. Součka převedený do.....	41
Obr. 16 - Schéma simulace.....	45
Obr. 17 – Graf simulace průtoku servoventilem.....	46
Obr. 18 - Graf simulace polohy pístu.....	46
Obr. 19 - Základní schéma zapojení.....	48
Obr. 20 - Skoková změna vstupního signálu vedoucí k saturaci servoventilu.....	52
Obr. 21 - Přechodové charakteristiky obou válců.....	53
Obr. 22 - Uvažovaný model soustavy hydromotoru a servoventilu v uz. smyčce.....	54
Obr. 23 – Porovnání naměřených přechodových charakteristik se simulacemi.....	55
Obr. 24 - Ukázka řízení obou válců v polohové ZV.....	59
Obr. 25 - Společný servoventil.....	61
Obr. 26 - Společné řízení servoventilů – základní idea.....	62
Obr. 27 – Simulační schéma tandemového řízení.....	63
Obr. 28 - Struktura modelu servoventilu	64
Obr. 29 - Struktura modelu hydromotoru (upraveno).....	65
Obr. 30 – Průběhy simulací v různých režimech - odezva na skok žádané pol.....	66
Obr. 31 - Průběh simulace - odezva na skok rychlosti s poruchou odp. síly.....	67
Obr. 32 - Schéma společného řízení servoventilů.....	69

Obr. 33 – Řídicí systém RED	70
Obr. 34 - Graf závislosti akčního zásahu na rychlosti pístu	73
Obr. 35 - Graf závislosti akčního zásahu na rychlosti pístu (převráceno)	74
Obr. 36 - Graf vzájemné závislosti akčních zásahů obou hydromotorů	74
Obr. 37 - Průběh řízení obou hydromotorů bez pevného spojení	75
Obr. 38 - Průběh řízení obou hydromotorů bez pevného spojení - detail	76
Obr. 39 - Posloupnost redukcí pro připojení mechanického spojení...	79
Obr. 40 - Pružné mechanické spojení pístnic hydromotorů v zatěžovacím...	80
Obr. 41 – Přetržení poddajného mechanického spojení na konci experimentu	81
Obr. 42 – Tenzometrický můstek	81
Obr. 43 - Krabíčka se zesilovači	82
Obr. 44 – Průběh experimentu s tuhým mechanickým spojením opatřeným tenz.	83
Obr. 45 - Mechanické spojení druhé úrovně s tlumičem	84
Obr. 46 - Detailní náhled na rozeběh soustavy – rampa 0,5mm/s	85
Obr. 47 - Výkres soustavy se schématickým znázorněním měřicí komory	87
Obr. 48 - Soustava v reálu	88
Obr. 49 – Horní spojovací kloub a tenzometrická součást	88
Obr. 50 – Pneumaticky ovládaný ventil na odbočce měřicí komory	91
Obr. 51 – Čelní panel programu pro ovládání komory pro měření vlastností tl...	94
Obr. 52 – Ukázka grafického zdrojového kódu	95

Seznam tabulek

Tabulka 1 - Kalibrace vnitřního LVDT - dolní válec	49
Tabulka 2 - Kalibrace vnitřního LVDT - horní válec	49
Tabulka 3 – porovnání poloh válců (a jeho grafické znázornění)	50
Tabulka 4 – Nastavení PID regulátoru	51
Tabulka 5 – skutečné zesílení	71
Tabulka 6 – Měření rozsahu pohybu soustavy	90
Tabulka 7 – Stavy pneumaticky ovládaného ventilu	91
Tabulka 8 – Ovládání ventilu	92
Tabulka 9 - Seznam analogových signálů	93

Seznam použitých symbolů a zkratk

A/D	analogově digitální převodník
d, D	průměr
D/A	digitálně analogový převodník
Δp	změna tlaku
ΔV	změna průtoku
ΔQ	změna objemu
F	síla
F_{max}	nosnost
$F(s)$	<i>Laplaceův přenos soustavy</i>
G	hydrogenerátor
$G(s)$	<i>Laplaceův přenos regulované soustavy</i>
h, H	zdvih, výška, absolutní zdvih
HM	hydromotor
I	elektrický proud
K	modul pružnosti hydraulického oleje
K_P	proporcionální zesílení všech složek regulátoru
K_Q	průtoková konstanta servoventilu
LVDT	Linear Variable Differential Transformer – Indukční snímač polohy
M	cesty pod, nebo nad píst
N	nádrž
p	tlak
p_N	napájecí tlak hydrauliky
P	přívod kapaliny (tlak, průtok)
P	proporcionální zesílení regulátoru
PC	osobní počítač
PID	spojitý regulátor složený z Proporcionální, Integrační a Derivační části
Q	průtok
Q_{SVmax}	maximální průtok servoventilem
R	rozvaděč
R	elektrický odpor
r_0, r_1, r_2	konstanty regulátoru

RED	řídící systém od firmy INOVA (význam zkratky neznámý)
RS 485	dvouvodičový sériový spoj
RTOS	Real-Time Operating systém – Operační systém reálného času
$R(s)$	Laplaceův přenos regulátoru
R^2	koeficient korelace
s	Laplaceův operátor
S	plocha, průřez
SAF	řídící software od firmy INOVA (význam zkratky neznámý)
SEBUS	datová sběrnice
SV	servoventil
T	odvod odpadní kapaliny
T_d	derivační časová konstanta regulátoru
T_i	integrační časová konstanta
V	objem
VP	přepouštěcí ventil
VT	pojistný ventil
w	žádaná poloha
x	poloha
x_s	poloha šoupátka
y	výstupní veličina
Z	zesílení
Z80	druh procesoru

1 Úvod

Součástí předkládané práce je řešení problému, který se vyskytl v hydrodynamické laboratoři Technické univerzity v Liberci. Laboratoř je umístěna v areálu kolejí Vesec – budova I a byla vystavěna za podpory MŠMT v roce 1997. Zkušebna je vybavena 9-ti lineárními hydraulickými motory se zatěžovacími rámy umožňujícími statické i dynamické zatěžování strojních součástí s libovolným budícím signálem.

Jedna z úloh vyšetřující chování hydraulických tlumičových prvků narazila na problém, že samostatný píst není schopen působit na soustavu požadovanou silou v požadované trajektorii. Z tohoto důvodu byla zvážena výkonová spolupráce druhého hydromotoru. Obě spolupracující jednotky jsou umístěny v jedné ose, pístnicemi proti sobě a působí na soustavu umístěnou mezi nimi.

Pro úlohu vyšetřující chování tlumičových prvků je využit další (třetí) lineární hydromotor. Tento válec je ale naplněn tlumičovým olejem. Hydraulické trubice třetího hydromotoru jsou napojeny na měřicí komoru s tlumičovým prvkem. Soustava mimo jiné obsahuje odbočku s ventilem, který může ovládat tok kapaliny měřicí komorou. Vnější působení na třetí lineární hydromotor způsobuje v soustavě (měřicí komoře) průtok oleje tlumičovým prvkem, což nahrazuje situaci v reálném tlumiči. Měřený proces však v tomto případě není omezen zdvihem tlumiče.

Předkládaná disertační práce není zaměřena na měřicí komoru samotnou (i když v rámci této práce k jejím úpravám došlo), ale řeší řízení průtoku kapaliny soustavou a odměřování experimentů. V následujících kapitolách je popsán návrh řízení soustavy dvou lineárními hydromotorů, aplikace tohoto řídicího schématu a dále je popsán řídicí a měřicí hardware a software.

2 Hydraulické mechanizmy

Hydraulické mechanizmy jsou zařízení sestávající z hydraulických prvků či převodů, které prostřednictvím pracovní kapaliny zajišťují přenos energií (v některých případech i informací) mezi dvěma příp. více místy v prostoru.

Hydraulické mechanizmy zahrnují hydraulické prvky, např. převodníky jako hydromotory a hydrogenerátory, řídicí prvky, zásobníky a multiplikátory, zařízení pro úpravu tekutin (ohříváče, chladiče) a zařízení pro vedení tekutin (armatury, hadice). Dále zahrnují hydrostatické a hydrodynamické převody, např. spojky.

Pracovní medium (hydraulický olej) spoluurčuje svou tuhostí a viskozitou parametry hydraulických mechanismů.

Výhodami hydraulických mechanismů jsou:

- snadné vyvození velkých sil a momentů,
- relativní snížení hmotností a momentů setrvačnosti v pracovním místě (např. rotační hydromotor má cca 10-krát menší hmotnost či rozměry než elektromotory pro stejný výkon),
- jedna pohonná jednotka (hydro-agregát) pro několik vzdálených pracovních jednotek,
- možnost akumulace energie,
- možnost realizace velkého převodového poměru a jeho plynulé změny,
- řízení rozběhu a brzdění, tlumení rázů a chvění,
- relativně snadné řízení a snadná regulace mechanismů.

Oproti tomu nevýhody hydraulických mechanismů spočívají v případných únicích pracovního média - oleje. Ty by měly být v rámci pracovního místa ošetřeny tak, aby nehrozila ekologická havárie.

Spolehlivost hydraulických mechanismů vyžaduje zajištění kvality pracovní tekutiny filtrací a teplotní stabilizací. Cirkulací v obvodu se médium postupně samo zahřívá, což je do jisté míry výhodné. Při překročení této míry je nutné médium chladit.

2.1 Servomechanizmy

Servomechanismus je řízený obvod, určený nejčastěji k regulaci polohy a rychlosti (případně jiných veličin). Jedná se o zvláštní případ regulačního obvodu, kde regulovanou soustavou je motor spolu s akčním členem a nelze je zvlášť vyčlenit [27].

Hlavním požadavkem na servomechanismus je, aby výstupní veličina sledovala přesně a rychle veličinu vstupní tak, aby i při rychlých časových změnách byl rozdíl obou veličin minimální.

Servomechanizmy obsahují zpravidla více zpětných vazeb (smyček) hierarchicky uspořádaných a zavedených od různých fyzikálních veličin. Hlavní vliv na charakter činnosti celého obvodu má vnější zpětná vazba (obkličující všechny ostatní). Úlohou doplňujících (podřízených) zpětných vazeb je zkvalitnění činnosti vnější smyčky.

Podle druhu regulované veličiny je možno servomechanizmy rozdělit na:

- polohové, používané k souvislému řízení polohy (např. poloha nástroje a obrobku, řízení kormidel letadel či lodí, řízení polohy ventilů a šoupátek),
- rychlostní, používané u obráběcích strojů s plynulou volbou otáček,
- silové, které jsou po funkční i konstrukční stránce příbuzné s polohovými. Hlavními oblastmi jejich použití jsou simulátory zatížení, stroje pro trhací a únavové zkoušky, posilovače řízení a brzd u dopravních prostředků.

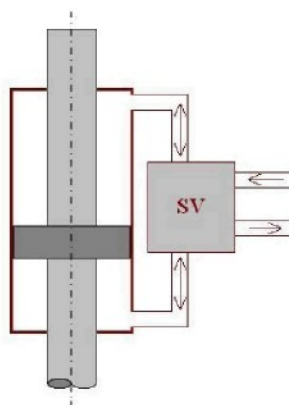
Servomechanizmy se vyznačují:

- **zápornou zpětnou vazbou** - slouží k vyvození regulační odchylky tím, že se výstupní signál přímo nebo po úpravách je odečten od signálu vstupního,
- **silovým výkonovým členem** zvaným servomotor - z matematického hlediska jde o integrační člen,
- **velkým výkonovým zesílením** - což znamená malý výkon na vstupu, velký výkon na výstupu. Říditelný zdroj energie je řízen regulační odchylkou a ovládá silový člen.

2.2 Lineární hydraulický motor

Z hlediska uspořádání představuje lineární hydraulický motor nejjednodušší způsob jak transformovat tlakovou energii média na pohyb.

Obrázek 1 ukazuje základní schéma lineárního hydromotoru. V základním provedení se lineární hydromotor skládá z hydraulického válce s pístnicí (na obrázku je válec s průchozí pístnicí) a ze servoventilu. Z mechanického hlediska je princip pohybu velmi jednoduchý – servoventil otevírá cestu tlakové kapalině pod píst, nebo nad píst a zároveň otevírá cestu odpadní kapalině z protější strany (záleží na směru požadovaného pohybu). U válce s neprůchozí jednostrannou pístnicí jsou (logicky) rozdílné napájecí a odpadní průtoky. Na rychlosti válce v obou směrech to však nemá vliv, neboť přes hrany servoventilu teče stejné množství pracovní kapaliny, nezávisle na směru pohybu.



Obr. 1 - Základní schéma hydromotoru

Rychlost a síla hydromotoru je ovlivněna jeho geometrií, napájením a průtokem servoventilem (nebo regulačním ventilem).

Tuhost hydromotoru je ovlivněna stlačitelností pracovního média (vlivem příměsi vzduchu není možné dosáhnout vlastností ideální kapaliny). Je-li uvažován hydromotor podle obrázku 1, je výsledná tuhost rovna součtům tuhostí na každé straně pístu, tedy:

$$k = k_1 + k_2 \quad , \quad (1)$$

pro převrácenou hodnotu tuhosti, tedy poddajnost, platí následující vztah:

$$\frac{1}{d} = \frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2} = \frac{d_1 + d_2}{d_1 \cdot d_2} \quad , \quad d = \frac{d_1 \cdot d_2}{d_1 + d_2} \quad . \quad (2)$$

Poddajnosti první a druhé komory (podle obrázku 2) jsou dány vztahy:

$$d_1 = \frac{\Delta x}{\Delta F} = \frac{\Delta x}{\Delta p \cdot S} = \frac{\Delta x}{\frac{K \cdot S \cdot \Delta x}{V_1} S} = \frac{V_1}{K \cdot S^2} = \frac{x}{K \cdot S} , \quad (3)$$

$$d_2 = \frac{V_2}{K \cdot S^2} = \frac{(L-x) \cdot S}{K \cdot S^2} = \frac{L-x}{K \cdot S} , \quad (4)$$

po dosazení do (2) vznikne vztah pro celkovou tuhost hydromotoru:

$$d = \frac{d_1 \cdot d_2}{d_1 + d_2} = \frac{\frac{x \cdot (L-x)}{K^2 \cdot S^2}}{\frac{x + L-x}{K \cdot S}} = \frac{x \cdot (L-x)}{K \cdot S \cdot L} , \quad (5)$$

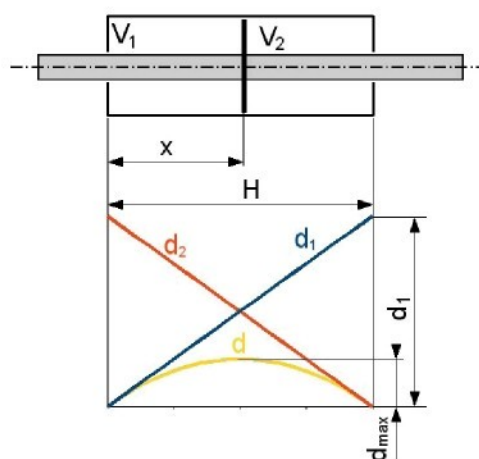
kde konstanta

K představuje modul pružnosti provozní kapaliny,

H je zdvih hydromotoru,

S plocha pístu a

x představuje aktuální polohu pístnice.



Obr. 2 - Poddajnost hydromotoru

Z průběhu celkové poddajnosti hydromotoru (na obrázku 2) vyplývá, že maximální poddajnost je v polovině zdvihu válce

$$d_{max} = d\left(x = \frac{H}{2}\right) = \frac{\frac{H}{2} \cdot \frac{H}{2}}{H \cdot S \cdot H} = \frac{H}{4 \cdot K \cdot S} = \frac{d_1}{4} . \quad (6)$$

2.2.1 Servoventil

Princip funkce hydromotoru vyžaduje ventil pro plynulou regulaci průtoku. V závislosti na požadované přesnosti je možné použít přímý regulační (proporcionální) ventil, nebo servoventil.

Elektrohydraulické servoventily představují elektrohydraulické převodníky určené ke **spojitému řízení hydraulických parametrů** (průtok, tlak) **elektrickým signálem** (proud, napětí). Průtok resp. tlak v **elektrohydraulických** obvodech je nutné řídit spojitě, aby bylo dosaženo požadovaného průběhu dráhy, rychlosti, tlaku nebo síly hydromotoru, odpovídajících danému technologickému procesu. Elektrohydraulické servoventily se vyznačují velkým výkonovým zesílením a dobrými statickými i dynamickými vlastnostmi.

Hydraulické servoventily jsou vícestupňové hydraulické zesilovače, které slouží ke spojitému řízení hydraulických parametrů malými vstupními signály, které mohou být mechanické, elektrické či pneumatické. Prezentovaná práce využívá hydromotorů s elektrohydraulickými servoventily.

Elektrohydraulické servoventily vznikaly od počátku jako prvky pro náročné regulační obvody a servomechanizmy, nejčastěji pro použití v letectví, vojenských aplikacích, kosmonautice, obráběcích strojích a zatěžovacích simulátorech.

Servoventil je výrobně nejnáročnější částí a jeho vlastnosti přímo ovlivňují kvalitu činnosti celého elektrohydraulického mechanismu. Vlastnosti servoventilu nejvíce ovlivňují kvalita a opotřebení šoupátka.

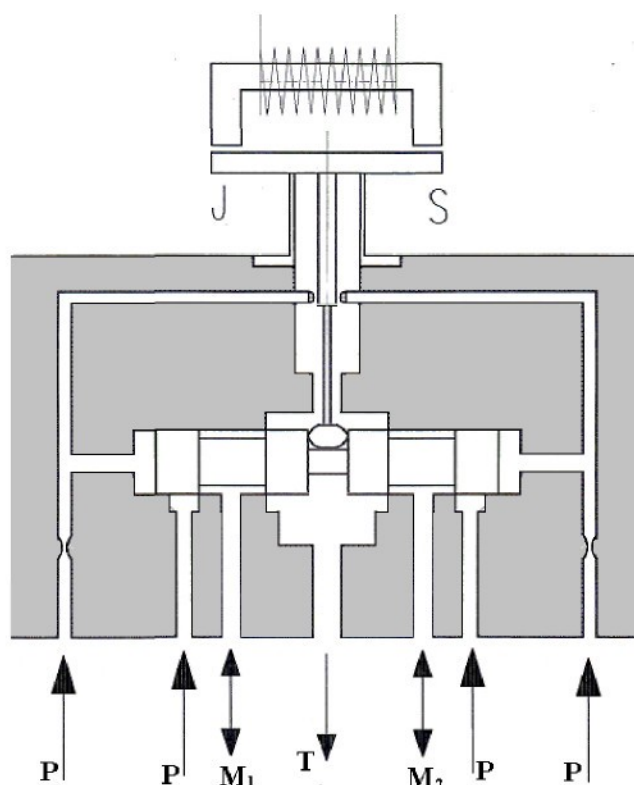
Úkol řízení průtoku nebo tlaku elektrickými signály není možné řešit přímo. V závislosti na požadované kvalitě řízení je potřeba využít jedné až tří transformací - podle počtu těchto transformací je možné servoventily dělit na jednostupňové, dvou až třístupňové.

V nejjednodušších případech jednostupňových servoventilů jde o transformaci **elektromechanickou** (proud – výchylka nebo proud – síla) a **mechanicko-hydraulickou** (výchylka – průtok, síla – tlak apod.).

Ventily **vícestupňové** mají uspořádání úměrně složitější a vyznačují se zařízením vhodného zesilovače (zpravidla **mechanicko-hydraulického**) za výše uvedené transformační členy. Uspořádání se přitom liší, jde-li o ventily pro **řízení průtoku** nebo ventily pro **řízení tlaku**.

Funkce elektrohydraulického servoventilu

Příklad dvoustupňového servoventilu s **vnitřní hydraulickou zpětnou vazbou** je na obrázku 3. Dvoustupňový servoventil sestává z elektromagnetického převodníku, tryskového zesilovače a čtyřhranného řídicího šoupátka. Mechanická polohová vazba, zavedená mezi oběma stupni zesilovače, zajišťuje proporcionální závislost výstupního průtoku kapaliny na vstupním proudu.



Obr. 3 - Schéma elektrohydraulického servoventilu

P přiváděná kapalina (tlak, průtok)

T odvod odpadní kapaliny

M cesty pod, nebo nad píst hydromotoru

Signál regulátoru, vzniklý zpracováním regulační odchylky servomechanismu je přiveden v podobě stejnosměrného napětí do cívky elektromagnetického obvodu servoventilu. Tím se vychýlí kotva pružně uložená mezi tryskami řídicího obvodu čtyřhranného šoupátka. Přivřením jedné z trysek (např. levé) stoupne tlak na odpovídajícím (levém) čele šoupátka, na protilehlém čele tlak klesne. Vzniklý rozdíl tlaků vyvolá pohyb šoupátka (vpravo), čímž je kotva opět vracena do rovnovážné polohy a tlaky na čelech šoupátka se opět vyrovnávají. Šoupátko se zastaví v nové poloze, kterou je určen průřez i průtok

hranami a tím i rychlost lineárního hydromotoru. Řídicím signálem elektrohydraulického servoventilu je proud protékající cívkou (prvním stupněm servoventilu).

Pro zesílení servoventilu dle obrázku 2 platí vztah:

$$Z = \frac{Q \cdot \Delta p}{R \cdot I^2}, \quad (7)$$

kde

$Q [m^3 \cdot s^{-1}]$ je průtok hranami šoupátka do hydromotoru,

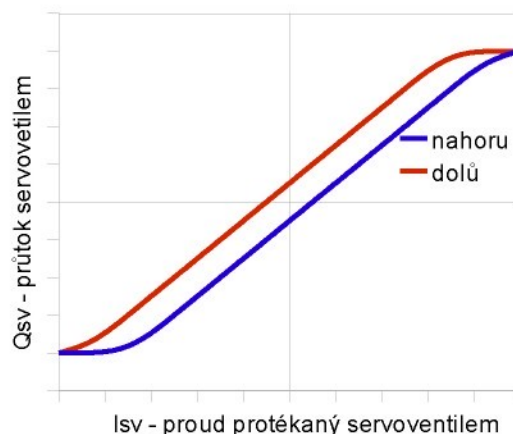
$\Delta p [N \cdot m^{-2}]$ rozdíl tlaků na výstupech šoupátka,

$R [\Omega]$ odpor cívek na vstupu servoventilu,

$I [A]$ proud protékající cívkami.

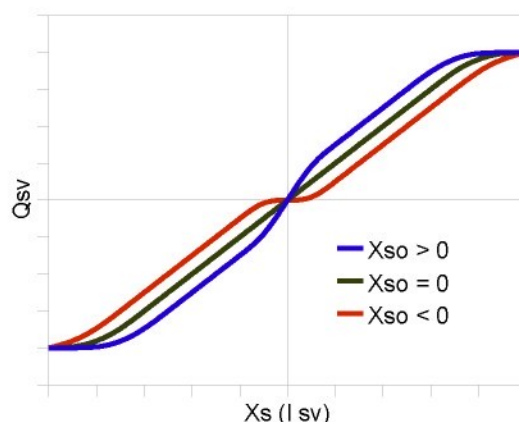
Faktory ovlivňující vlastnosti servoventilu

Základem pro hodnocení kvality servoventilu je jeho **průtoková charakteristika** (obrázky 4, 5), tedy závislost průtoku servoventilem na proudem protékajícím servoventilem, případně na poloze šoupátka servoventilu (i když poloha šoupátka je vnitřní proměnnou servoventilu).



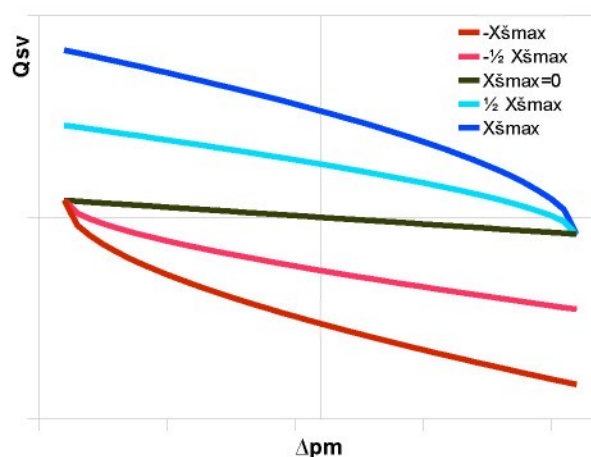
Obr. 4 - Vliv hystereze na průtokovou charakteristiku servoventilu

Obrázek 4 graficky znázorňuje vliv hystereze na průtokovou charakteristiku servoventilu. Tato hystereze je způsobována nejčastěji pasivními odpory uvnitř mechanismu. Obecně se za vyhovující považuje hystereze menší než 3 procenta jmenovitého proudu [26] (na horizontální ose je v tomto případě pouze proud protékající servoventilem, neboť převážná část hystereze se vyskytuje právě na přenosu mezi řídicím signálem a polohou šoupátka).



Obr. 5 - Vliv ostrosti šoupátka na průtokovou charakteristiku servoventilu

Je prakticky nemožné vyrobit šoupátko servoventilu tak, aby jeho hrany přesně odpovídaly hranám pouzdra, ve kterém se šoupátko pohybuje. I kdyby se takové šoupátko povedlo vyrobit, hrany pouzdra i šoupátka se při prvním průtoku opotřebí. Průtoková charakteristika na obrázku 5 ukazuje vliv ostrosti hran šoupátka na průtokovou charakteristiku servoventilu. Veličina x_{so} vyjadřuje velikost vůle mezi šoupátkem a pouzdrem při umístění šoupátka ve střední poloze. Pokud hrany šoupátka překrývají otvory v pouzdře ($x_{so} < 0$) vyznačuje se servoventil necitlivostí v okolí střední polohy. Naopak je-li vůle velká, dochází ke ztrátovému průtoku na hranách pouzdra a šoupátka a průtoková charakteristika je ve střední poloze strmější.

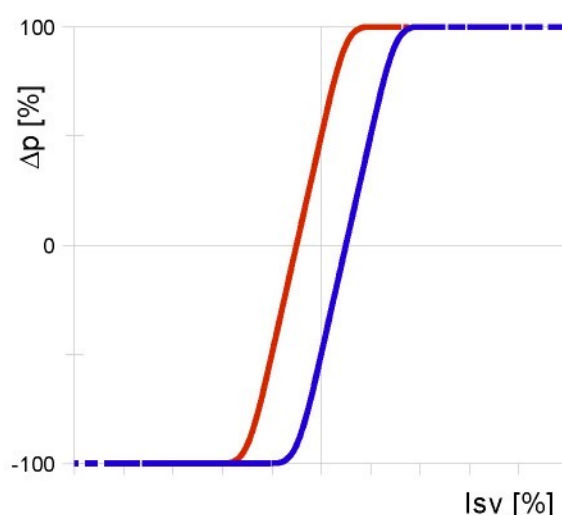


Obr. 6 - Závislost průtoku servoventilem na tlakovém spádu hydromotoru

Průtoková charakteristika podle obrázku 5 má v uvedenou podobu pouze pro nulový tlakový spád na motoru ($\Delta p_m = 0$). Charakteristika na dalším obrázku 6 zobrazuje závislost průtoku servoventilu na tlakovém spádu

hydromotoru. Jednotlivé křivky představují tuto charakteristiku pro určitou polohu šoupátka.

Tlaková charakteristika (obrázek 7) a tlakové zesílení vyjadřují schopnost dosažení napájecího tlaku protékající kapaliny po průchodu střední polohou. Ani v případě nulového překrytí není možné docílit skokové změny tlaku při tomto přechodu. Tlakové zesílení odpovídá sklonu křivky v místě přechodu.



Obr. 7 - Tlaková charakteristika servoventilu

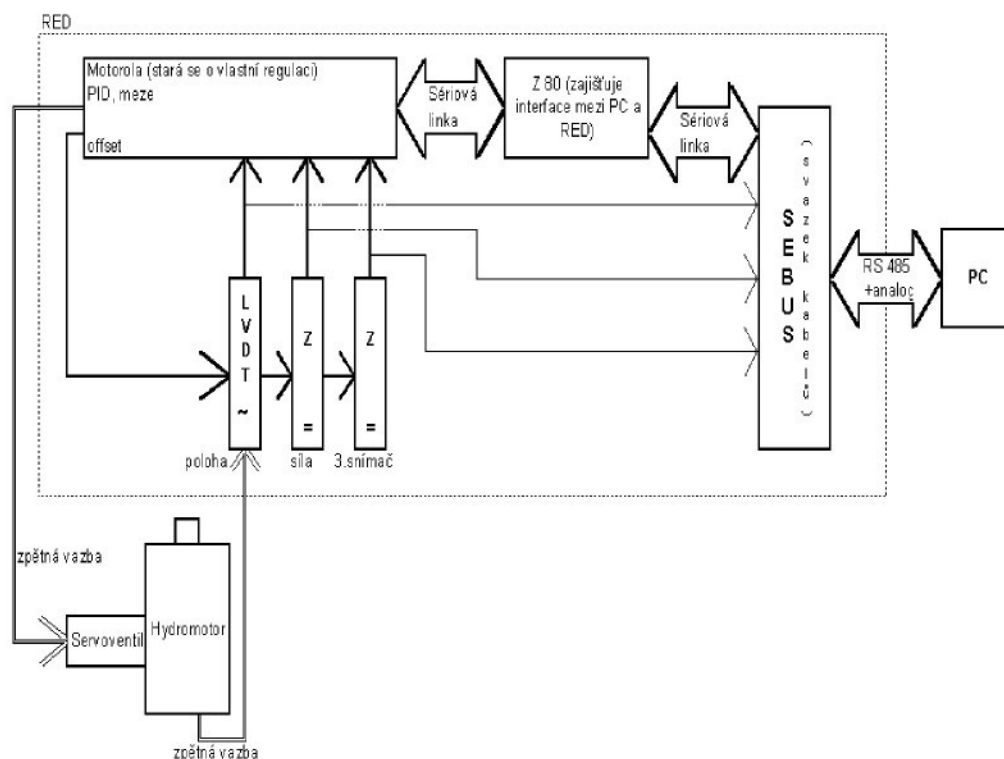
2.2.2 Řídicí systém hydromotoru

Úkolem řídicího systému hydromotoru je především zavazbení pístnice v polohové, silové nebo jiné zpětné vazbě. Řídicí systém porovnává žádanou hodnotu polohy nebo síly s hodnotami naměřenými na snímači polohy nebo siloměru. Výsledkem rozdílu těchto hodnot je regulační odchylka, která má přímý vliv na akční zásah - v případě užití elektrohydraulického servoventilu je řídicím signálem proud protékající cívkou – je tedy nutný převodník z napětí na proud.

Robustní řídicí systém by měl dovolovat výběr a přepínání zpětných vazeb. Například pro trhací zkoušky je potřeba najet do správné polohy (polohová zpětná vazba), upnout vzorek, předepnout a přepnout do silové zpětné vazby, ve které probíhá celá zkouška.

Řídicí systém musí také zajistit zastavení experimentu v případě překročení bezpečnostních mezí – opět v případě trhačky pokud dojde k přetržení je síla nulová a regulační odchylka rychle vzroste, což by mohlo mít za následek násilné dojetí pístnice na dorazy.

Okamžitá poloha (nebo síla) rozhodně není dostatečnou informací o stavu soustavy hydromotoru. Důležitými doplňujícími informacemi mohou být rychlost nebo objem regulační odchylky v čase. Tyto informace zpracovává a v akčním zásahu zohledňuje PID regulátor.



Obr. 8 - Řídicí systém RED

Obrázek 8 ukazuje schéma řídicího systému RED od firmy INOVA, tak jak je zapojen u obou hydromotorů na kterých je realizována úloha tandemového řízení dvou hydromotorů v laboratoři Technické univerzity v Liberci. Schéma zobrazuje také propojení tohoto systému s řídicím počítačem a s hydromotorem. Systém RED umožňuje zapojení tří různých zpětných vazeb. Řídicí systém umožňuje využití PID regulátoru pro každou z těchto vazeb. (PID regulátory jsou realizovány mikroprocesorem Motorola).

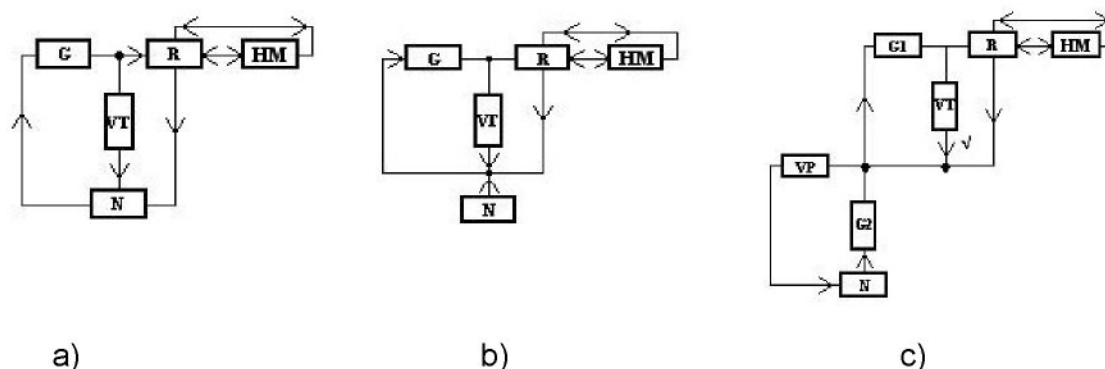
Další podrobnější schémata viz [32].

2.2.3 Zdroj tlakového média pro hydromotor

Zdroj tlakové energie v hydraulickém obvodu se nazývá hydrogenerátor. Jeho štičkové údaje zpravidla udávají pracovní objem hydrogenerátoru, což je objem kapaliny dodaný do obvodu za jednu otáčku stroje. Pracovní objem

hydrogenerátoru může být i proměnný v případě regulačního hydrogenerátoru [11].

Hydraulické obvody pracují buď v otevřeném, nebo uzavřeném okruhu. Na obrázku 9 jsou schémata základních typů hydraulických obvodů.



Obr. 9 - Základní typy hydraulických obvodů

a) otevřený, b) uzavřený, c) uzavřený s doplňováním

G, G1, G2 – hydrogenerátor, hlavní, vedlejší

R – rozvaděč

VT – pojistný ventil

HM – hydromotor

VP – přepouštěcí ventil

N – nádrž.

Otevřený okruh (Obrázek 9a) je charakterizován sériovým vestavěním nádrže mezi hydromotor a hydrogenerátor. Tato nádrž musí být dimenzována na několiknásobek minutového průtoku hydrogenerátoru.

Uzavřený okruh (Obrázek 9b) je charakterizován paralelně připojenou nádrží k vedení mezi hydromotorem a hydrogenerátorem. Objem nádrže je podstatně menší, asi 20 až 30% minutového průtoku hydrogenerátoru. Zpravidla je tento okruh doplňován pomocným hydrogenerátorem (Obrázek 9c).

Tlakové zdroje pro hydraulické obvody musí být jistěny proti náhlému nepřipustnému stoupnutí tlaku kapaliny pojistným ventilem, přepouštěcím ventilem nebo vypínacím odlehčovacím ventilem a to zejména u dvojitých tandemových hydrogenerátorů, pracujících do jednoho okruhu.

Zapojením více hydrogenerátorů (se stejným tlakem, ale různým průtokem) do obvodu je možné sčítat jejich průtokové výkony. Například při použití tří hydrogenerátorů různých průtoků Q_1 , Q_2 , Q_3 lze dosáhnout jejich kombinovaným

zapojením až sedmi průtokových stupňů. V případě přítomnosti několika rozdílných hydrogenerátorů v jedné strojovně na pracovišti je nutné dávat pozor, aby nedošlo k připojení vysokotlakého a nízkotlakého zdroje do jednoho obvodu.

Pro pokrytí dynamické spotřeby tlakové kapaliny, kdy tlakový zdroj nestačí rychle reagovat, je k hydromotoru připojen hydraulický plynový akumulátor. Ten je tvořen membránou oddělující tlakovou kapalinu od tlakového vzduchu. Stlačitelnost vzduchu umožňuje doplnění hydraulického obvodu v případě poklesu tlaku ve vedení. Hydraulický akumulátor tak vlastně tlumí výkyvy tlaku hydrauliky.

Hydrodynamická laboratoř TUL disponuje třemi hydrogenerátory, jejichž kombinací lze dosáhnout tlaků 16MPa (malý generátor) nebo 28MPa (střední a velký generátor). V případě potřeby vysokých průtoků je možné zapojit oba hydrogenerátory pro vysoký tlak (velký a střední).

3 Zpracování měřeného signálu

Signál je fyzikální veličina, určená pro přenos informace ve zprávě. Informace je ta část zprávy, která přináší příjemci nové poznatky. Nositeli informace mohou být pouze ty signály, u kterých nelze na straně příjemce přesně predikovat časový průběh. Rozlišují se signály akustické, optické, elektrické, elektromagnetické, mechanické, pneumatické a jiné.

V základním dělení se rozlišují signály spojitý v čase (analogové) a signály nespojitý v čase (vzorkované, kvantované, digitální). V technické praxi je signál zpracováván z pohledu časového nebo frekvenčního.

3.1 Matematické charakteristiky signálu

Mezi základní charakteristiky signálu patří:

střední hodnota signálu:

$$\bar{x} = \frac{1}{T} \int_T x(t) dt \quad , \quad (8)$$

energie signálu – integrál kvadratické funkce:

$$E_x = \int_{-\infty}^{\infty} [x(t)]^2 dt \quad , \quad (9)$$

výkon signálu – střední hodnota energie:

$$P_x = \frac{1}{T} \int_{-\infty}^{\infty} [x(t)]^2 dt \quad . \quad (10)$$

Pro diskrétní signály platí obdobné vztahy:

$$\bar{x} = \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N x_k \quad , \quad (11)$$

$$E_x = \sum_{k=1}^N [x_k]^2 \quad , \quad (12)$$

a

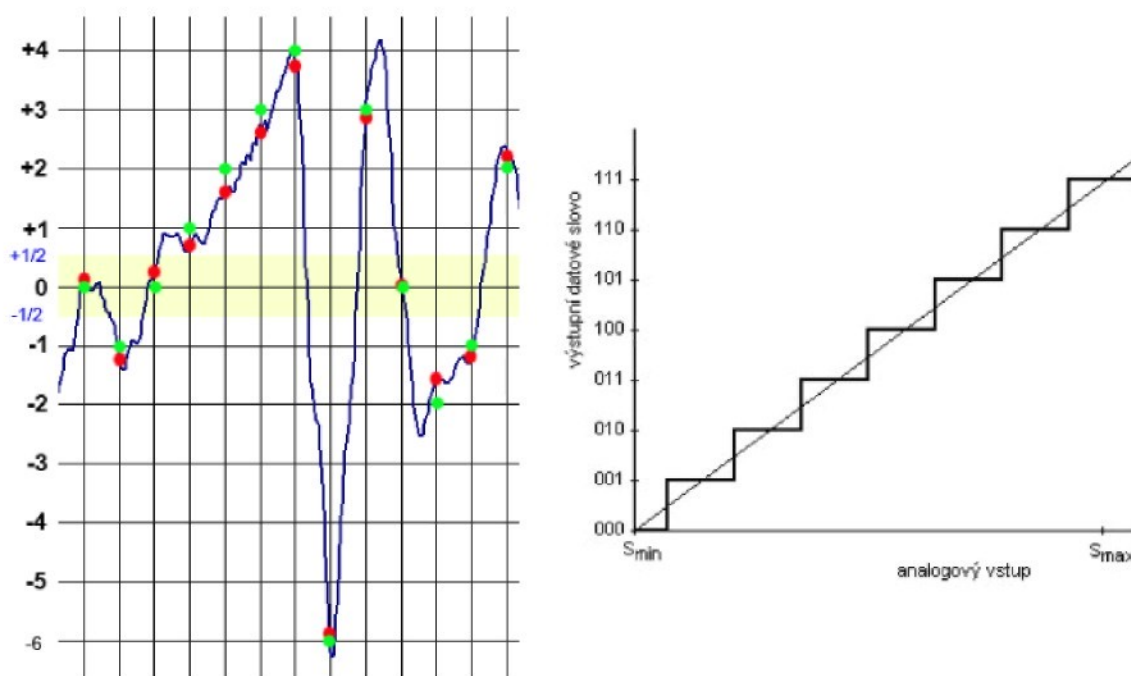
$$P_x = \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N [x_k]^2 \quad . \quad (13)$$

3.2 Převod signálu

Digitální signál vzniká vzorkováním analogových signálů (pokud se nejedná o přirozený číslicový signál). Důležitým parametrem při tomto převodu je vzorkovací frekvence (resp. vzorkovací perioda). Pokud si má vzorkovaný signál zachovat svou periodicitu je nutné, aby vzorkovací frekvence byla celistvým násobkem vlastní frekvence signálu, nebo vyšší.

Pro převod analogového signálu na digitální slouží elektronické součástky - A/D převodníky. Vlastní převod sestává z vzorkování a kvantování signálu.

Při vzorkování dochází k odebrání vzorku nekonečně dělitelného signálu jednou za periodu signálu, čímž dochází ke ztrátě informace (tato ztráta je závislá na periodě vzorkování). S volbou vhodné vzorkovací frekvence souvisí takzvaný Aliasing, což je chyba vzorkování signálu způsobená frekvencí vyšší, než polovina vzorkovací frekvence. Vhodnou obranou proti aliasingu je užití správné vzorkovací frekvence, kterou popisuje **Shannonův teorém**: *Přesná rekonstrukce spojitého, frekvenčně omezeného signálu z jeho vzorků je možná tehdy, pokud byl vzorkován frekvencí alespoň dvakrát vyšší než je maximální frekvence rekonstruovaného signálu.*



Obr. 10 – Kvantování signálu

Kvantování signálu (obr 10) je určení jeho digitální hodnoty. Počet bitů převodníku přímo souvisí s počtem kvantizačních úrovní, resp. kvantizačním

krokem, tolerančními pásy (na obrázku 10 vyznačen žlutou oblastí) a kvantizační chybou. Maximální hodnota kvantizační chyby odpovídá polovině hodnoty změny napětí, která by vyvolala změnu vstupního datového slova o jeden bit nejnižšího řádu. Protože každý vzorek je zatížen kvantizační chybou a tato kvantizační chyba má pokaždé jinou hodnotu, dochází převodem signálu ke Kvantizačnímu šumu. Absolutní velikost kvantizačního šumu je omezena tolerančním pásem (resp. kvantizačním krokem). Hodnota kvantizačního šumu SNR (Signal Noise Ratio) udává poměr užitečného signálu ku šumu a závisí jen na počtu kvantizačních úrovní nebo počtu bitů převodníku n :

$$SNR = 20 \log(2^n) \sim 6,02n + 1,76 \text{ [dB]}. \quad (14)$$

Opačně, pro zjištění efektivního počtu bitů ENOB platí vztah:

$$ENOB = \frac{(SNR - 1,76)}{6,02} \leq n. \quad (15)$$

Výše uvedená problematika je důležitá pro pochopení problémů se zpracováním signálů ale podrobný přehled A/D a D/A převodníků je nad rámec této práce.

3.2.1 Rušení signálu

V technické praxi je signál rušen mnoha zdroji a mnoha způsoby. Přenos rušení probíhá galvanicky, kapacitně nebo indukčně.

O galvanický přenos šumu se jedná například v případě konstrukčně vadného zdroje, nebo zemní smyčky. Zemní smyčka bývá zapříčiněna uzemněním jednotlivých prvků měřicího řetězce v různých místech – mezi těmito zemními body je nenulový potenciál a tak vzniká na měřicích prvcích nechtěné napětí.

K takzvaným přeslechům dochází v měřicím obvodu proto, že každá dvojice vodičů má mezi sebou kapacitní a indukční vazbu. Možnou ochranou je vhodné prostorové uspořádání kabelů a měřicích prvků.

Mezi nezanedbatelné zdroje rušení patří zdroje elektromagnetického záření. Signál generovaný zdrojem rušení se elektromagnetickou vazbou přenáší do měřicího řetězce. Zdroje rušení jsou buď přirozené (bouřka, sluneční erupce) nebo umělé, které lze dále rozdělit na funkční (vysílače, radiolokátory) a parazitní (elektromotory, frekvenční měniče, stykače). Ochranou před vyzařovaným

elektromagnetickým polem je kroucená dvojlinka (indukce v sousedních obloucích se vzájemně nuluje), nebo stínění (na principu Faradayovy klece).

3.3 Regresní analýza

Jedním s nejdůležitějších úkolů většiny technických oborů je hledání a studium závislostí proměnných. Základním prostředkem nezbytným například pro kalibraci měřicích přístrojů je lineární regrese.

3.3.1 Lineární regrese s jednou vysvětlující proměnnou

Na základě naměřených údajů a sestavení struktury odpovídajících si hodnot několika měření $(x_1, y_1), (x_2, y_2), \dots, (x_n, y_n)$ je možné nalézt odhady koeficientů funkce

$$y' = a_0 + a_1 x, \quad (16)$$

která s dostatečnou přesností udává závislost mezi y a x .

Nejpoužívanější metodou pro určení koeficientů regresní funkce je metoda nejmenších čtverců, která vychází ze skutečnosti, že nejpravděpodobnější hodnoty koeficientů jsou ty, pro něž platí, že součet čtverců odchylek vypočtených hodnot od naměřených je minimální.

Pokud odchylka vypočtené a naměřené hodnoty je označena

$$e_i = y'_i - y_i, \quad (17)$$

po dosazení rovnice (16)

$$e_i = a_0 + a_1 x_i - y_i, \quad (18)$$

potom odhady koeficientů budou určeny z podmínky aby součet kvadrátů odchylek

$$Q = \sum_{i=1}^n e_i^2 = \sum_{i=1}^n (y'_i - y_i)^2 = \sum_{i=1}^n (a_0 + a_1 x_i - y_i)^2, \quad (19)$$

byl minimální.

Součet kvadrátů odchylek Q je funkcí dvou proměnných (koeficientů a_0, a_1) a proto extrém bude v bodě, kde parciální derivace jsou rovny nule. Tedy

$$\frac{\partial Q}{\partial a_0} = 0, \quad \frac{\partial Q}{\partial a_1} = 0, \quad (20)$$

po dosazení

$$\begin{aligned}\frac{\partial Q}{\partial a_0} &= \sum_{i=1}^n 2(a_0 + a_1 x_i + y_i) \\ \frac{\partial Q}{\partial a_1} &= \sum_{i=1}^n 2(a_0 + a_1 x_i + y_i)x_i\end{aligned}\quad (21)$$

Úpravou vznikne soustava tzv. normálních rovnic

$$\begin{aligned}na_0 + a_1 \sum_{i=1}^n x_i &= \sum_{i=1}^n y_i \\ a_0 \sum_{i=1}^n x_i + a_1 \sum_{i=1}^n x_i^2 &= \sum_{i=1}^n x_i y_i\end{aligned}\quad (22)$$

Jejím řešením jsou získány odhady parametrů

$$\begin{aligned}a_0 &= \frac{\sum x_i^2 \sum y_i^2 - \sum x_i \sum y_i x_i}{n \sum x_i^2 - \sum x_i \sum x_i} = \frac{\sum y_i - a_1 \sum x_i}{n} = \bar{y} - a_1 \bar{x} \\ a_1 &= \frac{n \sum y_i x_i - \sum x_i \sum y_i}{n \sum x_i^2 - \sum x_i \sum x_i} = \frac{\sum (x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y})}{\sum (x_i - \bar{x})^2} = r_{xy} \frac{s_y}{s_x}\end{aligned}\quad (23)$$

V mnoha případech je vhodné testovat koeficienty lineární regrese a hodnotit míru shody lineární regrese s naměřenými daty [22].

3.4 Zpracování signálu pomocí FFT

Průběh signálu je obvykle znázorňován v závislosti na čase. Při zpracování signálů pomocí počítače se pracuje s konečnými počty vzorků a u spojitých funkcí lze pracovat pouze se vzorky těchto funkcí. Pracuje se tedy s diskrétními průběhy i ve frekvenční oblasti. Přitom signály v oblasti času i frekvence mají konečný počet hodnot a při výpočtech se považují za periodické (pracuje se s periodickým prodloužením průběhu ze základního intervalu). Transformace umožňující přechody mezi časovou a frekvenční oblastí je v tomto případě tzv. finitní Fourierova transformace neboli diskrétní Fourierova transformace (DFT).

Fourierova transformace je vyjádření časově závislého signálu pomocí harmonických signálů, tj. funkcí sin a cos, obecně tedy funkce komplexní exponenciály.

Fourierova transformace $S(\omega)$ funkce $f(t)$ je definována integrálním vztahem

$$S(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} f(t) e^{-\tau \omega t} dt \quad (24)$$

Pro výpočet této transformace byly vypracovány algoritmy, které jsou zvlášť efektivní při výpočtu na číslicovém počítači a kterým se říká "rychlá Fourierova transformace" neboli FFT (Fast Fourier Transform). V důsledku velké výpočtové rychlosti FFT se DFT stala velmi důležitým nástrojem také v měřicí technice, zejména pro frekvenční analýzu a číslicovou filtraci.

Výhodou frekvenční analýzy prováděné pomocí FFT proti analýze s užitím číslicových filtrů je, že pomocí FFT získáme nejen amplitudovou část spektra (absolutní hodnotu spektra), ale i část fázovou. Pomocí těchto je možno výhodně počítat řadu dalších charakteristik signálů (korelační funkce, výkonové spektrální hustoty apod.) a u dvoukanálových měření lze pomocí FFT zjišťovat i vzájemné korelační funkce a spektra [28].

4 Teorie identifikace

Tato kapitola předchází obsáhlou kapitolu (kapitola 5) zabývající se identifikací konkrétních dvou hydromotorů použitých pro tandemové řízení.

Identifikací soustavy se rozumí zjištění jejích vlastností. Identifikací lze získat statické a dynamické charakteristiky soustav, matematický či logický popis chování soustavy. Na základě výsledků identifikace je možné stanovit model soustavy a řešit potřebné problémy mimo vlastní zařízení, bez nákladného a často i nebezpečného experimentování s reálnou soustavou. Identifikaci lze řešit analyticky (fyzikálně-matematickou analýzou objektu) nebo experimentálně (na základě experimentálně získaných dat z procesu).

Pro složité objekty je použití analytické metody příliš obtížné a vhodnější je určení modelu experimentálně. Při experimentální identifikaci je model procesu určen na základě souboru vstupních a jim odpovídajících výstupních údajů o procesu.

Vstupní signály pro experimentální identifikaci mohou být deterministické či stochastické (náhodné). Mezi dynamické charakteristiky získané deterministickými signály patří přechodová, pulzní a frekvenční charakteristika.

4.1 Charakteristiky získané deterministickými vstupními signály

Grafické charakteristiky na základě deterministických testovacích signálů umožňují rychlé získání představy o vlastnostech dynamické soustavy. Deterministické signály jsou takové signály, které jsou analyticky popsitelné. Patří mezi ně:

Skoková změna neboli jednotkový skok

$$u[n]=1 \text{ pro } n \geq 0 \text{ jinak } u[n]=0, \quad (25)$$

častěji realizován jako obdélníkový pulz

$$\text{rect}[n/2N]=1 \text{ pro } |n| \leq N \text{ pro } 2N+1 \text{ vzorků}, \quad (26)$$

lineární funkce (rampa)

$$r[n]=n \cdot u[n], \quad (27)$$

trojúhelníkový puls

$$\text{tri}[n/N]=1-|n|/N \text{ pro } 2N+1 \text{ vzorků} \quad (28)$$

a jednotkový puls (Diracův impuls)

$$\delta[n]=1 \text{ pro } n=0 \text{ ,} \quad (29)$$

4.1.1 Statická charakteristika

Statická charakteristika dynamického systému popisuje odezvu systému na konstantní vstupní signál v ustáleném stavu. V případě některých prvků v měřicím nebo regulačním obvodu jsou statické charakteristiky totožné s kalibračními křivkami.

4.1.2 Přechodová charakteristika

Měření přechodových charakteristik je velmi častým prostředkem ke zjišťování dynamických vlastností soustavy. Jedná se o identifikaci pomocí standardního vstupního signálu. Měřením se zjišťuje odezva soustavy na skokovou změnu vstupního signálu známé velikosti (vztah 24). Pro výpočet přechodové charakteristiky při obecně nesteromerných skokových změnách lze užít vztahu:

$$f(i) = \frac{1}{N+1} \cdot \sum_{k=0}^N \frac{y(k,i)}{\Delta u(k)} \text{ ,} \quad (30)$$

kde

- $f(i)$ je hodnota přechodové charakteristiky v čase $t=i \cdot \Delta t$,
- $\Delta u(k)$ skoková změna vstupního signálu při k-tém měření,
- $y(k,i)$ odezva soustavy v i-tém intervalu vzorkování při k-tém měření,
- $N+1$ počet měření (viz obrázek 11).

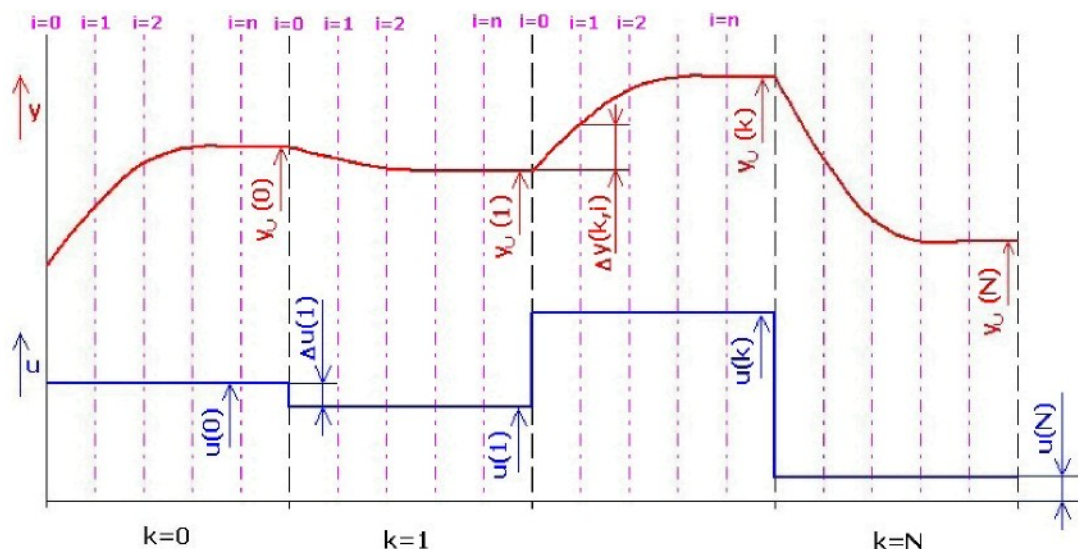
Vztah (30) je z důvodů přesnosti vhodné užít pouze v případě vstupních hodnot v rozsahu 1:2. Jsou-li rozsahy změn větší, pak je vhodné měření, která jsou menší než daný rozsah vypustit, nebo použít následující vztah, odvozený z podmínky minima kvadratických chyb:

$$J_i = \sum_{k=0}^N (\Delta u(k) \cdot f(i) - y(i,k))^2 \rightarrow \min \text{ ,} \quad (31)$$

$$\frac{\partial J_i}{\partial f(i)} = \sum_{k=0}^N 2 \cdot \Delta u(k) \cdot (\Delta u(k) \cdot f(i) - y(i,k)) = 0 \text{ ,} \quad (32)$$

$$f(i) = \frac{\sum_{k=0}^N y(i, k) \cdot \Delta u(k)}{\sum_{k=0}^N (\Delta u(k))^2} \quad (33)$$

Vztah (33) lze použít u tzv. deterministických soustav, kde prakticky nedochází ke změnám parametrů soustavy [23].



Obr. 11 – Získání přechodové charakteristiky ze série měření

4.1.3 Impulsní charakteristika

Impulsní charakteristika (váhová funkce) je odezva soustavy na Diracův impuls (24) (v ideálním případě impuls nekonečné velikosti v nekonečně malém čase, integrál Diracova impulsu je roven jedné). V praxi se však používá impuls v podobě dvou po sobě jdoucích skoků s časovým odstupem Td (pravoúhlý impuls konečné šířky i velikosti).

Pro výpočet impulsní charakteristiky lze použít vztahy obdobné jako pro přechodovou charakteristiku.

4.1.4 Frekvenční charakteristika

Frekvenční charakteristika je odezva soustavy na harmonicky proměnný vstupní signál konstantní amplitudy. Měření se opakuje s různými frekvencemi vstupního signálu a zjišťuje se poměr amplitudy výstupních kmitů k amplitudě vstupních (po ustálení přechodového děje) a příslušný fázový posun pro jednotlivé úhlové frekvence.

Důležitým nástrojem pro frekvenční analýzu a číslicovou filtraci dat je Fourierova transformace (Fourierovou transformací impulsní funkce je možno získat frekvenční charakteristiku).

4.2 Hledání modelu na základě naměřených dat

4.2.1 Laplaceova transformace

Laplaceova transformace (odvozena roku 1812 francouzským matematikem Pierem Simonem de Laplace) je matematický nástroj, který výrazně usnadňuje řešení lineárních diferenciálních rovnic s konstantními koeficienty. Tato metoda umožňuje transformovat diferenciální rovnici na algebraickou. L-transformace eliminuje čas t jako nezávisle proměnnou v diferenciálních rovnicích a nahrazuje jej komplexním operátorem s (v některých literaturách je operátor označen p).

Pro spojitou (nebo alespoň po částech spojitou) funkci $f(t)$ definovanou na intervalu $< 0, \infty$) je Laplaceova transformace funkce $f(t)$ definována integrálním vztahem

$$L\{f(t)\}(s) = \int_0^{\infty} f(t)e^{-st} dt, \quad (34)$$

kde $s = \alpha + j\omega$ je komplexní nezávisle proměnná. Obraz funkce $f(t)$ je funkce jedné komplexní proměnné s , často značená $F(s)$.

V technické praxi se pro vyjádření vlastností systému používá vnější popis systému ve formě obrazového přenosu, který je možno definovat dvěma způsoby:

- jako poměr Laplaceova obraza výstupní veličiny ku Laplaceovu obrazu vstupní veličiny při nulových počátečních podmínkách zleva

$$F(s) = \frac{Y(s)}{U(s)}, \quad (35)$$

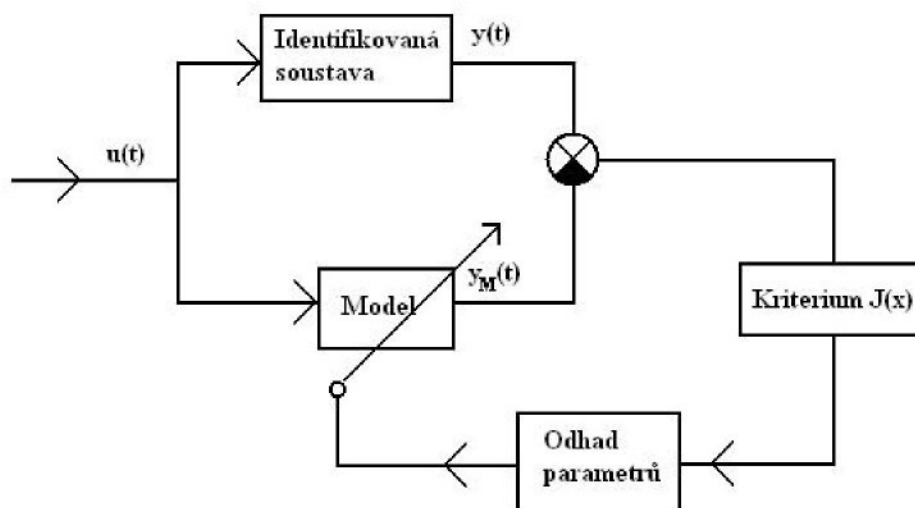
- jako Laplaceův obraz váhové funkce.

Více o možnostech nástroje Laplaceovy transformace viz [17, 24].

4.2.2 Hledání parametrů obrazového přenosu soustavy

Před určováním parametrů obrazového přenosu je nutné zvolit strukturu modelu identifikované soustavy. Struktura identifikace může být obdobná schématu na obrázku 10. Podle tohoto schématu vstupuje stejný signál do

skutečné soustavy i do modelu a rozdíl mezi výstupy je posouzen libovolným kritériem $J(x)$. Na základě hodnoty tohoto kritéria jsou postupně měněny parametry modelu a proces je opakován tak dlouho, dokud není dosaženo uspokojivé hodnoty kritéria J .



Obr. 12 - Struktura algoritmu hledání vhodného modelu soustavy

Jako míru shody mezi identifikovaným dynamickým systémem a jeho aproximací lineárním, časově neměnným modelem je možné užít kvadratické kritérium ve tvaru:

$$J_2(\bar{x}) = \int_0^T [y(t) - y_M(t)]^2 dt \approx \sum_{i=1}^N (y_i - y_{Mi})^2 \quad (36)$$

, kde

- J_2 je hodnota kvadratického kritéria,
- $\bar{x}$ vektor parametrů (koeficientů obrazového přenosu),
- $y(t), y_i$ odezva reálné soustavy,
- $y_M(t), y_{Mi}$ odezva modelu při simulaci.

Hledání odpovídajícího přenosu soustavy pro daný model je hledání minima funkce více proměnných - hodnota kvadratického kritéria J_2 je funkcí koeficientů obrazového přenosu.

4.2.3 Hledání extrému funkce více proměnných

Nederivační metody

Nederivační metody umožňují hledání extrému kriteriální podmínky pouze s využitím informací o jejím tvaru. Tyto metody vyžadují velký počet iterací (který značně narůstá s počtem optimalizovaných parametrů) ale nevyžadují zvláštní analytické přípravy. Proto se tyto metody v mnoha případech jeví jako efektivnější než derivační metody.

Mezi nederivační metody patří **Simplexová metoda**:

Je-li funkce $E(x_1, x_2, \dots, x_n)$ funkcí, jejíž extrém je hledán, pak simplexový algoritmus začíná nalezením $n+1$ parametrů, které z geometrického hlediska vytvářejí vrcholy polyedru - simplex. Optimalizace začíná počátečním odhadem proměnných $x_1, x_2, \dots, x_n$ a ty jsou upřesňeny tak, aby minimalizovali funkci $E(x)$. Necht' je počáteční odhad označen jako bod P_0 v n -rozměrném prostoru $P_0 = (x_1, x_2, \dots, x_n)$, který je použit k určení dalších bodů polyedru

$$P_1 = (1.1x_1, x_2, \dots, x_n),$$

$$P_2 = (x_1, 1.1x_2, \dots, x_n)$$

resp.

$$P_i = (x_1, 1.1x_2, \dots, 1.1x_i, \dots, x_n) \quad i = 1, 2, \dots, n. \quad (37)$$

Podle hodnot $E(P_0)$, $E(P_1)$, ..., $E(P_2)$ je označena minimální hodnota $E(P_i)$ pro P_i jako P_L a maximální hodnota P_H .

Odras:

Těžiště všech vrcholů (kromě maxima) je definováno:

$$C = \frac{1}{n} \sum_{\substack{i=0 \\ i \neq H}}^n P_i. \quad (38)$$

Zrcadlovým promítnutím P_H přes C je určen další bod

$$P_R = (1+\alpha)C - \alpha P_H \quad (39)$$

Pro $\alpha=1$ se bod P_R nachází ve stejné vzdálenosti od C jako P_H , ale na opačné straně (viz obr. 11). Pro zabránění případného nulování některého parametru je doporučeno volit $\alpha=0,9985$.

Prodloužení

V případě, že je v etapě odrazu získáno nové minimum, tedy platí $E(P_R) < E(P_L)$, je zřejmé, že výpočet je prováděn ve správném směru a je na místě prodloužení:

$$P_E = \beta P_R + (1 - \beta) C \quad (40)$$

Hodnotě $\beta = 2$ odpovídá dvojnásobné prodloužení oproti prodloužení odrazem. V praxi je vhodnější hodnota $\beta = 1,95$, která brání případné nestabilitě.

Podle toho, je-li $E(P_R)$ nebo $E(P_E)$ menší, je P_R , resp. P_E přemístěno na P_H . Tím vznikne nový simplex a proces odrazu je opakován.

Zkrácení

V případě, že $E(P_R) \geq E(P_L)$, je zřejmé, že výpočet je prováděn v nesprávném směru a je vhodné zkrácení:

$$P_E = \gamma P_H + (1 - \gamma) C \quad (41)$$

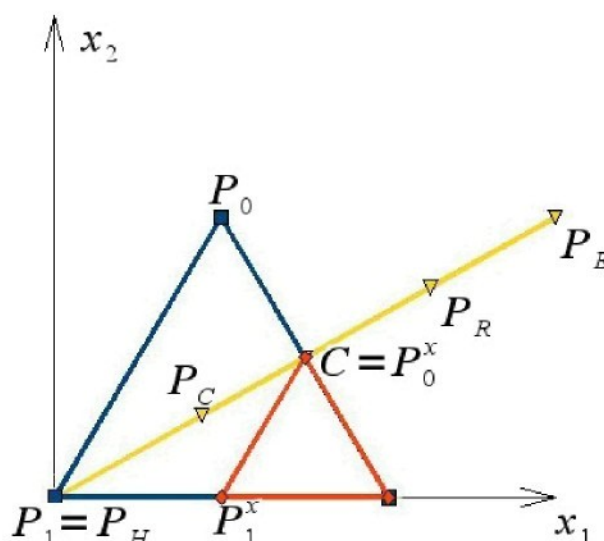
kde při $\gamma = 0,5$ je zkrácení provedeno na polovinu mezi P_H a P_C . V praxi je voleno $\gamma = 0,4985$. Záměnou P_C za P_H vznikne nový simplex a proces odrazu je opakován.

Zmenšení

Ke zmenšení je třeba přistoupit v případě, že etapa zkrácení ani etapa prodloužení nepřinesly lepší bod než P_H . Body jsou přepočítány podle vztahu:

$$P_i^* = P_i + 0,5 (P_L - P_i) \quad i = 1, 2, \dots, n \quad (42)$$

Tím se zmenší všechny hrany polyedru při zachování jeho orientace a vrcholu P_L - v případě dvourozměrné úlohy na obrázku 13 je nový polyedr označen P_0^*, P_1^*, P_L . Nově vzniklý simplex nahrazuje původní a výpočet pokračuje hledáním odrazu.



Obr. 13 - Simplexová metoda - odraz, prodloužení, zkrácení a zmenšení pro dvourozměrný simplex

Derivační metody

Tyto metody vyžadují znalost první, případně vyšších derivací účelové funkce. V jednodušších případech je možné zadat derivaci účelové funkce analyticky, ve složitějších případech je výpočet gradientu prováděn numericky.

Gradient účelové funkce:

$$\nabla E = \left(\frac{\partial E}{\partial x_1}, \frac{\partial E}{\partial x_2}, \dots, \frac{\partial E}{\partial x_n} \right) \quad (43)$$

udává směr, kterým účelová funkce E v daném bodě x nejrychleji roste. Gradient je kolmý k tečné nadrovině, sestavené v témže bodu k nadploše konstantní účelové funkce ($E(x) = \text{konst.}$). Pomocí gradientu lze aproximovat účelovou funkci na základě Taylorova rozvoje v okolí výchozího bodu x .

V případě, že účelová funkce je funkcí pouze jedné proměnné, platí:

$$E(x + \delta x) = E(x) + \frac{dE}{dx} \delta x + \frac{d^2 E}{dx^2} \frac{(\delta x)^2}{2!} \dots \quad (44)$$

Pro lineární aproximaci platí

$$E(x + \delta x) \approx E(x) + \frac{dE}{dx} \delta x \quad (45)$$

Zobecněním tohoto vztahu pro n proměnných platí lineární aproximace:

$$E(\mathbf{x} + \delta \mathbf{x}) \approx E(\mathbf{x}) + \frac{\partial E}{\partial x_1} \delta x_1 + \dots + \frac{\partial E}{\partial x_n} \delta x_n = \sum_{i=1}^n \frac{\partial E}{\partial x_i} \delta x_i \quad (46)$$

resp. využitím vztahu (35):

$$E(\mathbf{x} + \delta \mathbf{x}) \approx E(\mathbf{x}) + \nabla E^T \delta \mathbf{x} \quad (47)$$

V případě využití prvních a druhých derivací pro zobecněný vztah (36) pro n proměnných vznikne kvadratická aproximace:

$$E(\mathbf{x} + \delta \mathbf{x}) \approx E(\mathbf{x}) + \sum_{i=1}^n \frac{\partial E}{\partial x_i} \delta x_i + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n \frac{\partial^2 E}{\partial x_i \partial x_j} \delta x_i \delta x_j \quad (48)$$

resp.

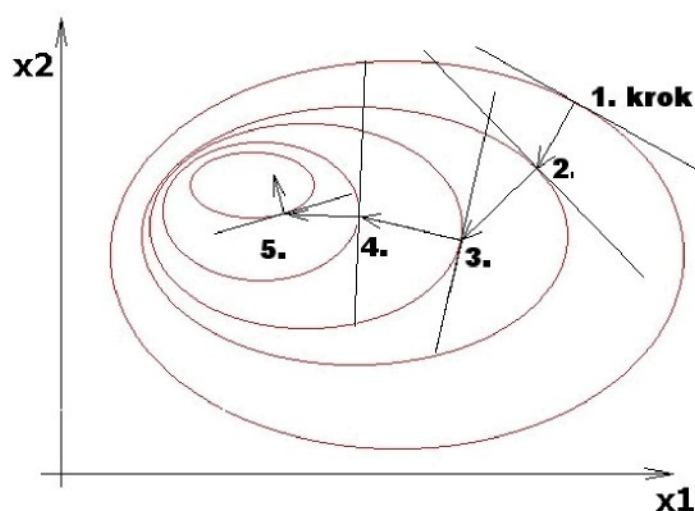
$$E(\mathbf{x} + \delta \mathbf{x}) \approx E(\mathbf{x}) + \nabla E^T \delta \mathbf{x} + \frac{1}{2} \delta \mathbf{x}^T \mathbf{H} \delta \mathbf{x} \quad (49)$$

kde

$$\mathbf{H} = \left[\frac{\partial^2 E(\mathbf{x})}{\partial x_i \partial x_j} \right] \quad (50)$$

je Hessova matice.

Mezi zástupce derivačních metod hledání extrému funkce více proměnných patří **Metoda největšího spádu** (využívající pouze prvních derivací zobecněného vztahu (44) a **Fletcher-Powelova metoda** (využívající i druhé derivace zobecněného vztahu (44) a Hessovu matici).



Obr. 14 - Princip metody největšího spádu

Metoda největšího spádu vychází z počátečního odhadu bodu $x = [x_1, x_2, \dots, x_n]$, který se v následujících krocích mění o přírůstek δx a to tak, aby se hodnota účelové funkce zmenšila. Vektor přírůstku je volen ve směru záporného gradientu

$$\delta x = -\alpha \nabla E(x), \quad (51)$$

kde konstanta α určuje poměrnou délku kroku a je vhodné ji stanovit některou z metod jednorozměrného hledání. Princip optimalizační cesty je patrný z obrázku 14.

Nederivační obdobou metody největšího spádu je **Gaussova metoda stanovení extrému více proměnných**. Tato metoda je založena na cyklickém výběru jedné složky vstupního vektoru x a hledání postupného extrému v jejím směru. Postupným cyklickým střídáním složek vektoru x je dosaženo lokálního extrému s požadovanou přesností.

Více o hledání extrému funkce více proměnných viz literatura [5, 6, 7, 12 nebo 22].

5 Identifikace hydraulických soustav

Aby bylo možné posoudit rozdílnost obou lineárních hydromotorů, je nutné provést jejich identifikaci.

5.1 Analytická identifikace hydraulických systémů

Fyzikálně-matematickou analýzou neboli modelováním hydraulických systému je obecně míněn matematický popis vlastností systémů s kapalinou v pohybu, kde tato kapalina je médiem pro transport a transformaci energie. Sestavování modelů hydraulických systémů vychází ze základních rovnic rovnováhy v klidu a v pohybu, aplikací základních vět z mechaniky tekutin, zákonů zachování hmotnosti a energie, atd..

5.1.1 Matematický model lineárního hydromotoru podle doc. Součka

Tento model je založen na blokovém diagramu podle literatury [27] a je platný pouze v okolí zvoleného pracovního bodu – uvažovaný pracovní bod je ve středu zdvihu při nulovém zatížení.

Na obrázku 13 je znázorněno převedení modelu doc. Součka do simulačního prostředí MATLAB Simulink. Základními vstupními parametry jsou průtoková konstanta servoventilu Kq , poloha šoupátka servoventilu X_s a napájecí tlak P_n . Dále do modelu vstupuje síla v Newtonech, výstupy jsou poloha a rychlost pístnice.

Vynásobením tří základních vstupních parametrů vznikne hodnota okamžitého průtoku servoventilem, která je omezena saturačním blokem, neboť i reálný průtok servoventilem je omezený. V sumačním bloku se sčítají průtoky vzniklé netěsnostmi, průtokem vzniklým pohybem pístu, atd..

Integrací změny průtoku je definována změna objemu:

$$\Delta V = \int dQ \approx \Delta Q \cdot \frac{1}{s} \quad (52)$$

Změna tlaku závisí na poměrné změně objemu a modulu pružnosti K pracovní kapaliny (hydraulického oleje)

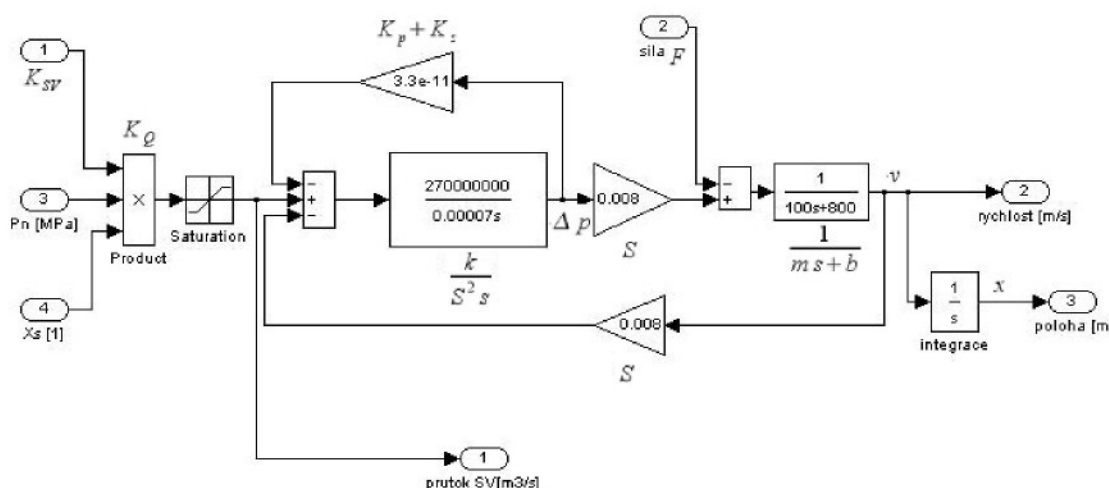
$$\Delta p = \frac{K \cdot \Delta V}{V} \quad (53)$$

Spojením vznikne blok ve tvaru přenosu

$$\frac{P(s)}{Q(s)} = \frac{K}{V} \cdot \frac{1}{s}, \quad (54)$$

který je ve schématu na obrázku 15 označen $k/s \cdot S^2$.

Vynásobením získaného rozdílu tlaku plochou pístu S vznikne síla, která po odečtení zatěžující síly působí na hmotu pístnice. Zrychlení soustavy je možné získat jednoduše vydělením síly hmotností na kterou působí a po integraci vznikne rychlost, další integrací poloha.



Obr. 15 - Model lineárního hydromotoru podle doc. Součka převedený do simulačního prostředí MATLAB Simulink

Následující kapitoly popisují aplikaci parametrů reálného (použitého) hydromotoru na model.

5.1.2 Parametry hydromotoru a servoventilu

Následně jsou uvedeny všechny známé údaje o konkrétním hydromotoru:

- Zdvih $h=100mm$
- Max. síla (nosnost) $F_{max}=200kN$ (při napájení $25MPa$)
- Průměr pístnice $d=130mm$
- Průměr válce $D=165mm$
- Max. průtok servoventilu $Q_{SVmax}=50l/min$ (při napájení $25MPa$)

Geometrie hydromotoru byla odečtena z výkresu sestavy, další uvedená data jsou štítkové údaje. Ostatní parametry potřebné pro sestavení modelu musí být dopočteny nebo odhadnuty.

Plochu pístu je možné určit dvěma způsoby – z geometrie pístu a z maximální síly při známém napájecím tlaku.

Plocha vypočtená z geometrie hydromotoru je:

$$S=0,008102m^2 \quad (55)$$

Kontrolou tohoto údaje může být výpočet plochy pístu hydromotoru z jeho maximální síly

$$p = \frac{F}{S} \rightarrow S = \frac{F_{max}}{p_N} = \frac{200 \cdot 10^3}{25 \cdot 10^6} = 8 \cdot 10^{-3} m^2 \quad (56)$$

V absolutním zdvihu H je zahrnut veškerý prostor zaplňovaný servoventilem (připojovací vedení, nevyužité prostory tzv. hydraulické kapsy) přepočtený přes plochu pístu.

$$H=150mm \quad (57)$$

Tento absolutní zdvih je potřebný pro výpočet tuhosti systému k . Hydraulický olej je stlačitelné médium (ze značné části vlivem vzduchu pohlceným kapalinou) a výsledná tuhost systému je tedy ovlivněna uzavřeným objemem kapaliny na obou stranách pístu. Je-li pracovní bod modelu uprostřed zdvihu pístu (vzhledem k symetrii lze uvažovat, že je to rovněž uprostřed zdvihu absolutního), kde je tuhost minimální, je možné pro výpočet tuhosti užít vztah pro výpočet minimální tuhosti pístu k_{min} (vztah vychází ze vztahu 6 odvozeného v kapitole 2.2)

$$k_{min} = \frac{4 \cdot K \cdot S}{H}, \quad (58)$$

kde K je modul pružnosti napájecí kapaliny (hydraulického oleje). Pro potřeby tohoto modelu je použito:

$$K=1,26 \cdot 10^9 N/m^2 \quad (59)$$

a tedy

$$k_{min} = 268 \cdot 10^6 \simeq 2,7 \cdot 10^8 N/m \quad (60)$$

Hmotnost pístnice m je přibližně odvozena z její geometrie (výrobní výkres sestavy) a z hustoty oceli:

$$m = 100 \text{ kg} \quad (61)$$

Viskozitní konstanta b zohledňuje vliv pasivních odporů (odpor mezi pístem a komorou) v závislosti na rychlosti pohybu pístu. Pro tento model je odhadnuta hodnota konstanty:

$$b = 800 \text{ N.s.m}^{-1} \quad (62)$$

Nepřesnost určení této konstanty nehraje velkou roli v chování modelu – vzhledem k napájecím tlakům není vliv tření tak velký jako třeba u pneumatických systémů.

Důležitější konstantou je konstanta K_q zohledňující změnu průtoku kapaliny servoventilem při změně polohy šoupátka servoventilu. Průtok servoventilem je dán vztahem:

$$Q = K_{sv} \cdot x_s \cdot \sqrt{p_{sv}} \quad (63)$$

kde

$$p_{sv} = p_0 - \Delta p_m \quad (64)$$

je tlakový spád na servoventilu.

Konstanta K_q je sklon průtokové charakteristiky (obr. 6) ve zvoleném pracovním bodě. V tomto konkrétním pracovním bodě představuje konstanta K_q převodní konstantu mezi průtokem servoventilem a polohou šoupátka:

$$K_Q = \frac{\partial Q_{sv}}{\partial x_s} \Rightarrow K_Q = \frac{Q_{svjm}}{x_{sjm}} = K_{sv} \cdot \sqrt{p_{sv}} \text{ pro } \Delta p = 0 \quad (65)$$

Jelikož oba servoventily na obou hydromotorech pro nás z hlediska tohoto modelu představují černou skříňku, není nutné znát přesně zdvih šoupátka uvnitř servoventilu – tedy zdvih šoupátka x_s (jednotkového rozměru) může být uvažován relativně v rozsahu od -1 do +1 (v nule je servoventil teoreticky uzavřen – skutečný průtok v poloze 0 je dán charakteristikou servoventilu ovlivněnou geometrií šoupátka.)

Proto pro potřeby modelu může být hodnota této konstanty vypočtena z maximálního průtoku servoventilem při určeném napájecím tlaku (štitkový údaj výrobce servoventilu):

$$K_Q = 3,3 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{MPa} \quad (66)$$

Konstanta K_p definuje změnu průtoku kapaliny netěsnostmi vlivem změny tlakového spádu na hydromotoru. Pro průtok Q platí:

$$Q_p = K_p \cdot \Delta p \quad (67)$$

$$K_p = \frac{\partial Q}{\partial \Delta p} \quad (68)$$

Zároveň průtok kapaliny závisí na poloze šoupátka servoventilu x_s

$$Q = x_s \cdot A \cdot \sqrt{p_N - \Delta p} \quad (69)$$

V konstantě A jsou sdruženy vlastnosti servoventilu a tekutiny za předpokladu nulového rozdílu tlaků v pracovním bodě tedy platí

$$Q = x_s \cdot A \cdot \sqrt{p_N} \quad (70)$$

$$x_s \cdot A = \frac{Q}{\sqrt{p_N}} \quad (71)$$

Jak již bylo uvedeno, poloha šoupátka servoventilu je uvažována relativně (velikost -1 až 1) a vyjadřuje tedy pouze směr a poměrné otevření servoventilu. Konverzní konstantu A je možno vyjádřit ze známého maximálního průtoku kapaliny při známém napájecím tlaku

$$A = \frac{Q_{SVmax}}{p_N} = 3,3 \cdot 10^{-11} \quad (72)$$

tedy

$$K_p = \frac{\partial Q}{\partial \Delta p} = \frac{-x_s \cdot A \cdot 1}{2 \cdot \sqrt{p_N - \Delta p}} \quad (73)$$

V pracovním bodě, kde $\Delta p = 0$ je $K_p = 3,3 \cdot 10^{-11}$.

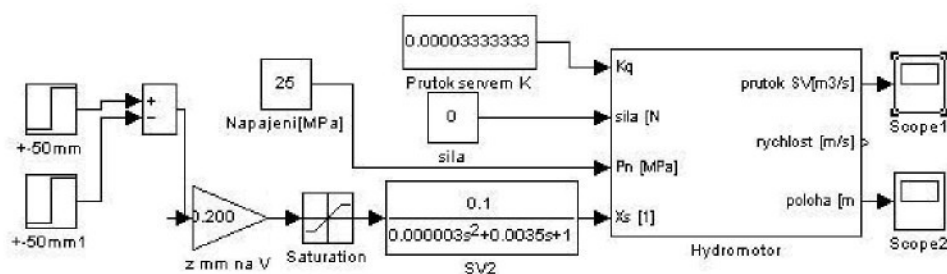
Vzhledem k tomu, že ve zvoleném pracovním bodě je tlakový rozdíl nulový, není nutné uvažovat průtok netěsnostmi.

Servoventil

Pro potřeby modelování v programu Matlab – Simulink je servoventil aproximován přenosovou funkcí druhého řádu s poměrným tlumením $\xi = 1$ a vlastní frekvencí $\omega = 100$ Hz. Tato přenosová funkce je zesílena hodnotou 0,1 tak, aby rozsahu řídicího napětí $\pm 10V$ odpovídala relativní pozici šoupátka servoventilu ± 1 .

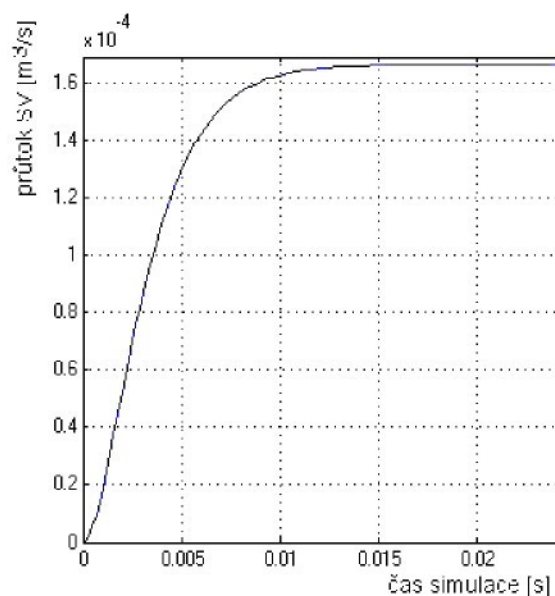
Vlastní sestavení modelu

Již dříve uvedené schéma (obrázek 15) zobrazuje převedení modelu podle doc. Součka do programu Matlab – Simulink. Toto schéma je použito jako subsystém v následujícím schématu, kde je připojen také blok servoventilu (obrázek 16).

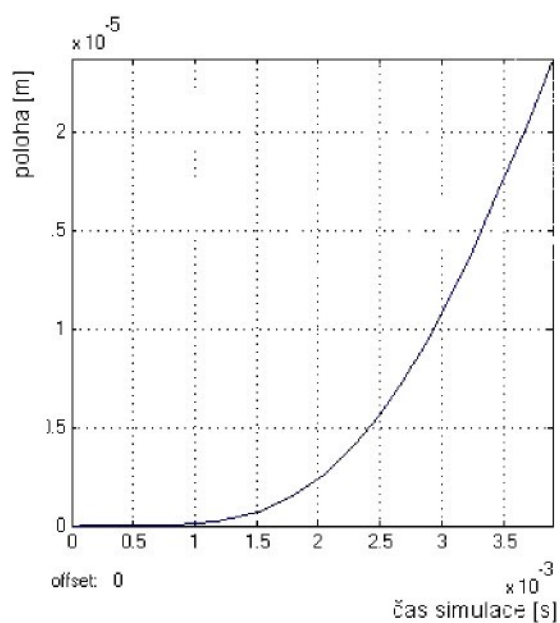


Obr. 16 - Schéma simulace

Pro ukázkou je na tomto modelu simulováno otevření servoventilu (skoková změna požadovaného průtoku) v případě, že je hydromotor zapojen v otevřené smyčce (bez polohové ani jiné zpětné vazby – což běžně systém RED neumožňuje). Saturační blok je použit aby zajistil omezení servoventilu – není možné překročit maximální průtok servoventilu – k tomuto jevu by mohlo dojít při simulaci uzavřené smyčky – výsledky by potom byly pochopitelně nesmyslné. Průběh simulace je zobrazen v následujících grafech.



Obr. 17 – Graf simulace průtoku servoventilem



Obr. 18 - Graf simulace polohy pístu

Graf na obrázku 17 zobrazuje průtok kapaliny servoventilem a další graf (obrázek 18) zobrazuje polohu pístnice hydromotoru.

Poznámka: Schémata modelů a grafy simulací byly vytvořeny v softwaru Matlab Simulink, jehož licenci má zakoupena Katedra aplikované kybernetiky Fakulty strojní Technické univerzity v Liberci

5.2 Experimentální identifikace obou hydromotorů

Přechodová charakteristika, získaná z odezev na skokový vstupní signál žádané polohy, je v podmínkách hydraulické laboratoře nejvhodnějším způsobem experimentální identifikace konkrétních hydromotorů. Vzhledem k charakteru hydromotoru a omezenému zdvihu soustavy není možné experimentovat na soustavě bez uzavřené regulační smyčky. Současné zapojení nedovoluje ani vyřazení regulátoru ze soustavy, ale řídicí systém umožňuje měnit nastavení jednotlivých složek PID. Ze známých konstant regulátoru je potom možné dopočítat přenos soustavy bez regulátoru.

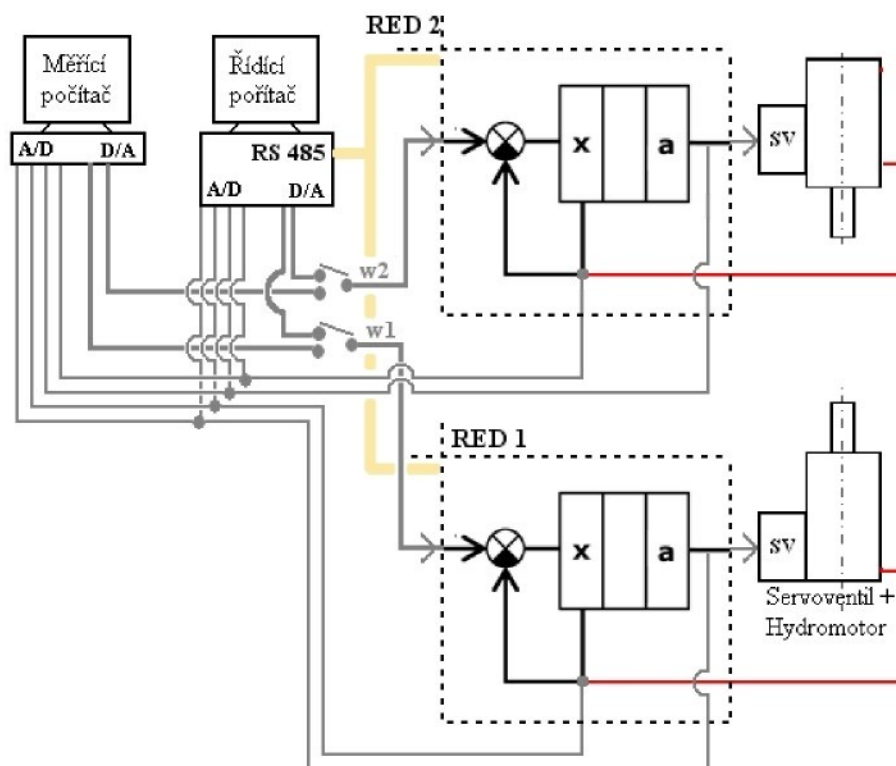
5.2.1 Zapojení měřicího obvodu, řídicí a měřicí počítač

Pro pochopení způsobu práce s hydraulickým zařízením v hydrodynamické laboratoři Technické univerzity v Liberci je důležité vysvětlit typickou koncepci řízení použitou v této laboratoři. V době sepisování práce je následující popis platný pouze pro zařízení, na kterém je aplikováno tandemové řízení dvou hydromotorů.

Řídicí systém hydraulického zařízení je popsán v jedné z předešlých kapitol (2.2.2). Tento řídicí systém RED je zodpovědný za řízení soustavy hydromotoru a servoventilu, ale pro snadnou a bezpečnou manipulaci je nutná další komunikační vrstva, kterou tvoří software instalovaný na počítači, jenž je pracovním označován za „**řídicí počítač**“. Je třeba zdůraznit, že toto označení je pouze pracovní avšak je vhodné jej dodržovat, neboť je to v laboratoři zavedený pojem. Pracovní označení je nesprávné proto, že v „řídicím“ počítači k řízení nedochází. O řízení se stará řídicí systém RED, ale jeho nastavení je měněno právě pomocí komunikačního rozhraní (SAF) na řídicím počítači. Z řídicího počítače je možné nastavovat parametry řízení (například konstanty PID regulátoru) nebo spouštět a zastavovat experimenty (jedná se tedy o ovládání soustavy). Žádaná hodnota (polohy, síly nebo jiné veličiny, přes kterou má být uzavřena zpětná vazba) je vedena koaxiálním kabelem z řídicího počítače do řídicího systému RED. Aby bylo možné vystavovat jako žádanou hodnotu libovolné signály z libovolných souborů, stačí na tento kabel přivést hodnotu napětí z tohoto externího zdroje – zadní panel řídicího počítače umožňuje toto přepojení.

„**Měřicím počítačem**“ je nazývána stanice, na které je instalován měřicí software. Tato stanice je převážně využívána ke snímání a ukládání naměřených

dat, ale disponuje i výstupní kartou a generovaný výstupní signál je možné připojit jako vstup řídicího systému RED.



Obr. 19 - Základní schéma zapojení

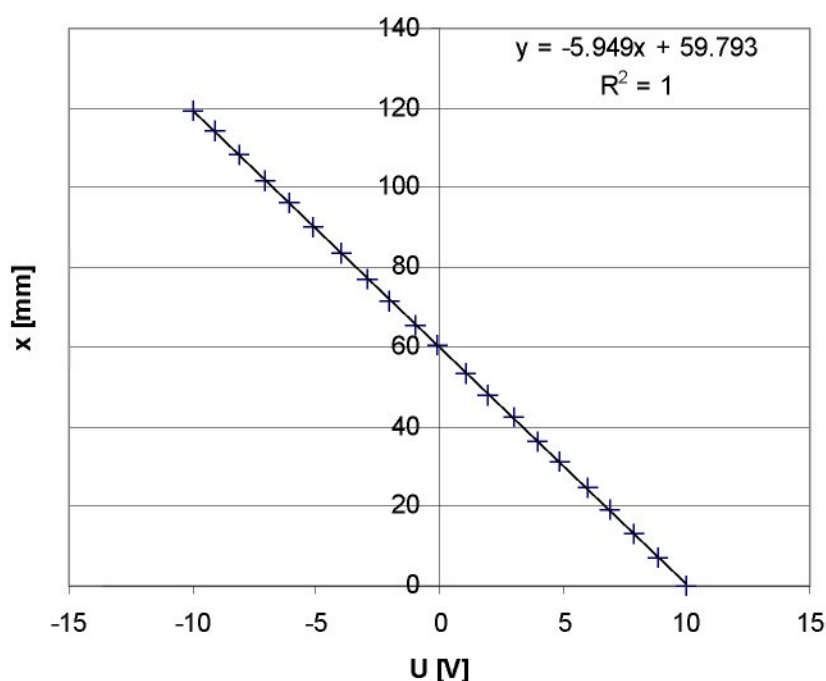
Schématicky je propojení řídicího počítače, měřicího počítače a řídicích systémů znázorněno na obrázku 19. V praxi se toto zapojení využívá tak, že řídicím počítačem je spuštěn a nastaven hydraulický systém a po přepnutí příslušných přepínačů je samotný experiment ovládán libovolným softwarem z počítače měřicího.

5.2.2 Kalibrace vnitřních LVDT snímačů

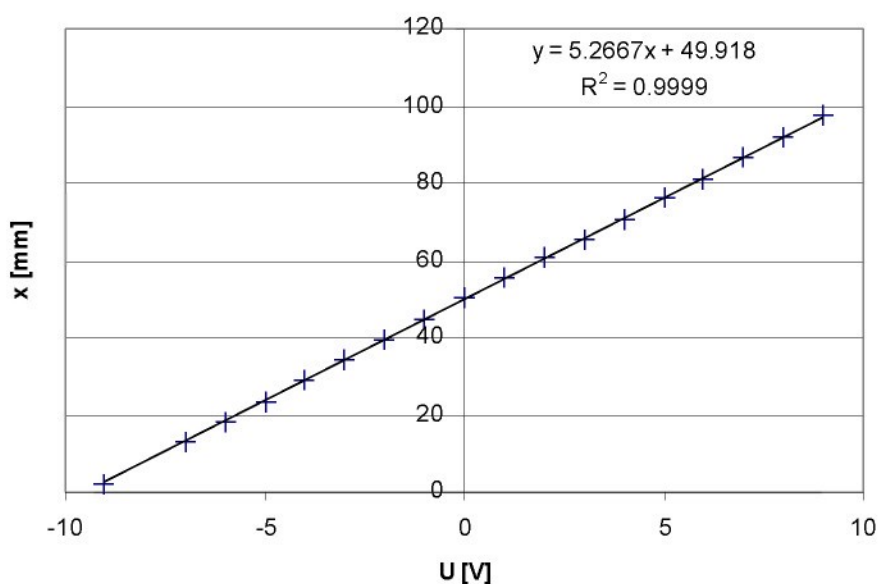
Pro relevantní posouzení vlastností obou hydromotorů je potřeba zajistit správnou kalibraci vnitřních LVDT snímačů polohy (signál z těchto snímačů je využit pro polohovou zpětnou vazbu v systému RED).

Tabulka 1 - Kalibrace vnitřního LVDT - dolní válec

U [V]	x [mm]
9.98	0.00
8.84	7.13
7.88	13.07
6.88	19.11
5.97	24.53
4.88	31.09
3.94	36.36
2.96	42.13
1.95	48.07
1.04	53.61
-0.12	60.45
-1.01	65.71
-1.99	71.50
-2.90	76.93
-4.00	83.55
-5.08	89.9
-6.06	96.07
-7.05	101.51
-8.13	108.08
-9.12	114.10
-10.00	119.54

**Tabulka 2 - Kalibrace vnitřního LVDT - horní válec**

U [V]	x [mm]
-9.03	2.17
-7.01	13.17
-6.00	18.08
-5.00	23.60
-4.00	28.90
-3.00	34.12
-2.00	39.51
-1.00	44.73
0.00	50.25
1.00	55.35
2.00	60.52
3.00	65.46
4.00	70.83
5.00	76.33
6.00	80.88
7.00	86.94
8.00	92.12
9.00	97.49



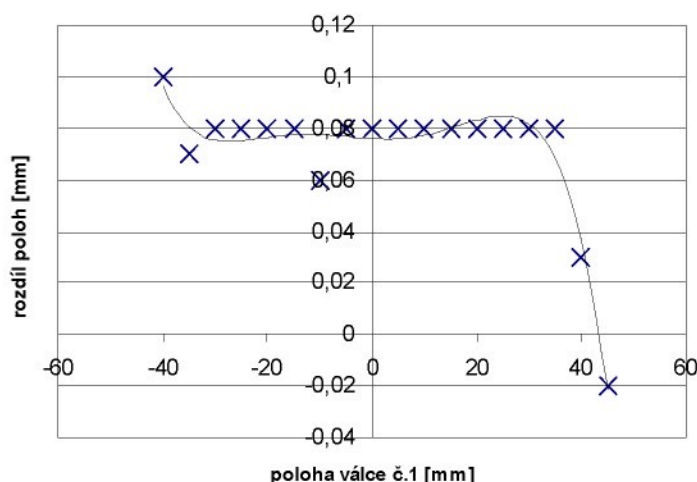
Pro kalibraci vnitřního LVDT se jeví nejvhodnější použít klasické posuvné měřidlo s dostatečným rozsahem. Konce pístnic hydromotorů s vnitřním závitem umožňují připevnění přípravku tak, aby bylo možné měřit posuvným měřidlem vždy rovnoběžně s osou pístnice. Výsledky kalibrace obou LVDT jsou v následujících tabulkách (tabulka 1, tabulka2), společně s odpovídajícími grafy.

5.2.3 Vzájemný polohový vztah obou válců

Správnost kalibrace vnitřních LVDT u obou válců je možné snadno ověřit. Za předpokladu, že alespoň jeden LVDT snímač je zkalibrován správně, je možné podle něj ověřit snímač druhý. Vzhledem k úloze, kdy je potřeba zajistit konstantní vzdálenost pístnic při pohybu, je vhodné a dostačující zjistit, je-li vzájemná vzdálenost pístnic v odpovídajících si polohách (+50mm prvního válce odpovídá -50 mm druhého válce a naopak) konstantní v celém pracovním zdvihu válců. Ověření bylo provedeno pomocí předem zkalibrovaného odporového snímače polohy.

Tabulka 3 – porovnání poloh válců (a jeho grafické znázornění)

válec 1 [mm]	Válec 2 [mm]	rozdíl poloh [mm]
-40.0	40.0	0.10
-35.0	35.0	0.07
-30.0	30.0	0.08
-25.0	25.0	0.08
-20.0	20.0	0.08
-15.0	15.0	0.08
-10.0	10.0	0.06
-5.0	5.0	0.08
0.0	0.0	0.08
5.0	-5.0	0.08
10.0	-10.0	0.08
15.0	-15.0	0.08
20.0	-20.0	0.08
25.0	-25.0	0.08
30.0	-30.0	0.08
35.0	-35.0	0.08
40.0	-40.0	0.03
45.0	-45.0	-0.02



Tento odporový snímač byl připevněn mezi válce hydromotorů ve stavu, kdy pístnice obou válců byly ustaveny v nulové poloze. Vzdálenost mezi pístnicemi byla v tu chvíli ustavena za nulovou a po vyladění offsetu snímače na zesilovači bylo zvýšeno zesílení pro vyšší citlivost snímače. Z důvodu bezpečnosti je výhodné, že snímač má měřitelný rozsah větší, než je možné dosáhnout úplným vysunutím respektive zasunutím válců. Vzhledem k tomu, co bylo měřeno je potřebný rozsah relativně malý – malému měřenému rozsahu tedy může být přiřazen celý rozsah výstupu (to je docíleno právě zmíněným zesílením).

Tabulka 3 s grafem dokazují, že v pracovním rozsahu (-35mm, 35mm) jsou polohy válců odpovídající. Rozdíly se projevují až při polohách mimo tento pracovní rozsah.

5.2.4 Předpoklady pro identifikaci

Ze systému RED je odečítán zásah akční veličiny. Servoventil je řízen proudem, ale z REDu vystupuje kontrolní informace ve formě napětí. Pro potřeby identifikace za účelem porovnání rozdílnosti dvou hydromotorů není potřeba zabývat se zjištěním skutečného protékaného proudu. Kalibrace vnitřních LVDT snímačů je popsána v předchozí kapitole.

Signálové propojení není třeba oproti standartnímu zapojení nijak upravovat. Na vstupní kartě měřicího počítače je snímána žádaná hodnota polohy vstupující do systému, poloha pístu a akční zásah (v případě nastavení jednotlivých složek regulátoru podle tabulky 4 „P regulátor“ je to zároveň hodnota odpovídající regulační odchylce e , což je napětí odpovídající proudu protékanému cívkou servoventilu).

Analogové výstupy z karty měřicího počítače jsou přivedeny na analogové vstupní kanály řídicího počítače. Pokud jsou tyto kanály přepnuty na externí vstup, je tím zajištěno, že signál z měřicího počítače přepínači na zadní části řídicího počítače je veden jako žádaná hodnota do řídicího systému RED.

Následující tabulka (tabulka 4) ukazuje nastavení regulátoru pro dvě varianty měření (s regulátorem P a PI). Optimální nastavení regulátoru je nejčastěji používaným optimalizovaným nastavením. Nastavení „bez regulátoru“ představuje uzavřenou regulační smyčku se zápornou zpětnou vazbou, kde regulátor zasahuje pouze jednotkovou hodnotou proporcionální složky.

Tabulka 4 – Nastavení PID složek regulátoru

složka	PI regulátor	P regulátor	jednotka
P	3,2	1,0	
I	1800,0	0,0	Hz
D	0,0	0,0	ms

Obrazový přenos PID regulátoru je možno zapsat ve tvaru:

$$R(s) = K_P \cdot \left[1 + \frac{1}{T_I \cdot s} + T_D \cdot s \right] = r_0 + \frac{r_1}{s} + r_2 \cdot s, \quad (74)$$

kde

K_P je proporcionální zesílení všech složek regulátoru,

T_I integrační časová konstanta,

T_D derivační časová konstanta.

Z něj vyplývají fyzikální rozměry jednotlivých složek podle tabulky 4, kde

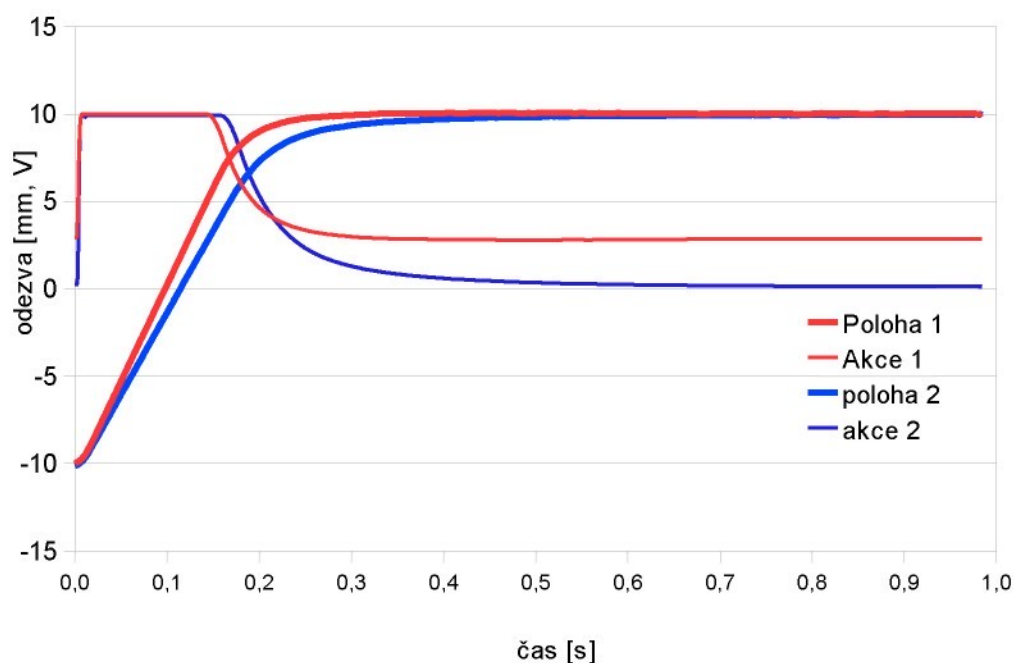
$P = r_0 = K_P$ proporcionální zesílení [1],

$I = r_1 = K_P / T_I$ proporcionální zesílení integrační složky [Hz]

$D = r_2 = K_P \cdot T_D$ proporcionální zesílení derivační složky [s].

5.2.5 Přejchodová charakteristika uzavřené smyčky - volba vhodného signálu

Graf 20 zobrazuje nevhodně zvolenou velikost skokové změny vstupního signálu při získávání dat pro přechodovou charakteristiku. Dochází zde k saturaci zpětnovazebních akčních zásahů (v grafu označeno jako Akce 1,2), což znamená, že servoventil je v tu chvíli v krajní poloze a průtok je roven maximálnímu průtoku servoventilem (pokud tomu odpovídá napájení).



Obr. 20 - Skoková změna vstupního signálu žádané polohy vedoucí k saturaci servoventilu

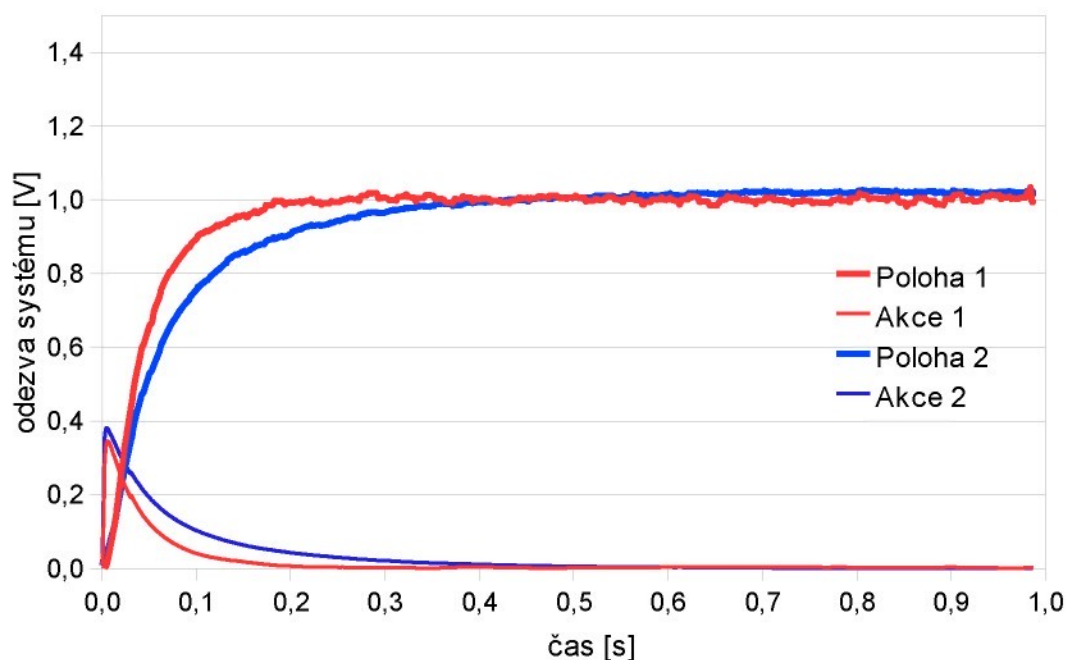
Tato vlastnost zpětnovazební smyčky zdůrazňuje důležitost vhodné volby velikosti testovacího signálu.

Odezva soustavy na skok žádané polohy je doprovázena velkým odběrem tlakové kapaliny ze systému, a proto je vhodné provádět měření odděleně, vždy jen na jednom hydromotoru.

Souřadné systémy obou hydromotorů jsou vůči sobě obrácené, a to je nutné vzít v úvahu při vzájemném porovnávání naměřených dat. V klidovém stavu působí na pístnici hydromotoru pouze její tíhová síla, která způsobuje regulační odchylku, a proto servoventilem neustále protéká kapalina (i když píst stojí). Další vlastností spojenou se zmíněným problémem a neopomenutelnou při porovnávání obou hydromotorů je nevyváženost servoventilů.

Z výše zmíněných důvodů je pro porovnávání naměřených dat signál jednoho z hydromotorů převrácen a oba akční zásahy jsou posunuty tak, aby se jejich ustálené hodnoty blížily nule.

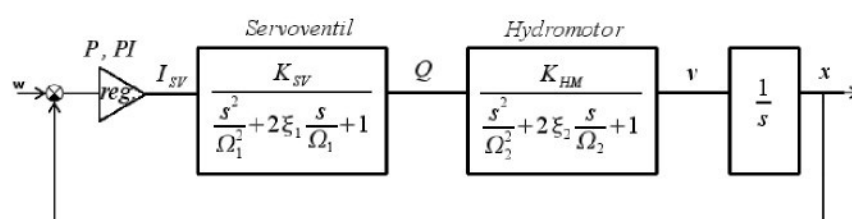
5.2.6 Obrazový přenos uzavřené smyčky s P regulací



Obr. 21 - Přechodové charakteristiky obou válců

V přechodové charakteristice na obrázku 21 jsou popsány signály Poloha 1, 2 a Akce 1, 2. Signál nazvaný Akce je hodnota ve voltech (výstup řídicího systému RED) odpovídající akčnímu zásahu servoventilu (servoventil je řízen proudem).

Podle zkušeností, vycházejících z modelování lineárního hydromotoru se servoventilem [21 a 27] lze toto spojení servoventilu a hydromotoru považovat za spojení dvou soustav druhého řádu s řádově rozdílnými vlastními frekvencemi a poměrnými tlumeními podle schématu na obrázku 22. Pro přenos servoventilu je vstupem řídicí proud a výstupem je průtok servoventilem, který je vstupem přenosu hydromotoru. Jeho výstupem je rychlost pohybu pístu. Přes polohu, získanou integrací rychlosti, je uzavřena zpětná vazba. Regulátor je uvažován ve dvou variantách podle tabulky 4.



Obr. 22 - Uvažovaný model soustavy hydromotoru a servoventilu v uzavřené smyčce

Přenos otevřené smyčky podle modelu na obrázku 22 je:

$$F(s) = \frac{K_{SV}}{\frac{s^2}{\Omega_1^2} + 2\xi_1 \frac{s}{\Omega_1} + 1} \cdot \frac{K_{HM}}{\frac{s^2}{\Omega_2^2} + 2\xi_2 \frac{s}{\Omega_2} + 1} \cdot \frac{1}{s}. \quad (75)$$

Jsou-li tedy soustavy servoventilu i hydromotoru nahrazeny přenosem druhého řádu, vznikne jejich spojením přenos čtvrtého řádu. Naměřená data byla získána na uzavřené regulační smyčce s polohovou zpětnou vazbou a proto je hledána shoda měření s modelem ve tvaru (přenos pátého řádu):

$$G(s) = \frac{K}{\tau_1 s^5 + \tau_2 s^4 + \tau_3 s^3 + \tau_4 s^2 + \tau_5 s + 1}. \quad (76)$$

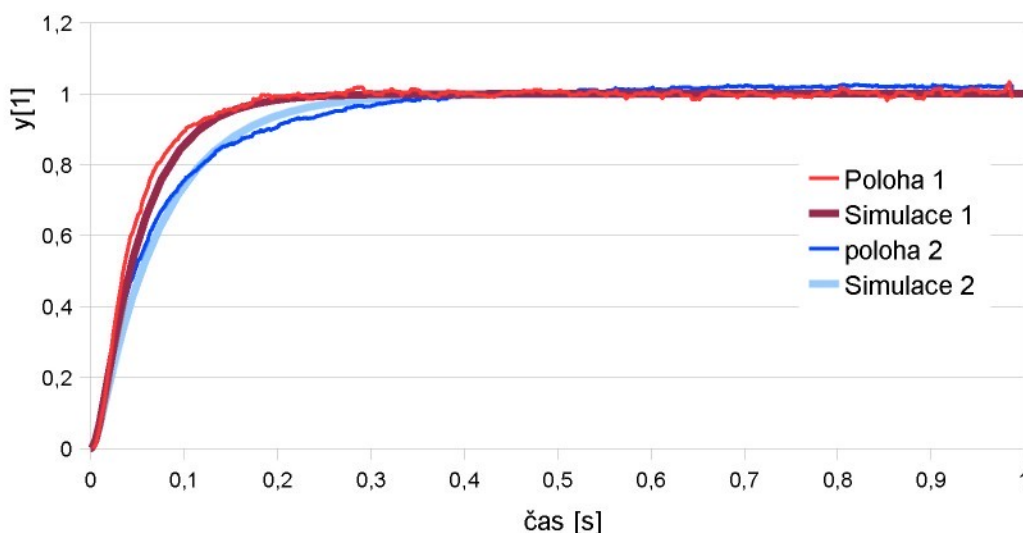
Z grafu odhadnuté velikosti časových konstant jsou výchozími hodnotami při použití programu v programovém prostředí MATLAB, který využívá jako míru shody modelu a skutečné soustavy. Algoritmus programu (obrázek 12) spočívá v postupné změně parametrů modelu, následné simulaci a porovnání shody simulace na modelu s naměřenými daty. Nejvhodněji soustavy aproximují přenosy:

$$G_1(s) = \frac{1}{10^{-12} s^5 + 10^{-9} s^4 + 10^{-6} s^3 + 4 \cdot 10^{-4} s^2 + 0,055 s + 1} \quad (77)$$

a

$$G_2(s) = \frac{1}{10^{-12} + 10^{-9}s^4 + 10^{-6}s^3 + 4 \cdot 10^{-4}s^2 + 0,075s + 1} \quad (78)$$

Přiblížení reálnému systému je vyjádřeno porovnáním simulace a naměřených dat v grafu 23.



Obr. 23 – Porovnání naměřených přechodových charakteristik se simulacemi

Z důvodů popsaných v kapitole 5.2.1 se jedná o přenos uzavřené smyčky se zápornou zpětnou vazbou, pro kterou platí:

$$G(s) = \frac{F(s)}{1 + F(s)} \quad (79)$$

Tedy přenos otevřené smyčky získaný jednoduchou úpravou:

$$F(s) = \frac{G(s)}{1 - G(s)} \quad (80)$$

Po dosazení přenosů (77, 79) a po úpravách vypadají získané přenosy soustav hydromotorů a servoventilů:

$$F_1(s) = \frac{1}{10^{-12}s^5 + 10^{-9}s^4 + 10^{-6}s^3 + 4 \cdot 10^{-4}s^2 + 0,055s}, \quad (81)$$

$$F_1(s) = \frac{1}{s(10^{-12}s^4 + 10^{-9}s^3 + 10^{-6}s^2 + 4 \cdot 10^{-4}s + 0,055)}$$

respektive

$$F_2(s) = \frac{1}{s(10^{-12}s^4 + 10^{-9}s^3 + 10^{-6}s^2 + 4 \cdot 10^{-4}s + 0,075)}. \quad (82)$$

Je jasné, že v obou případech se jedná o astatickou soustavu. Astatismus lze jednoduše vysvětlit: Servoventil nastavený v jediné, skokem nastavené poloze by posouval píst donekonečna, respektive do mechanických mezí hydromotoru. Je to zásadní problém znesnadňující měření přechodové charakteristiky otevřené smyčky.

Za předpokladu, že získané přenosy $F_1(s)$, $F_2(s)$ jsou součástí modelu podle obrázku 22, je možné rozepsat tyto přenosy do tvaru (75). Odstranění integračního členu sníží řád rovnice a pro rozepsání do tvaru (75) je nutné najít kořeny rovnice:

$$10^{-12}s^4 + 10^{-9}s^3 + 10^{-6}s^2 + 4 \cdot 10^{-4}s + 0,055 = 0, \quad (83)$$

pro první hydromotor a pro druhý hydromotor obdobně:

$$10^{-12}s^4 + 10^{-9}s^3 + 10^{-6}s^2 + 4 \cdot 10^{-4}s + 0,075 = 0. \quad (84)$$

Kořeny rovnice (83), vypočtené numericky v OS programu OCTAVE, pro první hydromotor jsou:

$$\begin{bmatrix} k_{11} \\ k_{12} \\ k_{13} \\ k_{14} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -229,44 + 785,43i \\ -229,44 - 785,43i \\ -270,56 + 94,56i \\ -270,56 - 94,56i \end{bmatrix}. \quad (85)$$

Po dosazení a roznásobení členů s komplexně sdruženými kořeny je možné přenos (82) rozepsat do tvaru

$$F_1(s) = \frac{1}{(s - k_{11}) \cdot (s - k_{12})} \cdot \frac{1}{(s - k_{13}) \cdot (s - k_{14})} \cdot \frac{1}{s}, \quad (86)$$

$$F_1(s) = \frac{1}{s^2 - (k_{11} + k_{12})s + k_{11} \cdot k_{12}} \cdot \frac{1}{s^2 - (k_{13} + k_{14})s + k_{13} \cdot k_{14}} \cdot \frac{1}{s}. \quad (87)$$

Po dosazení, roznásobení a vyjádření podle (75) vycházejí vlastní frekvence a poměrná tlumení následovně:

$$\begin{bmatrix} \Omega_{11} \\ \xi_{11} \end{bmatrix} \approx \begin{bmatrix} 300 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \\ 0,9 \end{bmatrix}, \quad (88)$$

kteřé lze s největší pravděpodobností považovat za konstanty servoventilu. (Zápis frekvence a poměrného tlumení je uveden ve formě vektoru pouze z

důvodu přehlednosti) Další (zbylé) konstanty vyjadřují konstanty lineárního hydraulického válce:

$$\begin{bmatrix} \Omega_{12} \\ \xi_{12} \end{bmatrix} \approx \begin{bmatrix} 800 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \\ 0,3 \end{bmatrix}. \quad (89)$$

Obdobně pro druhý hydromotor jsou pro rovnici (84) nalezeny kořeny polynomu:

$$\begin{bmatrix} k_{21} \\ k_{22} \\ k_{23} \\ k_{24} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -226,80 + 763,14i \\ -226,80 - 763,14i \\ -273,20 + 209,02i \\ -273,20 - 209,02i \end{bmatrix} \quad (90)$$

a stejným postupem dopočteny konstanty druhého servoventilu:

$$\begin{bmatrix} \Omega_{21} \\ \xi_{21} \end{bmatrix} \approx \begin{bmatrix} 350 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \\ 0,8 \end{bmatrix} \quad (91)$$

a druhého válce:

$$\begin{bmatrix} \Omega_{22} \\ \xi_{22} \end{bmatrix} \approx \begin{bmatrix} 800 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \\ 0,3 \end{bmatrix}. \quad (92)$$

5.2.7 Obrazový přenos soustavy s PI regulátorem

Obrazový přenos regulované soustavy je možné vypočítat z přenosu otevřené smyčky neregulované soustavy a z nastavení regulátoru.

Přenos regulátoru nastaveného podle tabulky 4 je:

$$R_1(s) = 3,2 + \frac{3,2}{1800s} = \frac{3,2s + 0,001\bar{7}}{s} \quad (93)$$

Přenos uzavřené zpětnovazební smyčky s regulátorem je:

$$G_{RI}(s) = \frac{R_1(s) \cdot F_1(s)}{1 + R_1(s) \cdot F_1(s)}, \quad (94)$$

po dosazení zjednodušeného přenosu (81) a několika úpravách:

$$G_{RI}(s) = \frac{3,2s + 0,001\bar{7}}{10^{-6}s^4 + 0,0004s^3 + 0,055s^2 + 3,2s + 0,001\bar{7}}, \quad (95a)$$

$$G_{RI}(s) = \frac{1800s + 1}{5,6 \cdot 10^{-4}s^4 + 0,225s^3 + 31s^2 + 1800s + 1}, \quad (95b)$$

$$G_{RI}(s) = \frac{1}{3 \cdot 10^{-7} s^3 + 1,25 \cdot 10^{-4} s^2 + 0,018 s + 1} \quad (95c)$$

Obrazový přenos regulované soustavy na druhém hydromotoru není z pohledu této práce zajímavý, neboť jak je zřejmé z pozdějších kapitol, servoventil druhého hydromotoru je ve finální soustavě ovládán v závislosti na servoventilu hydromotoru prvního a není tedy řízen v polohové zpětné vazbě s PI regulátorem tak, jak je tomu v případě prvního (řídícího) hydromotoru.

5.2.8 Výsledky identifikace

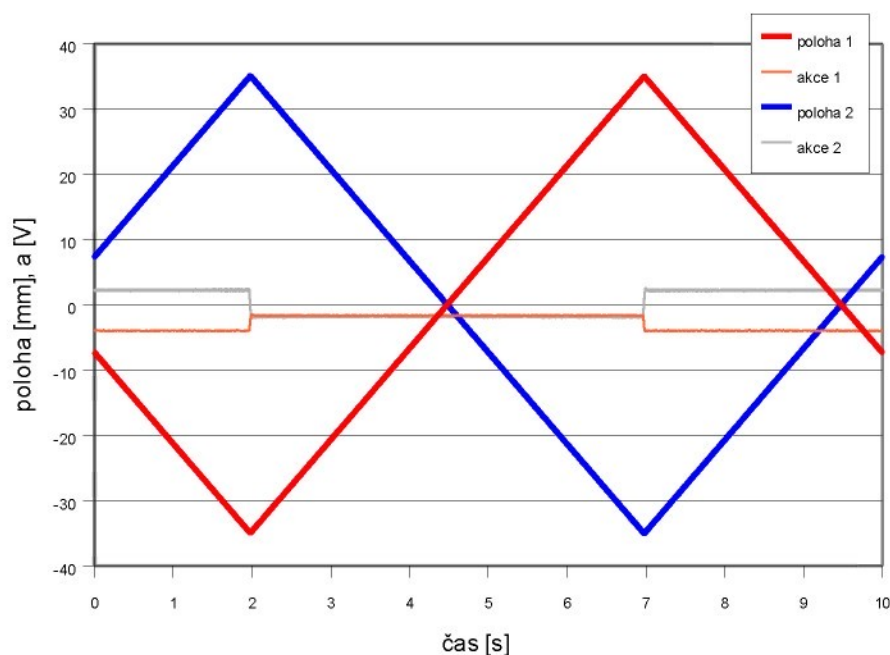
Přestože geometrie druhého hydromotoru je podle štítkových údajů stejná jako geometrie hydromotoru prvního, identifikace odhalila drobné rozdíly v jejich chování. Již z předběžné analýzy dat získaných při buzení obou válců skokovou změnou (tak, aby bylo docíleno ustáleného maximálního průtoku servoventilem) vyplývá, že horní válec je přibližně o 15% pomalejší. Výrazný vliv na tento rozdíl má servoventil. Rozdílné chování servoventilů je vystiženo a popsán v jedné z následujících kapitol (7.4) v části práce, která se zabývá řízením dvou lineárních hydromotorů v tandemu.

Předběžný pohled na situaci by mohl vést k závěru, že nižší maximální rychlost druhého hydromotoru (pomocný, vlečený hydromotor v tandemové dvojici) vede k omezení celkové rychlosti finální tandemové dvojice. Simuace (kapitola 6.2.1) však dokazují, že v případě společného silového působení na třetí soustavu je rozhodující součet výkonů.

6 Úkol řízení dvou lineárních hydromotorů v tandemu

Hlavním cílem je synchronizovat dva rozdílné lineární hydromotory, které jsou umístěny v jedné ose pístnicemi proti sobě tak, aby jeden hydromotor vypomáhal druhému při dynamickém působení na soustavu s tlumičem umístěnou mezi pístnicemi hydromotorů. Jeden samostatný hydromotor neposkytuje dostatečný výkon pro experimenty, a proto je ke spolupráci zapotřebí pomoc hydromotoru druhého.

Zřejmým problémem této synchronizace jsou odlišné vlastnosti obou hydropulzních zařízení. Další problémy se objevují ve fázi seznamování s řídicím systémem od firmy INOVA a během identifikace.



Obr. 24 - Ukázka řízení obou válců v polohové ZV (pilový signál 0,1 Hz, 35mm)

Graf 24 zobrazuje výsledek řízení obou válců v polohové zpětné vazbě. Hodnoty poloh jsou vzájemně obrácené, protože válce jsou umístěny pístnicemi proti sobě (tím jsou vůči sobě otočeny jejich souřadné systémy). Z grafu je názorně vidět, že i akční zásahy si odpovídají.

6.1 Možné postupy řešení

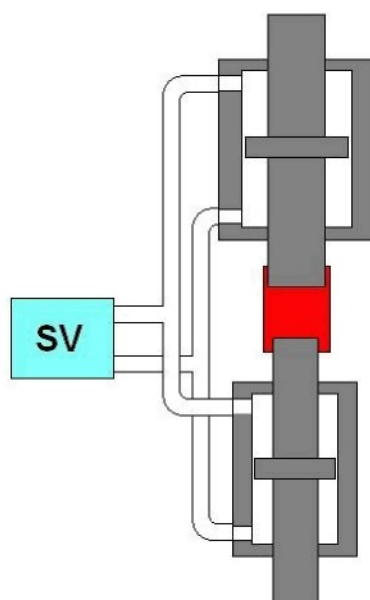
Následující 3 podkapitoly představují některá řešení, o kterých je možné uvažovat v podmínkách hydrodynamické laboratoře v Liberci – Vesci. Z pouhého názoru i s malými zkušenostmi je jasné, že mají-li spolupracovat dva (byť jen

lehce rozdílné) lineární hydromotory, není vhodné řídit oba v polohové zpětné vazbě. Totožné průběhy žádaných poloh nemohou zajistit stejné regulační odchylky a tím totožný průběh polohy. Dále sčítání silových účinků, dopravních zpoždění, reakčních dob nebo pružnosti soustavy by mohlo způsobovat rázy, zbytečné namáhání soustavy mezi pístnicemi či obdobné problémy. Jistě by mohla nastat i situace, kdy posun jedné pístnice druhou by způsobil opačnou regulační odchylku a tím pádem by jeden píst působil proti druhému (což sice nemusí být vždy na obtíž, ale z hlediska namáhání soustavy je to neefektivní).

Tandemová spolupráce jistě není novým problémem. Obdobným příkladem z běžného života může být řezání dvojmužnou rámovou pilou. Dva lineární hydromotory, které jsou umístěny v jedné ose pístnicemi proti sobě a které působí na soustavu mezi nimi, mohou být nahrazeny dvěma dřevorubci s pažemi proti sobě v jedné ose působící silově na pilu umístěnou mezi nimi. Ani tyto dva dřevorubci nepracují v polohové zpětné vazbě. Aniž si to uvědomují, jeden z dřevorubců určuje trajektorii pily a druhý silově vypomáhá v určeném směru tak, aby výslednice sil umožňovala snazší posun pily po řezaném objektu.

6.1.1 Společný servoventil pro oba válce

Společný servoventil (viz obr. 25) zajišťuje stejné tlaky na odpovídajících stranách obou pístů. Jsou li oba **válce pevně spojeny**, šíří se kapalina potrubím cestou nejmenšího odporu a soustava se chová jako jediný lineární hydromotor s plochou pístu rovnou součtu ploch obou válců. Problémem tohoto uspořádání je nutnost delšího vedení mezi servoventilem a válci. V tomto konkrétním případě je nutná také variabilita soustavy – nemohou být použity pevné kovové trubky místo hadic, čímž se velmi omezí tuhost soustavy. I v případě použití kovových trubek by tuhost byla omezena vlivem stlačitelnosti kapaliny. Ideální kapalina je sice nestlačitelná, ale v reálných podmínkách jsou tyto vlastnosti nedosažitelné (vzduch pohlcený olejem).



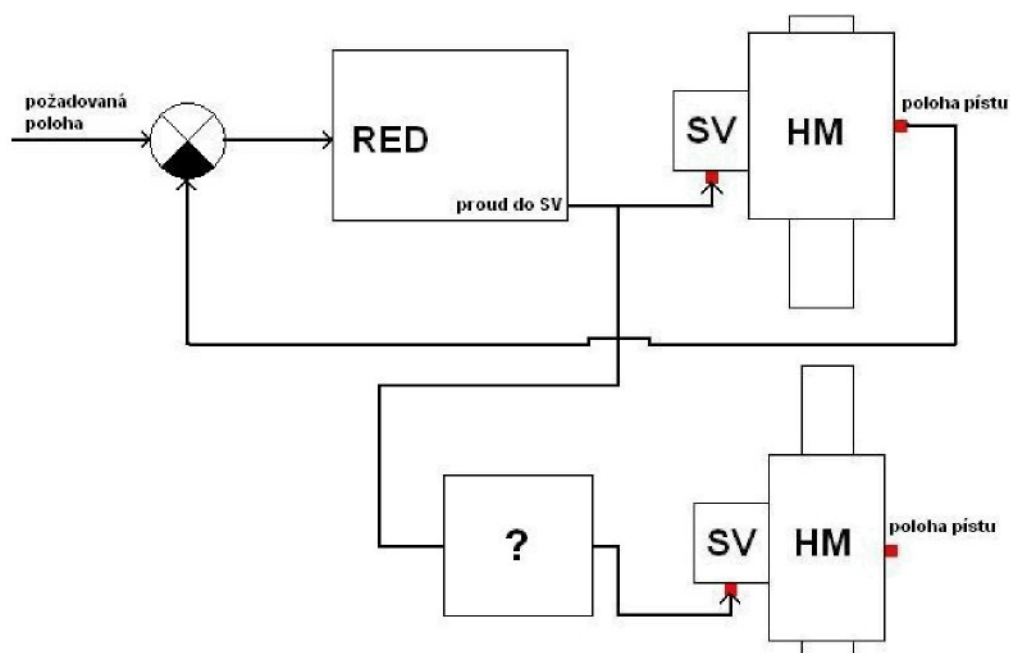
Obr. 25 - Společný servoventil

6.1.2 Řešení s tlakovými snímači

Dalším uvažovaným postupem je využití snímačů tlaku kapaliny (pod a nad pístem) k zpětnovazebné regulaci tlaku (resp. tlakového spádu) jednoho válce podle druhého. Teoreticky se tak docílí obdobných vlastností jako v předešlém bodě. Představa takového způsobu řešení je ovšem dosti náročná (vzhledem k citlivosti tlakových snímačů).

6.1.3 Přímé řízení servoventilu

V tomto případě je první lineární hydromotor řízen klasicky v polohové zpětné vazbě. Akční zásah první smyčky (konkrétně řídicí napětí prvního servoventilu) se stává řídicím signálem pro servoventil druhého lineárního hydromotoru. Poloha šoupátka servoventilu druhého hydromotoru je tak přímo úměrná poloze šoupátka servoventilu hydromotoru řídicího. Rozborem situace je nutné nalézt vhodný vztah mezi akčním zásahem a řídicím signálem – korekci.



Obr. 26 - Společné řízení servoventilů – základní idea

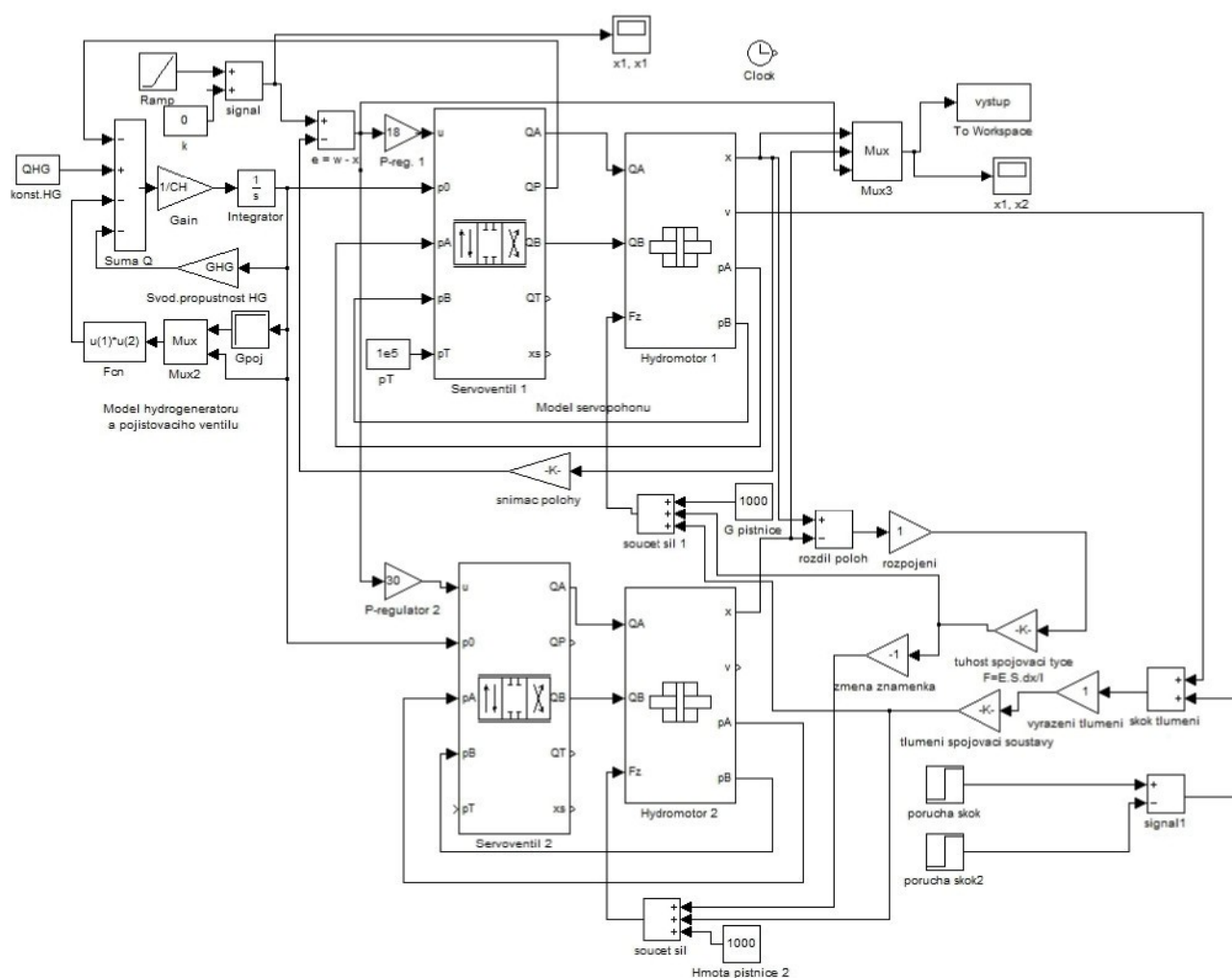
6.2 Zvolený způsob zapojení

Pro tuto práci bylo vybráno poslední ze jmenovaných řešení (viz 6.1.3). Schéma na obrázku 26 velmi zjednodušeně zobrazuje daný problém. Reálné zapojení je závislé na možnostech řídicího systému RED s využitím třetího zesilovače pro zapojení zpětné vazby. Základní nastavení smyčky je provedeno pomocí programu SAF 306 od firmy INOVA, který je instalován na řídicím počítači a je nedílnou součástí řídicího systému. Soustava je ovládána pomocí softwaru vytvořeného v programovacím prostředí LabView z měřicího počítače. Pojem měřicí počítač je zde a v další práci použit pro počítač, který přímo nekomunikuje s řídicím systémem, ale na jeho měřicí kartu jsou přivedeny potřebné signály (z REDu i z jiných zdrojů). Řídicí počítač umožňuje přivedení výstupních signálů z měřicího počítače do řídicího systému RED.

Pro správnou funkci soustavy je zapotřebí zjistit vzájemnou závislost řídicích signálů obou servoventilů (ve schématu označeno otazníkem). Tato závislost vyjadřuje velikost zesílení řídicího signálu prvního servoventilu před tím, než se stane řídicím signálem servoventilu druhého. Tím je docíleno toho, že se oba válce pohybují stejnou rychlostí i směrem respektive směrem opačným. (Opačným směrem proto, že souřadné systémy obou válců jsou proti sobě otočeny – aby válce konaly požadovaný společný pohyb musí se jeden zasouvat a druhý vysouvat.)

6.2.1 Počítačová simulace zvoleného zapojení

V simulačním programu MATLAB Simulink byl aplikován model podle [21], který je použit ve schématu řízení druhého servoventilu podle prvního, při společném působení na soustavu mezi nimi.

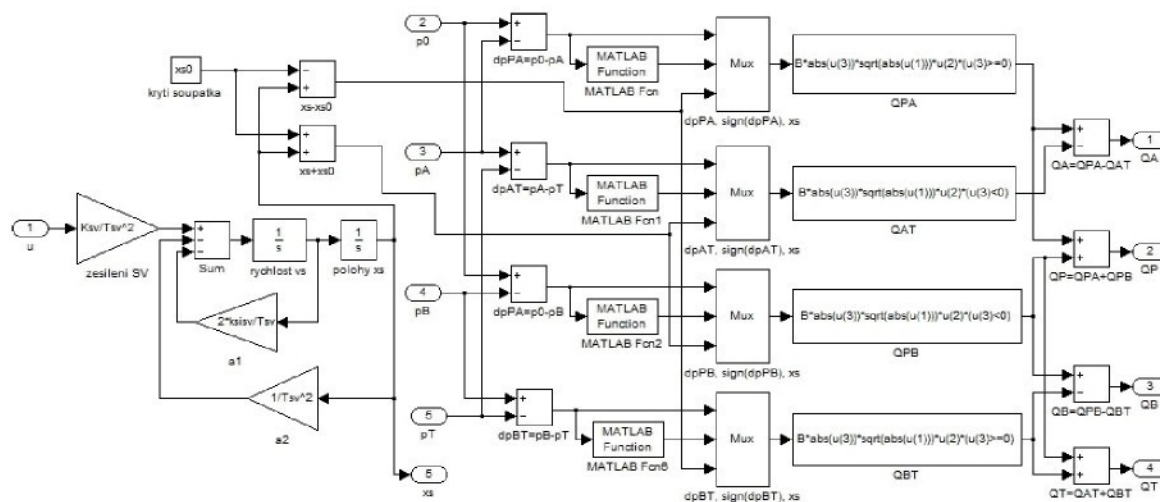


Obr. 27 – Simulační schéma tandemového řízení

Ve schématu na obrázku 27 je znázorněno toto upravené zapojení. Pro potřeby posouzení vhodnosti způsobu zapojení není nutné, aby simulované hydromotory přesně odpovídaly skutečným parametrům. Záměrně jsou ale parametry hydromotorů upraveny tak, aby byl druhý hydromotor relativně pomalejší (viz 5.2.8 Výsledky identifikace). Zesílení *P-regulátor 2* je nastaveno na vyšší hodnotu, aby odezva na skok žádané polohy v nezatíženém stavu byla co nejpodobnější odezvě prvního hydromotoru. Zatěžující síla F_z na každém hydromotoru je dána součtem konstantní tíhové síly pístnice ($G=1000N$), silou tlumení spojovací soustavy, která je přímo úměrná rychlosti pohybu, a silou

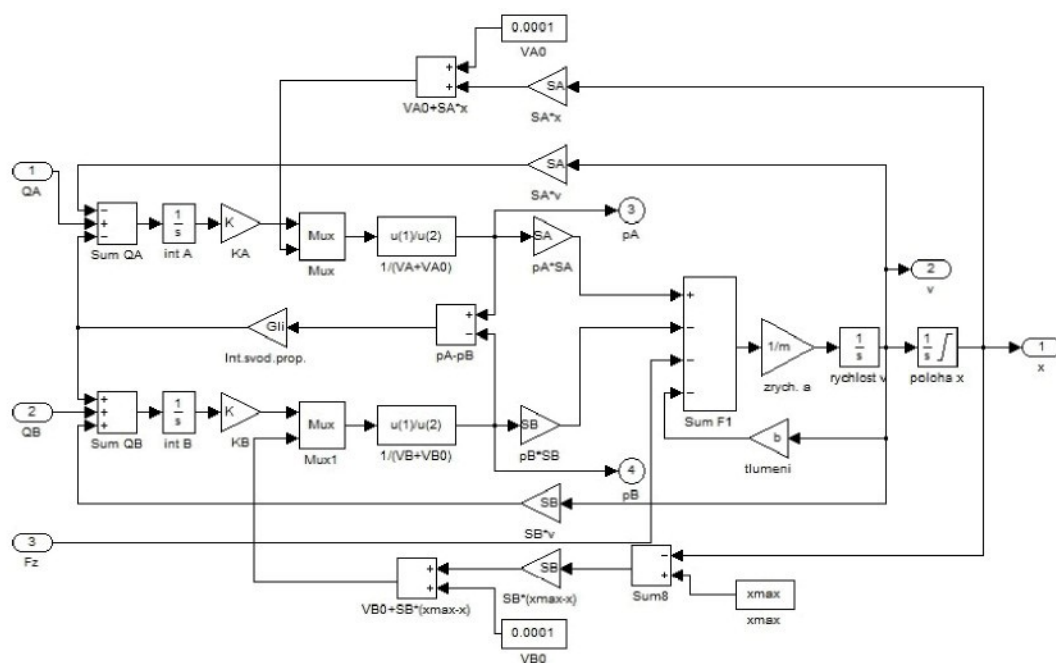
odporu spojovací součásti proti deformaci, jež je přímo úměrná rozdílu poloh hydromotorů, modulu pružnosti použitého materiálu a geometrii spojovací součásti. Zesilovací blok nazvaný *rozpojení* zajišťuje ve schématu jednoduchý způsob jak od sebe oba hydromotory fyzicky oddělit a nemá žádný fyzikální význam. Tento blok je ve schématu použit jen proto, aby nebylo nutné schéma předělávat pro různé situace, které má model představovat. Stejně tak zesilovací blok označený *vyřazení tlumení* umožňuje zapojení nebo odpojení tlumiče spojovací součásti. Podle představy, že tlak prvního hydromotoru na spojovací součást vyvoluje tah na druhém hydromotoru je nutné silový účinek odporu spojovací součásti proti deformaci před vstupem do sumátoru druhého hydromotoru převrátit. Síla tlumiče působí na obě pístnice stejně, vždy proti směru pohybu.

Znamé konstanty obou hydromotorů umožňují přesné dopočítání potřebného regulátoru tak, aby chování obou hydromotorů bylo prakticky totožné. Takové nastavení by ale matematicky znamenalo použití totožných hydromotorů a výsledky simulace by neměly požadovaný význam protože ani reálná soustava nedisponuje naprosto shodnými hydromotory.



Obr. 28 – Struktura modelu servoventilu

Pro úplnost jsou uvedena další dvě schémata zobrazují rozkreslené použité modely servoventilu a hydromotoru podle literatury [21]. Na obrázku 28 je simulační schéma modelu servoventilu, tak jak je uvedeno v knihovně hydraulika.mdl v uvedené literatuře. Schéma 29 však zobrazuje opravenou verzi modelu hydromotoru tak, jak ji upravili studenti Technické university v Liberci pod vedením prof. Skally.



Obr. 29 – Struktura modelu hydromotoru (upraveno)

Výsledky simulace

Obrázek 30 zobrazuje průběhy simulací v několika režimech:

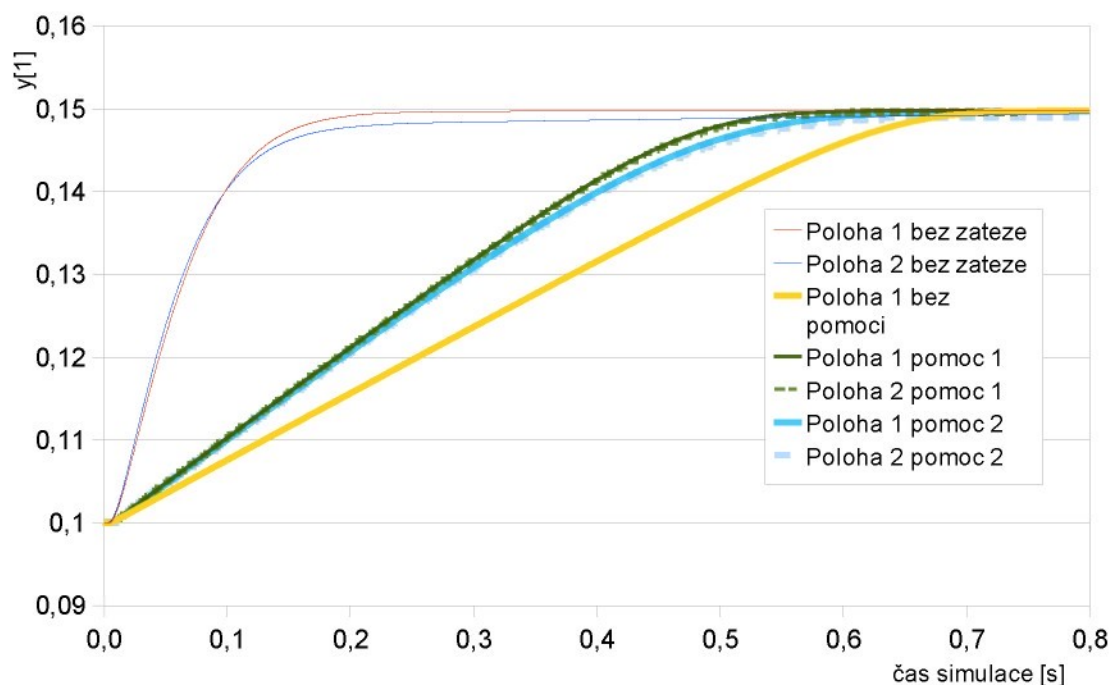
Simulace bez zátěže – První hydromotor je zapojen v polohové zpětné vazbě s P-regulátorem s optimálním zesílením. Servoventil druhého hydromotoru je ovládán podle regulační odchylky hydromotoru prvního s takovým zesílením, aby výsledné chování bylo co nejpodobnější prvnímu hydromotoru. Pístnice hydromotorů jsou rozpojeny a hydromotorům není kladen žádný odpor.

Simulace bez pomoci – Zapojení regulace je totožné jako v předchozím případě. Pístnice hydromotorů jsou rozpojeny. Prvnímu hydromotoru je kladen odpor tlumiče.

Simulace pomoc 1 – Zapojení je opět totožné s předchozími. Pístnice hydromotorů jsou ale spojeny a odpor soustavy proti pohybu je zaveden.

Simulace pomoc 2 - Zapojení je téměř totožné s předchozími. Zesílení akčního zásahu druhého hydromotoru je sníženo, v rozpojeném stavu bez zátěže by tedy druhý hydromotor nestíhal kopírovat polohu prvního hydromotoru. Pístnice hydromotorů jsou spojeny a je zaveden odpor soustavy proti pohybu.

Vstupní signál (skok žádané hodnoty) je ve všech simulacích stejný a je zvolen tak, aby se projevily mezní schopnosti hydromotorů.



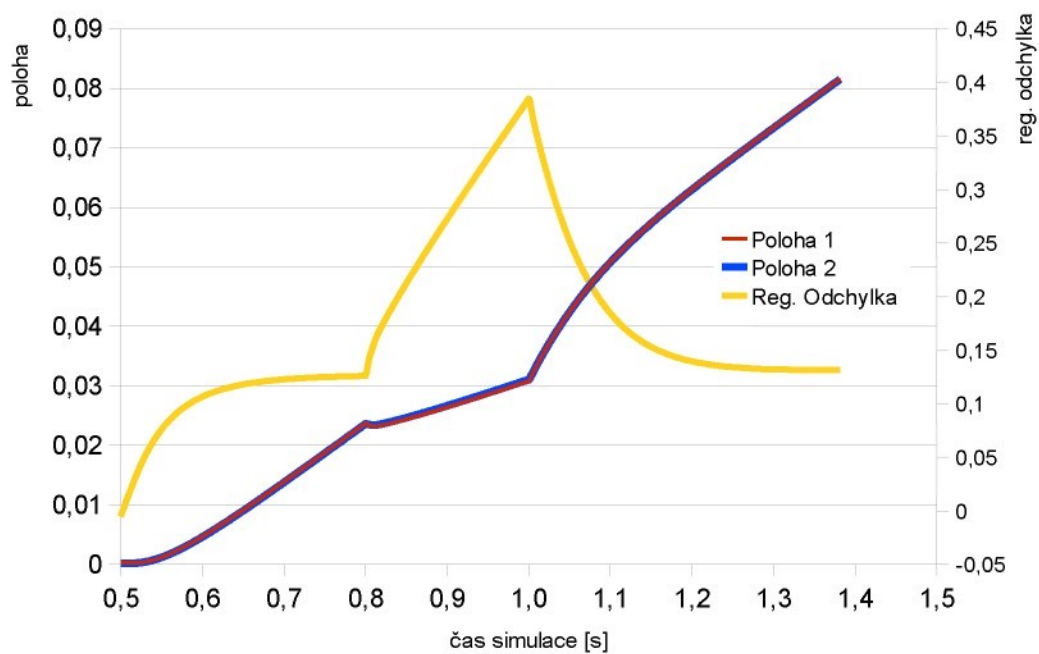
Obr. 30 – Průběhy simulací v různých režimech - odezva na skok žádané polohy

Polohy ve stavu bez zátěže ukazují odezvu nezátížených hydromotorů na skokovou změnu žádané polohy. V ostatních případech již klade spojovací součást odpor proti pohybu. Průběh „Polohy 1 bez pomoci“ ukazuje, jak si se zátěží poradí jeden samostatný hydromotor.

Výsledné polohy pístů v případě vzájemné výpomoci (pomoc 1, pomoc 2 u poloh obou pístů) jsou téměř totožné díky působení odporu spojovací tyče proti deformaci. V obou případech je nezanedbatelný vliv pomocného hydromotoru při překonávání odporu soustavy. I v případě neoptimálního seřazení regulátoru („Poloha 1 pomoc 2“, „Poloha 2 pomoc2“) je vliv vzájemné pomoci značný.

Uvedené simulace dokazují, že zapojení hydromotorů v tandemu má nesporný význam při řešení problému nedostatečného silového působení jediného hydromotoru.

Dalším zobrazeným výsledkem simulace (graf 31) je odezva soustavy na skok požadované rychlosti s poruchou. Poruchovou veličinou je velikost tlumení soustavy mezi pístnicemi hydromotorů. V této simulaci jsou pístnice hydromotorů spojeny.



Obr. 31 – Průběh simulace - odezva na skok rychlosti s poruchou odporové síly

7 Zapojení hydromotorů do tandemu

Následující kapitoly popisují postup vedoucí k dosažení požadovaného tandemového řízení dvou hydromotorů. Navrhnuté schéma (kapitola 6.1.3) je základem pro zapojení řídicího obvodu. V první řadě je nutné seřadit soustavu tak, aby se oba hydromotory pohybovaly společně bez vzájemné zpětné vazby s co nejmenším rozdílem okamžitých poloh. Po úspěšném zavazbení a nastavení regulátorů následuje přidání **pevného mechanického spojení pístnic obou hydromotorů**. I při pevném spojení pístnic obou hydromotorů umožňují průsaky hydrauliky vzájemné dorovnání pístnic. Schopnost dorovnání je přímo úměrná tuhosti (v krajních mezích i pevnosti) použitého mechanického spojení, které je pro tuto úlohu navrženo ve třech úrovních. Tři postupně aplikované úrovně pevného mechanického spojení umožňují bezpečné a ekonomické seřízení soustavy. V průběhu práce bylo rozfázované požití mechanického spojení pístnic obou válců nezbytnou pomůckou pro sestavení postupu pro spínání hydrauliky v režimu tandemového řízení (kapitola 10.1).

7.1 Vymezení termínů

Protože zapojení hydromotorů a jejich řídicích systémů je do jisté míry specifické, je nutné vymezit některé termíny (tak jak budou uváděny v této práci), aby se tak předešlo případným nedorozuměním.

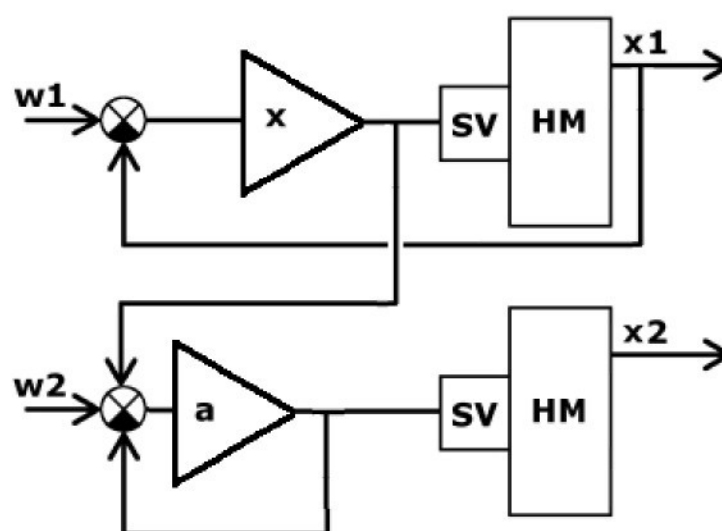
- **Řídicí hydromotor** je hlavním (prvním) hydromotorem v tandemové dvojici. Jedná se o spodní hydromotor (viz obrázky 40, 46 a 47) a ve schématech, programech a grafech je pro jednoduchost označován jako **hydromotor 1**.
- **Závislý hydromotor** je druhý hydromotor v tandemové dvojici. Jeho chování je přímo závislé na řídicím hydromotoru. Fyzicky je v tandemové dvojici umístěn nahoře (viz obrázky 35, 41 a 42) a ve schématech, programech a grafech je pro jednoduchost označován jako **hydromotor 2**.
- **Řídicí proud servoventilu** je proud na cívce servoventilu.
- **Akční zásah servoventilu** je napětí přímo úměrné řídicímu proudu servoventilu. V grafech je tato veličina pro zjednodušení označována jako „Akce“ resp. „Akce 1“, „Akce 2“.

- **Řídicí počítač** - tímto názvem je označen počítač umístěný ve velínu laboratoře, ze kterého je programem SAF ovládáno spínání hydrauliky a jsou z něj spouštěny experimenty (viz kapitola 5.2.1).
- **Měřicí počítač** je počítač umístěný ve velínu laboratoře, jehož primárním úkolem je snímání a ukládání dat experimentů. Pomocí výstupů měřicí karty propojeným přes řídicí počítač je možné i přes tento počítač ovládat žádané hodnoty v řídicím systému (viz kapitola 5.2.1).

7.2 Základní řídicí schéma

První uvedené schéma (viz obr. 26) zobrazuje základní ideu navrhovaného řešení tandemového řízení. Akční zásah řídicího hydromotoru je po transformaci použit jako akční zásah závislého hydromotoru.

Dalším schématem (obrázek 32) je podrobněji znázorněno skutečné zapojení navrhovaného řešení tak, jak jej umožňuje řídicí systém RED. Navrhované schéma využívá možnosti zapojení zpětné vazby přes libovolný ze tří zesilovačů v řídicím systému RED. Způsob zapojení však předpokládá drobnou úpravu v řídicím systému. Tuto a další úpravy řídicího systému a rozvodů hydrauliky popisují následující kapitoly. Softwarovým nastavením druhého hydromotoru do zpětné vazby podle třetího snímače je zajištěno to, že na vstupu druhého regulátoru se objeví akční zásah prvního regulátoru.

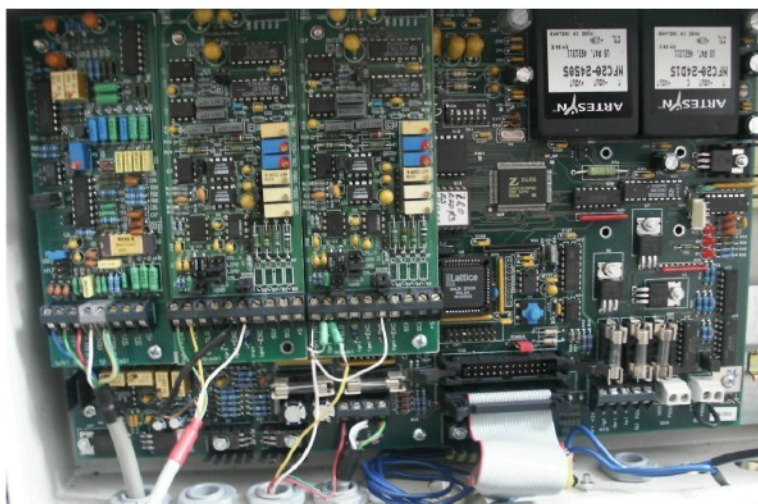


Obr. 32 - Schéma společného řízení servoventilů

7.3 Úpravy řídicího systému a rozvodů hydrauliky

Vzhledem k tomu, že úloha tandemového řízení dvou hydromotorů neodpovídá běžnému provoznímu využití, bylo nutné přikročit během experimentování k úpravě řídicího systému RED.

7.3.1 Převod řídicích signálů na třetí zesilovač



Obr. 33 – Řídicí systém RED

Řídicí signál (před převedením na proud) prvního servoventilu, který je přiveden z řídicího systému řídicího hydromotoru (RED 1), je přiveden na třetí zesilovač druhého hydromotoru (RED 2) a naopak (řídicí signál druhého servoventilu je přiveden na třetí zesilovač prvního hydromotoru). Pro potřeby měření tak informace o akčních zásazích stále zůstává dostupná, pouze se změní jejich umístění na kanálech vstupní karty měřicího počítače. Výsledná situace je patrná na obrázku 33. Na tomto obrázku je také vidět připojení tenzometrického můstku k prostřednímu zesilovači (viz kapitola 8.3).

7.3.2 Zesílení extenzního zesilovače

V řídicím programu SAF306 (v sekci nastavení) je možné zadat P složku regulátoru pro 3. zesilovač (který je v uživatelském rozhraní označen jako "extenze") s přesností na 3 desetinná místa. Měření pomocí odporového měřidla a zapojení v silové vazbě však odhalilo, že výsledné zesílení neodpovídá hodnotě P. Odchylka je pravděpodobně způsobena kvantováním (viz. 3.2). Protože přesné nastavení regulátoru může výrazně zlepšit vlastnosti tandemové dvojice, je na místě zabývat se úpravou tohoto zesílení.

Měření pomocí odporového čidla

V tomto měření bylo cílem zjistit jaký je skutečný poměr mezi akčním zásahem servoventilu řídicího hydromotoru a akčním zásahem servoventilu druhého motoru. Není možné přímo řídit akční zásah servoventilu, a proto bylo sestaveno toto zapojení: První hydromotor je zapojen v silové zpětné vazbě. Místo siloměru je na odpovídající zesilovač přiveden signál z proměnného odporu (posuvného odporového měřidla), který je umístěno ve velínu tak, aby s ním mohl operátor manipulovat. Válec 2 je potom ponechán v tzv. "extenzní" zpětné vazbě. Výraz "extenze" je pojmenování jednoho ze zesilovačů v rozhraní SAF firmy INOVA - přes tento zesilovač je realizováno základní zapojení podle schématu 31. **Pozor, tento pokus je možné provádět pouze při vypnuté hydraulice** (Hlavní ventily jsou uzavřeny).

V softwaru SAF306 je poté možno zapnout hydrauliku (fyzicky se ovšem nesepe - ventily jsou zavřené). Tím začne řídicí systém RED regulovat. Změnou polohy posuvného odporového měřidla je docílena změna akčního zásahu servoventilu řídicího hydromotoru.

Na měřicím počítači jsou pomocí instalovaného měřicího programu (autorem je Ing. Lufinka PhD.) odměřovány akční zásahy obou servoventilů. Pro jednoduché zpracování výsledku je vhodná vzorkovací frekvence 1Hz. Z takto naměřených dat je sestavena statická charakteristika přenosu a z ní je určeno zesílení.

Výsledek měření

V následující tabulce (tabulka 5) jsou zapsána zesílení získaná ze statických charakteristik, která odpovídají různým nastavením složky P.

Tabulka 5 – skutečné zesílení

P (SAF)	zesílení
1.1.2000	-0.9939
1.300	-1.2918
1.324	-1.2912
1.350	-1.3920
1.400	-1.3902

Z tabulky jasně vyplývá, že software SAF306 sice umožňuje zadat zesílení P s přesností na 3 desetinná místa, ale do systému RED se reálně dostane jen

číslo zaokrouhlené na 1 desetinné místo ($P = 1,324$ se chová stejně jako $P = 1,3$ a $P = 1,35$ se chová jako $P = 1,4$). Požadovaného výsledného zesílení (viz 7.4) je tedy nutné docílit jiným způsobem.

Úprava zesílení přidaným potenciometrem

Zesílení je možno upravit přidáním odporu do série s operačním zesilovačem. Aby bylo možné ladění zesílení, je nutné použít potenciometr.

7.3.3 Posunutí signálu servoventilu

Technicky je velmi složité vyvážit servoventil tak, aby nulový řídicí signál odpovídal nulovému průtoku. Řídicí systém umožňuje buď nulování snímače (softwarově), nebo lehké doladění offsetu (otočným potenciometrem). Aby byl vliv potenciometru zvýšen, je připojen v sérii další odpor. To umožňuje nastavit podle potřeby výstup ze servoventilu.

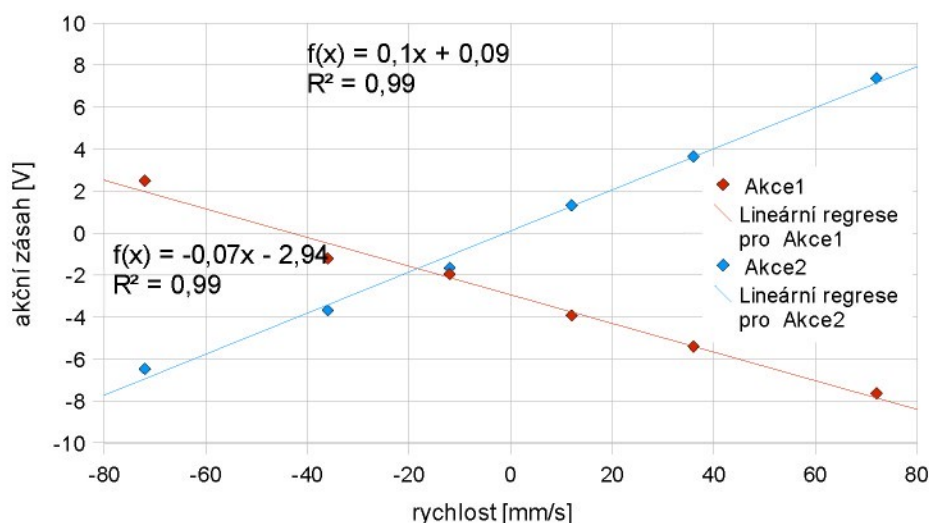
7.3.4 Úpravy rozvodu hydrauliky

Aby bylo zamezeno problémům při startu hydrauliky, byl přidán pomocný ventil, který umožňuje izolovat horní válec od společného přívodu hydrauliky. Nenapájený hydromotor je poddajnější a umožňuje po startu hydrauliky nastavení do výchozí polohy. Při spínání hydrauliky tento ventil zamezuje nepředvídatelnému pohybu horního válce.

7.4 Vzájemná závislost servoventilů

Základní řídicí schéma hydromotorů v tandemu předpokládá závislost polohy šoupátka servoventilu závislého hydromotoru na poloze šoupátka servoventilu hydromotoru řídicího. Je-li poloha šoupátka obecně závislá na budícím proudu o jehož hodnotě informuje napětí „akční zásah servoventilu“, pak je možné zjednodušit tento problém na vzájemnou závislost akčních zásahů. Důležitým parametrem pro řízení není ani tak průtok servoventilem, jako přímo rychlost válce, způsobená určitým akčním zásahem.

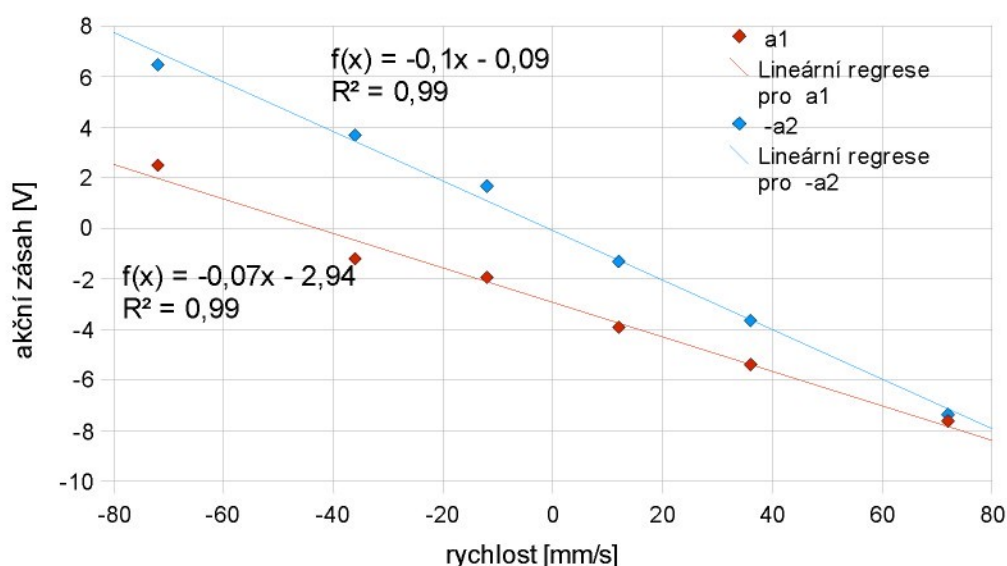
Měření bylo tedy provedeno tak, že byl odečítán akční zásah odpovídající určité rychlosti pohybu pístu. Z tohoto měření vyplývá následující graf (obrázky 34, 35).



Obr. 34 - Graf závislosti akčního zásahu na rychlosti pístu

Každý bod grafu byl získán jako průměrný akční zásah pro určitou rychlost pohybu válce. Jak vyplývá z grafu, závislosti jsou téměř lineární i když zvláště při nízkých rychlostech je znatelný vliv tření. Pro potřeby vzájemného porovnání servoventilu musí být linearizovány, aby bylo možné přenést závislost do řídicího systému bez větších úprav.

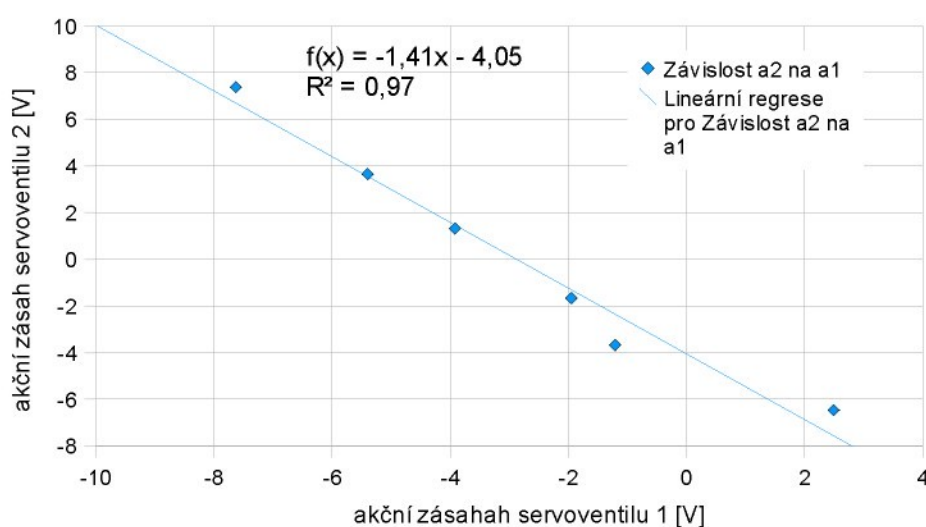
Pro přehlednost je vhodné převrátit hodnotu jednoho z akčních zásahů (obrázek 35). Vyšší strmost lineární regrese akčního zásahu druhého servoventilu ukazuje na to, že v obvodech druhého válce je nižší zesílení.



Obr. 35 - Graf závislosti akčního zásahu na rychlosti pístu (převráceno)

Ze stejných dat je dále sestaven graf vzájemné závislosti akčních zásahů obou hydromotorů, pokud se oba válce pohybují stejnou rychlostí. Tato závislost je

sice jedním ze záchytných bodů pro řízení soustavy, předem je ovšem zřejmé, že konstanta vyplývající z tohoto měření bude pravděpodobně upravena, podle aktuálního chování soustavy – pro relativně vysokou nepřesnost je nutné předpokládat odlišné nastavení pro různé požadované rychlosti soustavy. Hodnota takto zjištěné převodní konstanty je proto pouze orientační a není nutné zjišťovat chybu měření.



Obr. 36 - Graf vzájemné závislosti akčních zásahů obou hydromotorů

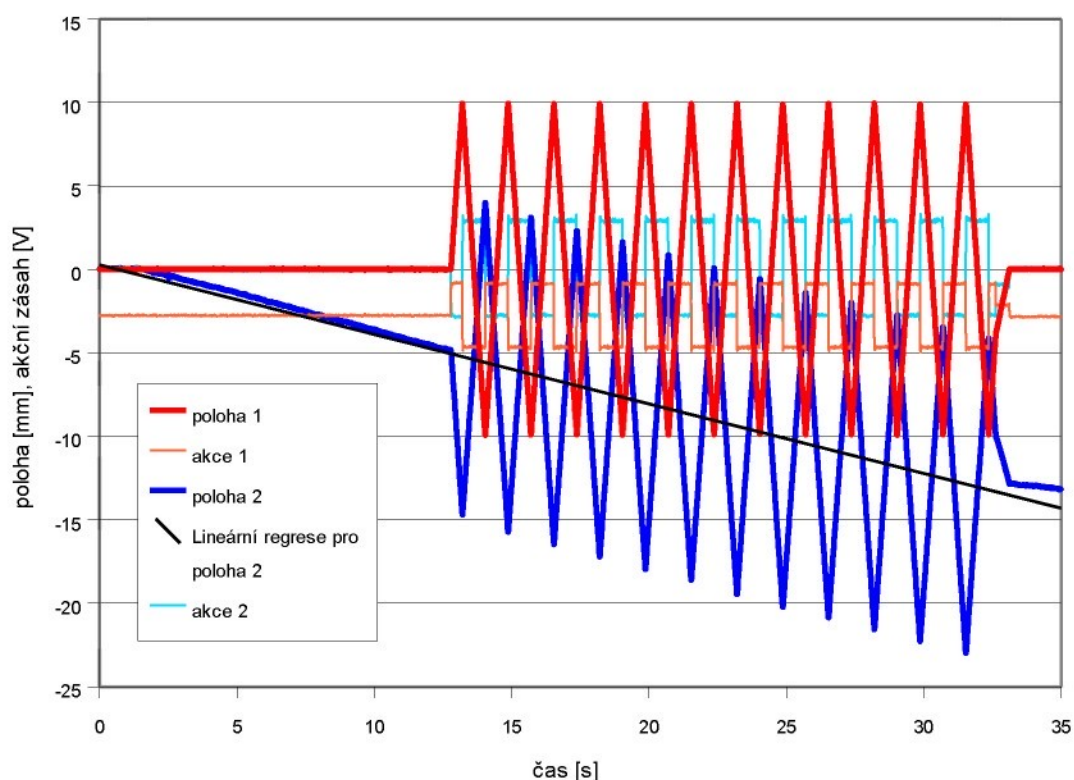
Přibližná závislost získaná z grafu 36

$$S2[V] = -1.4 \cdot S1[V] - 4 \quad (96)$$

je využita v nastavení řídicího algoritmu (hodnota 1.4 u proporcionální složky regulátoru). Získaná hodnota byla experimentálně přestavena na 1,345.

7.5 Řízení hydromotorů bez pevného spojení

V první fázi sestavování systému řízení je nutné sledovat chování soustavy a následně soustavu ladit tak, aby každý válec pracoval samostatně – to znamená, že mezi nimi není žádné pevné spojení (soustava bez mechanického spojení pístnic).

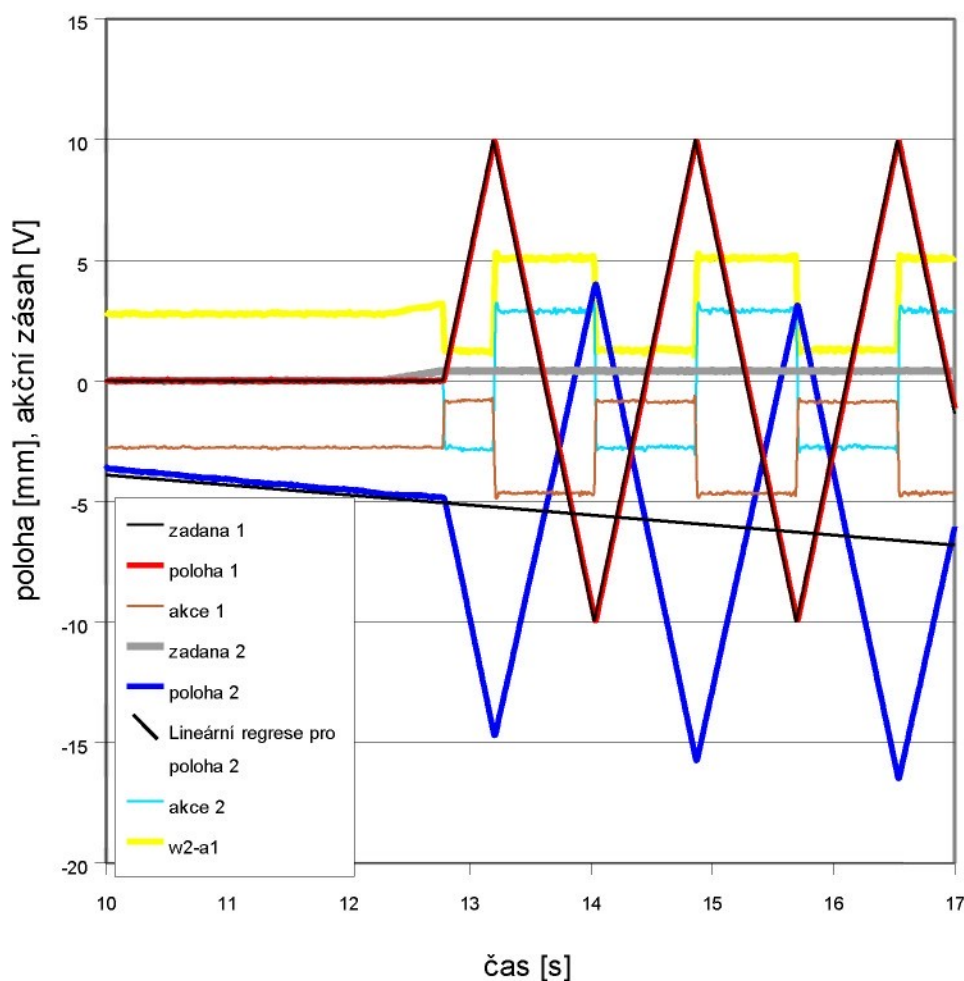


Obr. 37 - Průběh řízení obou hydromotorů bez pevného spojení

V grafech 37 a 38 je záznam experimentu, kdy akční zásah druhého hydromotoru je řízen podle akčního zásahu prvního hydromotoru. Již v prvních vteřinách pokusu je druhý válec přepnut do tandemového řízení – v tu chvíli je aktuální akční zásah prvního servoventilu určen jako klidový akční zásah a je tak ustálena konstanta zohledňující poměr mezi servoventily. V důsledku nelineárního chování ve středních polohách servoventilů dochází již od této chvíle k odchylování polohy pístnice druhého hydromotoru. Jak ukazuje „Lineární regrese pro poloha 2“, proložená polohou druhého hydromotoru, je tato odchylka konstantní. Z toho je možné usuzovat, že bude-li mezi pístnicemi pevné spojení, způsobí tento jev pouze konstantní pnutí v materiálu.

V grafu 37 jsou pro přehlednost vynechány některé veličiny (žádané polohy a rozdíl $w_2 - a_2$) zobrazené v detailním pohledu grafu 38. Podle schématu společného řízení servoventilů (obr. 32) je v průběhu experimentu do řídicího systému přivedena konstantní hodnota žádané polohy – v tu chvíli je spuštěno tandemové řízení (dle SAF je horní válec přepnut do extenzní zpětné vazby) a podle schématu tak do regulátoru přichází hodnota rozdílu této konstanty a akčního zásahu prvního hydromotoru. Protože se regulátor snaží udržovat

nulovou regulační odchylku, kopíruje tak druhý servoventil (s určeným přenosem) servoventil první.



Obr. 38 - Průběh řízení obou hydromotorů bez pevného spojení - detail

Opakované pokusy na takto zapojené soustavě ukázaly, že směr i velikost rozvážení jsou náhodné.

7.5.1 Tandemové řízení bez pevného spojení válců

Pro tandemové řízení bez pevného spojení je zavedena polohová zpětná vazba - polohou je míněna vzájemná poloha obou válců (rozdíl poloh). Tuto zpětnou vazbu je možné realizovat pouze softwarově a to pouze v režimu, kdy mezi válci není soustava, pro kterou je tandemové řízení realizováno.

7.6 Přidání mechanického spojení hydromotorů

Je-li zajištěno řízení druhého hydromotoru podle prvního s určitou úrovní přesnosti (směr pohybu je dodržen vždy, trajektorie se odchyluje v řádech milimetrů), je možné přistoupit k přidání mechanického spojení pístnic obou válců.

Soustava dvou lineárních hydromotorů je v první řadě soustavou mechanickou. Mechanickým spojením se rozumí pevné spojení pístnic obou hydromotorů – průsaky hydrauliky umožňují vzájemné dorovnání pístnic. Schopnost dorovnání je přímo úměrná tuhosti (v krajních mezích i pevnosti) použitého mechanického spojení. Není jistě rozumné použít hned co nejpevnější spojení, neboť potom není možné odhalit případné chyby seřízení a soustava je vystavena zbytečně velkému namáhání.

Proto je pevné mechanické spojení pro tuto úlohu navrženo ve třech úrovních, které jsou postupně zaměňovány – **tři úrovně** umožňují bezpečné a ekonomické seřízení soustavy.

V první úrovni (obr. 39 a 40) je pevné spojení realizováno ocelovou tyčí o průměru 10mm. Tyč je na koncích opatřena závitem, který přes redukce umožňuje připojení k pístnicím hydromotorů. Tato tyč je relativně pružná a její velmi nízká pevnost (v porovnání s možnostmi hydromotoru) umožňuje další odstranění nedostatků (při přetížení praskne, nebo se ohne). Spojení nezaručuje přesné kopírování polohy, ale v případě, že jeden z motorů nereaguje tak, jak by se očekávalo, umožňuje tento druh vazby poměrně veliké odchylky, aniž by bylo mechanické spojení zničeno. V případě větší odchylky je spojení přetrženo a tím je zamezeno případnému zničení pístnice hydromotoru nebo jiného zkušebního materiálu. Toto **relativně pružné spojení s omezenou pevností** je nepostradatelnou pomůckou pro ladění soustavy a pro sestavení postupu pro spínání hydrauliky v režimu tandemového řízení.

Další, druhou úroveň pevného mechanického spojení je pevnější tyč (průměr 30mm) s tenzometry. Tenzometry umožňují sledovat namáhání soustavy (tím nepřesnost řízení) a také případné přidání další zpětné vazby, která je součástí jednoho z programů.

Poslední a finální úroveň pevného mechanického spojení pístnic je samotná soustava, pro kterou je úloha řešena. Jedna z jejích součástí je opatřena citlivými polovodičovými tenzometry. Informace o tenzi v materiálu je použita pro bezpečnostní funkci programu (total stop).

Mechanické spojení pístnic hydromotorů také zamezuje problémům při startu tandemového řízení. Vlivem nesouměrného elektronického ovládání servoventilu je při přechodu do tandemového řízení pomalu vysouvána pístnice druhého hydromotoru – i kdyby byl servoventil vycentrován, rozdílnost podmínek při každém spouštění by stejně způsobovala obdobný posuv, a to pokaždé jiným směrem. Jelikož se jedná o velmi malou výchylku šoupátka servoventilu, pevné ukotvení ve stanovené poloze není v případě mechanického spojení pístnic žádný problém. V případě pružné zpětnovazebné tyče je možné pouhým okem sledovat natahování tyče. Co se tyče pevné zpětnovazebné tyče je možné sledovat lehké zvýšení napětí v materiálu, které je měřeno tenzometry.

Shrnutí výhod mechanického spojení hydromotorů:

- a) nezbytná "mechanická zpětná vazba" pro správné řízení,
- b) zajištění nulové polohy druhého hydromotoru při startu systému,
- c) postradatelná (zničitelná) náhrada reálné soustavy, která má být umístěna mezi pístnicemi,
- d) informace o nepřesnosti řízení (deformace, nebo měření tenzometry).

7.6.1 Řízení hydromotorů spojených pružným elementem s omezenou tuhostí

K zajištění snadno deformovatelného mechanického spojení hydromotorů je použita ocelová tyč z oceli třídy 11 o průměru 10mm a počáteční délce 700mm. Na obou koncích je tyč opatřena závitem M10 a ke spojení s pístnicí hydromotoru jsou vyrobeny redukce. Závítové a šestihranné redukce (šestihran 32mm) umožňují zašroubování do pístnice hydromotoru (každá pístnice vyžaduje jinou redukci). Do pístnice je zašroubována redukce s oboustranným vnějším závitem – vnější redukce velikosti závitu. Následuje redukce s oboustranným vnitřním závitem. Do této redukce je možné zašroubovat ocelovou tyč. Pojistné kontramatice zabráňují posunu tyče při pohybu soustavy. Posloupnost redukcí je na obrázku 39. Posuvný rám hydromotorů (obr. 40) a přesahy závitů umožňují relativně snadnou instalaci mechanického spojení do soustavy.



Obr. 39 - Posloupnost redukcí pro připojení mechanického spojení pístnic hydromotoru

Pevnost celého mechanického spojení je pevností v nejslabším místě, to znamená v místě závitu (zúžení a vrub). Pevnost R_m použité oceli je přibližně 450MPa. Pro zúžení v závitu je tedy maximální síla

$$F = R_m \cdot S, \quad (97)$$

kde S je průřez materiálu.

V tomto případě je tedy maximální síla v tahu menší než 23kN. Při napájení 25MPa vyvine hydromotor sílu 200kN, v každém případě tedy bude v havarijním stavu přetržena tyč a nejslabší části pístnic hydromotorů (tedy spojovací závity) zůstanou nepoškozeny. Síla v tlaku je daleko menší, protože se tyč ohne.

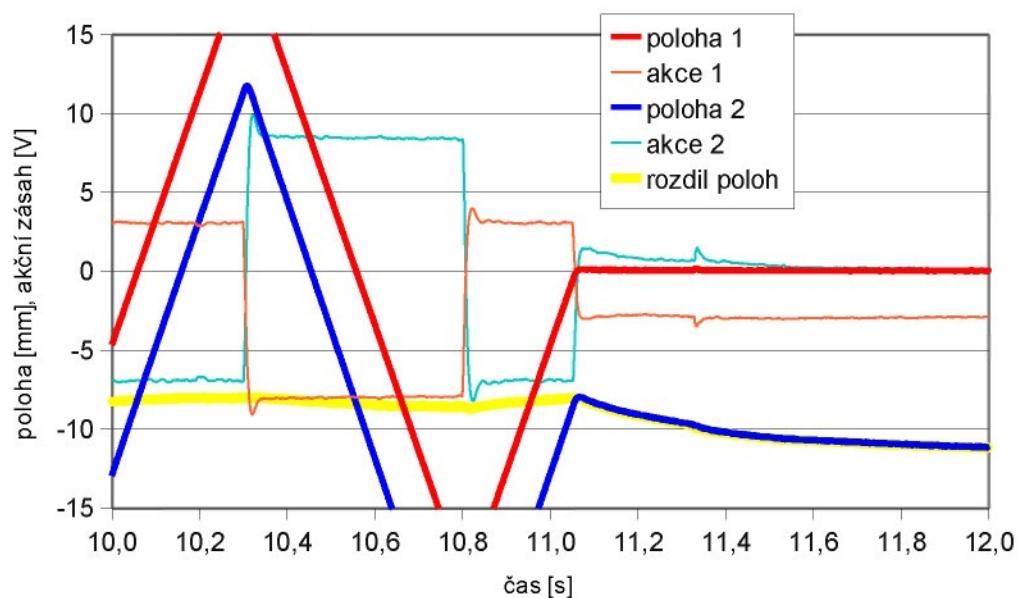
Při pokusech došlo několikrát k přetržení tenké tyče. Poddajnost materiálu umožňuje její snadné narovnání (v případě zničení tlakem) popřípadě je možné tyč zkrátit a vyříznout nový závit.



Obr. 40 - Pružný mechanický spoj pístnic hydromotorů v nastavitelném zatěžovacím rámu

Mechanické spojení hydromotorů s omezenou tuhostí významně pomohla zformulovat postup pro spínání hydrauliky v tandemovém řízení. Svou poddajností dává najevo veškeré odchylky od žádaného stavu – žádaný stav je takový, aby soustava mezi pístnicemi byla co nejméně namáhána vnitřním pnutím při co nejvyšším dynamickém působení na soustavu.

Na obrázku 41 je záznam experimentu na jehož konci došlo k přetržení pružné spojovací tyče.



Obr. 41 – Přetržení poddajného mechanického spojení na konci experimentu

7.6.2 Nahrazení pružného členu pevným členem s tenzometrickým můstkem

Po seřízení soustavy s mechanickým spojením s omezenou tuhostí je možné přistoupit k nahrazení měkkého pružného členu členem pevným s tenzometry.



Obr. 42 – Tenzometrický můstek

Vnější připojovací prvky zůstávají stejné jako v předešlém případě, ale tenká tyč je nahrazena tyčí s větším průměrem a vyrobenou z kvalitnějšího materiálu. Vnitřní redukce tedy musí odpovídat přechodu na silnější závit. Tyč je

dále opatřena ramenem které umožňuje připojení tlumiče, který částečně simuluje soustavu, pro kterou je tandemové řízení určeno.

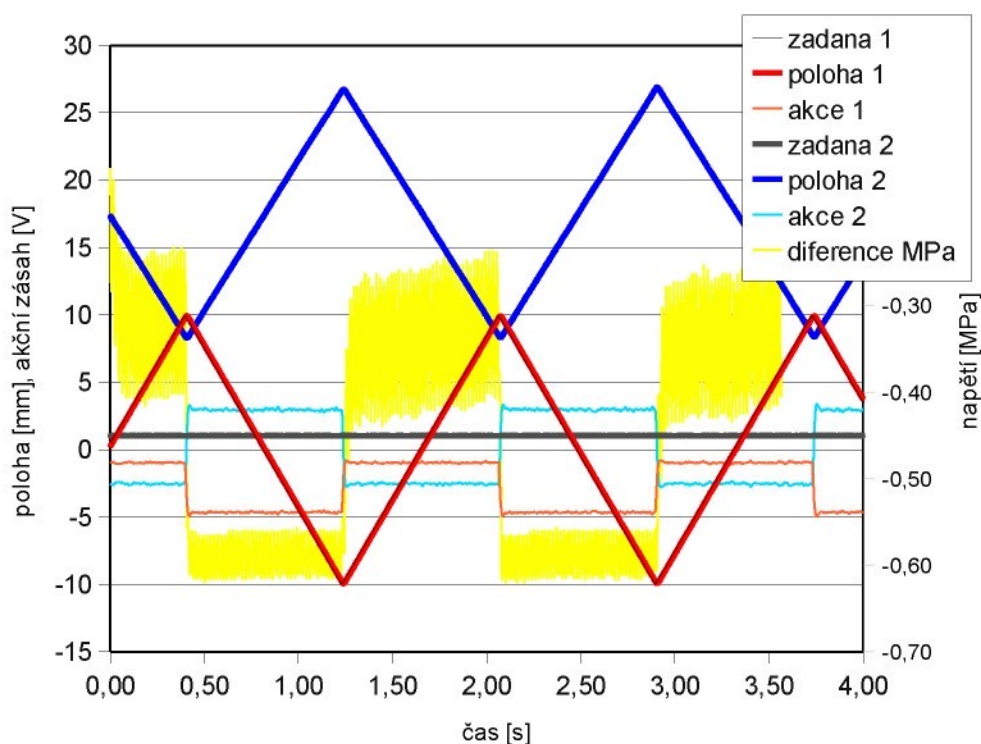
V homogenní části tyče (dostatečně daleko od ramene) je nalepen tenzometrický můstek (obrázek 42), který umožňuje sledování napětí v materiálu. Měřicí tenzometry jsou nalepeny rovnoběžně s osou tyče, jako teplotní kompenzace jsou použity odpory, které mají stejnou hodnotu odporu jako tenzometry v klidovém stavu. Tenzometrický můstek je napájen a odměřován přes „krabičku se zesilovači“ (obrázek 43). Získaný signál je převáděn po sériové lince do měřicího počítače a je možné jej využít jako kontrolní (pro zastavení napájení při překročení určité meze), nebo je možné využít tento signál ke zpětnovazebnímu řízení (zpětná vazba zajištěna softwarem v měřicím počítači, nikoliv v systému RED).



Obr. 43 - Krabíčka se zesilovači

Kalibrace tenzometrického můstku byla provedena na trhacím zařízení obdobně jako je prováděna kalibrace siloměrů. Trhací zařízení je soustava hydromotoru a siloměru, kde motor je řízen v silové zpětné vazbě. Při zmíněné kalibraci je třeba dbát zvýšené opatrnosti, protože signál ze siloměru má přímý vliv na regulační odchylku.

Na obrázku 44 je graf průběhu experimentu na soustavě s popsáním mechanickým spojením opatřeným tenzometry. Signál tenzometrického můstku je značně zašuměný (pravděpodobně vliv zemní smyčky přes vodivé části spojovací součásti), což ale v tomto případě nevadí, neboť spojení tohoto typu má jen dočasnou funkci.



Obr. 44 – Průběh experimentu s tuhoým mechanickým spojením opatřeným tenzometry

7.6.3 Přidání tlumiče do soustavy



Obr. 45 - Mechanické spojení druhé úrovně s tlumičem

Pevný člen s tenzometry (jak je popsáno v předchozí kapitole) umožňuje připojení přídatného tlumiče. Tento tlumič klade soustavě odpor a částečně tak simuluje soustavu, pro kterou je tandemové řízení realizováno (obrázek 45).

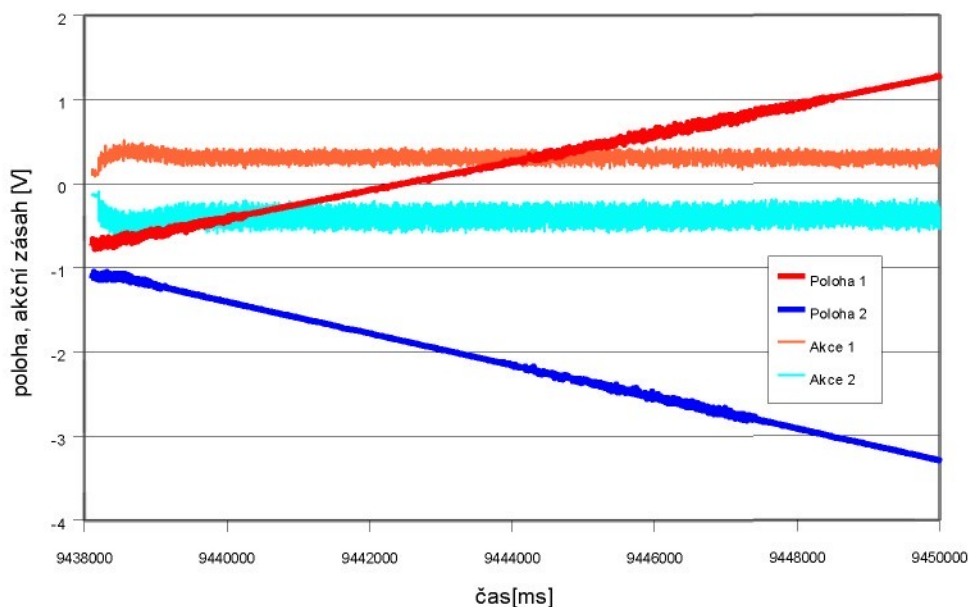
7.6.4 Náhrada pevného členu s tlumičem reálnou soustavou

Ve finálním stádiu realizace tandemového řízení je možné přistoupit k nahrazení substituentů reálnou soustavou. Tato soustava však musí být předem opatřena tenzometry – signál z tenzometrů slouží jako kontrola případného překročení povoleného napětí v soustavě. Při sestavování programů pro řízení tandemové dvojice je nutné zvážit, jaké kroky mají nastat, je-li bezpečné napětí překročeno (vypnutí hydrauliky, přestavění příslušných ventilů, atd.). Reálná soustava, pro kterou je tandemové řízení realizováno je detailněji popsána v následující kapitole.

Hledání optimálního nastavení regulátorů

V grafu 46 je zachycen rozeběh soustavy z klidu do rovnoměrného pohybu rychlostí 0,5mm/s. Na průběhu závislého akčního zásahu je zřetelné

nežádoucí kopírování a zesilování neklidnosti řídicího hydromotoru. Tento dojem je ale způsoben relativním zašuměním signálu. Je potřeba vzít v úvahu, že se jedná o velmi pomalý děj a náhled grafu je velmi detailní. Rychlé změny směru pohybu pístnice by se na soustavě projeví výrazným zvukovým efektem.



Obr. 46 - Detailní náhled na rozeběh soustavy – rampa 0,5mm/s

Za předpokladu, že soustava nebude nucena do rychlých změn pohybu, tedy zrychlení soustavy bude většinou nulové, má smysl uvažovat o vhodnějším nastavení PI regulátoru.

Dalším možným problémem celé soustavy se mohou stát kloubová spojení, ve kterých může provozem vznikat vůle.

8 Komora pro měření tlumičových prvků

Komora pro měření tlumičových prvků sestává z dalšího (třetího) lineárního hydraulického hydromotoru naplněného tlumičovým olejem, který tak vytváří model hydraulického obvodu. Pokud silově napájený lineární motor (respektive dvojice lineárních motorů) působí z vnějšku silově na pístnici třetího hydromotoru, dochází uvnitř komory k toku kapaliny. Kapalina protéká zkoumanou součástí testovaného tlumiče. V reálném tlumiči je tlumící kapalina statická a pohybuje se píst tlumiče, čímž dochází k průtoku kapaliny škrcením. V této měřicí komoře je průtoku kapaliny škrcením dosaženo opačně. Škrťací ventil je napevno usazen v měřicí komoře (je statický) a kontinuálně jím protéká olej. Toto řešení umožňuje zkoumání fyzikálních jevů (například kavitaci) na relativně větším zdvihu, neboť zdvihový objem třetího lineárního hydromotoru je mnohokrát vyšší, než zdvihový objem reálného tlumiče.

Řešení komory pro měření tlumičových prvků není předmětem této práce. Měřicí komora je však zmíněna z důvodu zapojení dalších funkčních obvodů v ní a v neposlední řadě představuje třetí hydromotor s komorou pro zkoumání tlumičových prvků zátěž pro tandemovou dvojici. Proto je tato kapitola rozdělena do čtyř logických podkapitol, z kterých se ale žádná detailněji nezabývá vlastní měřicí komorou. První kapitola popisuje zdroj tlakové kapaliny pro zkušební komoru, druhá kapitola popisuje jeho připojení k dvojici lineárních hydromotorů, třetí kapitola popisuje součást, která byla vytipována pro umístění citlivého tenzometrického můstku a poslední kapitola popisuje vstupy a výstupy měřicí komory.

8.1 Třetí lineární hydromotor jako zdroj tlakové kapaliny

Fyzickým modelem lineárního hydromotoru je míněn klasický lineární hydromotor, který je ale použit a zapojen nestandardně. Model vykazuje všechny znaky lineárního hydromotoru s průchozí pístnicí.

Parametry fyzického modelu lineárního hydromotoru (štítkové, nebo vyčtené z výkresu):

- | | |
|-----------------------|------------|
| ▪ Zdvih | $h=75$ mm |
| ▪ Průměr pístnice | $d=100$ mm |
| ▪ Průměr komory pístu | $D=150$ mm |

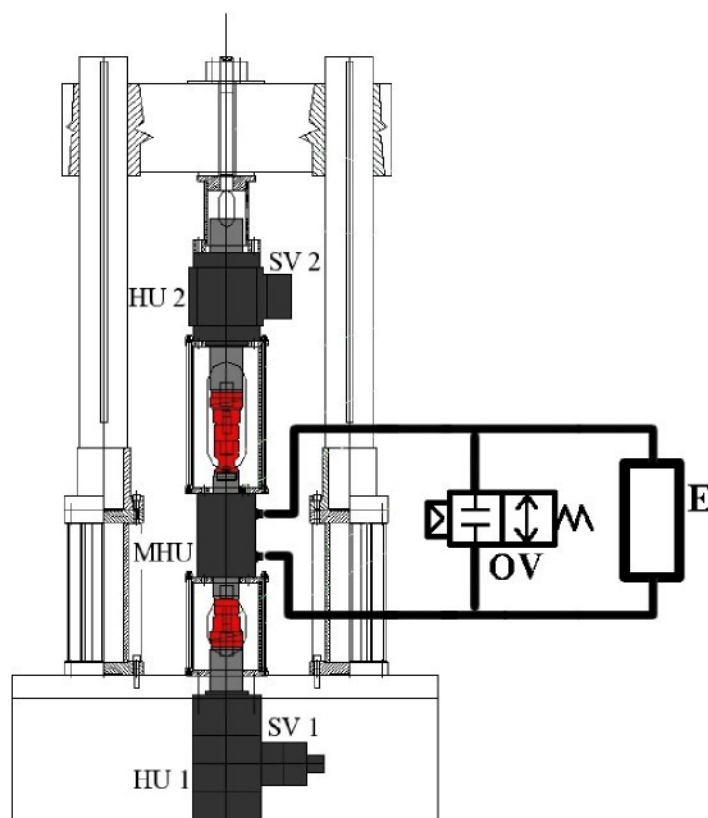
Na obrázku 47 je výkres soustavy tandemové soustavy s modelem lineárního hydromotoru jako zdrojem tlakové kapaliny pro měřicí komoru (která je zobrazena schématicky). Očíslovanými pozicemi jsou označeny hlavní součásti:

- 1 – posuvný zatěžovací rám,
- 2, 3 – kloubní spojení,
- 4, 5 – vymezovací klece,
- 6, 7 – upevnění horního hydraulického válce k zatěžovacímu rámu,
- 8 – fyzický model lineárního hydromotoru (označen také jako MHU).

Dále jsou písmeny označeny:

- HU1, SV1 – řídicí hydromotor a jeho servo-ventil,
- HU2, SV2 – pomocný hydromotor a jeho servo-ventil,
- MHU - třetí hydromotor sloužící jako napájení měřicí komory,
- E - komora s měřeným prvkem,
- OV - obtokový pneumaticky ovládaný ventil.

Pohled na reálnou soustavu je na obrázku 48. Na levé části zatěžovacího rámu je připevněna pumpa pro plnění měřicí komory (v popředí) tlumičovým olejem. Přes horní vymezovací klec je zřetelné kloubní spojení s tenzometrickou součástí – jejich detailnější pohled je na dalším obrázku (obrázek 49).



Obr. 47 - Výkres soustavy se schématickým znázorněním měřicí komory

**Obr. 48 - Soustava v reálu**

8.2 Spojovací součásti

Spojovací klouby (obrázek 49) mezi pístnicemi jednotlivých hydromotorů je navrženo tak, aby umožňovalo pohyb soustavy i v případě tolerované nesouososti. Matice a kontra-matice umožňují seřízení kloubů. Vůle v kloubech může způsobovat rázy, naopak příliš pevné spojení může mít za následek předčasné opotřebení pístnic a těsnění kolem nich.

**Obr. 49 – Horní spojovací kloub a tenzometrická součást**

8.3 Tenzometrická součást

Signál z vysoce citlivých polovodičových tenzometrů je vyveden na prostřední zesilovač řídicího systému RED. Díky tomu je možné použití tohoto signálu pro okamžité vypnutí hydrauliky v případě překročení nastavených limitů.

8.4 Vstupy a výstupy měřicí komory

Výstupy, které jsou důležité pro sledování experimentů, probíhajících v měřicí komoře, jsou přivedeny na vstupní kartu měřicího počítače přes externí zesilovače. Velmi důležitou informací přenášenou oběma směry jsou signály řídicí pneumaticky ovládaný ventil na odbočce měřicí komory. Poloha tohoto ventilu určuje, jestli bude kapalina protékat měřicí komorou, nebo její odbočkou. To je velice důležité v případě, že součást umístěná v měřicí komoře dovoluje průtok pouze jedním směrem. Proto je k dispozici i zpětná informace o poloze ventilu, kterou hlídá příslušný software. Ten nedovolí zpětný pohyb hydromotorů, jestliže není potvrzena správná poloha ventilu.

9 Softwarová podpora řízení

Produktem realizace tandemového řízení je software vytvořený v programovacím prostředí LabView. Jedná se o programy sloužící od seřízení vazeb a zjištění chování soustavy až po uživatelský program pro pokusy na reálné soustavě. V kapitole 7.2 je popsán základní princip řízení tandemové dvojice. Schéma v této kapitole popisuje dva vstupy žádané polohy (obrázky 26 a 32) a to jsou jediné dva parametry, které popisovaný software mění.

9.1 Funkce softwaru pro ovládání hydraulické soustavy měřicí komory

Funkčnost softwaru pro ovládání měřicí komory hydraulických tlumičových prvků byla navržena a naprogramována v úzké spolupráci s vědeckými pracovníky, pro které je tato soustava určena. Tento software je součástí měřicího počítače. Signály jím generované vstupují do řídicího systému po spuštění konkrétního experimentu na počítači řídicím (v případě správné polohy přepínačů na zadní straně řídicího počítače). Vyjímkou je binární signál sloužící k řízení pneumaticky ovládaného ventilu na odbočce (by-pass) měřicí komory, protože ventil není součástí řídicího systému.

Základem programu jsou dva nezávislé cykly – jeden z nich generuje výstupní data, druhý se stará o sběr dat ze vstupní karty, jejich vizualizaci a ukládání. LabView jako jedno z mála vědeckých programovacích prostředí dovoluje, aby tyto 2 smyčky pracovaly nezávisle na sobě. Nezávislost vstupního a výstupního cyklu je důležitá pro plynulý chod systému.

9.1.1 Ovládání tandemové soustavy dvou hydromotorů

Aby během experimentu nemohlo být dosaženo krajních poloh na modelu hydromotoru, je nutné znát rozsah pohybu. Podle něj je nastavena amplituda pohybu s vhodným dimenzováním. Měření rozsahu pohybu je možné provést na smontované soustavě, za minimálního tlaku oleje, řízením v sekci Adjustace řídicího softwaru SAF. V Adjustaci je možné vysouvat a zasouvat píst po malých přírůstcích dráhy. V náhledu je přitom možné sledovat okamžitou polohu i regulační odchylku. Horní válec je odříznutý od napájení a jeho zpětná vazba je přepnuta na „extenzi“ aby se jeho servoventil otevíral současně se servoventilem řídicího hydromotoru a kladl tak co nejmenší odpor. Za těchto podmínek je možné měnit pomalu žádanou polohu prvního válce. Doraz soustavy je rozpoznatelný tím, že poloha se již razantně nemění, ale výrazně roste regulační odchylka.

Tabulka 6 – Měření rozsahu pohybu soustavy

směr pohybu	válec 1 [mm]	válec 2 [mm]
dolů	37,58	-47,43
nahoru	-46,1	34,93

Z naměřených dat (tabulka 6) vyplývá maximální možný zdvih modelu hydromotoru, střední poloha soustavy a bezpečný zdvih soustavy (v tomto případě 84% maximálního zdvihu):

$$\Delta x = 83,7 \text{ mm} \quad , \quad (98)$$

$$x_0 = -4,25 \text{ mm} \quad , \quad (99)$$

$$\Delta x_b = 70 \text{ mm} \quad . \quad (100)$$

9.1.2 Řízení pneumaticky ovládaného ventilu na odbočce měřicí komory



Obr. 50 – Pneumaticky ovládaný ventil na odbočce měřicí komory

Odbočka (by-pass) na měřicí komoře slouží k zamezení průtoku zkoumanou součástí nesprávným směrem. O tom, kterou větví je kapalina tlačena rozhoduje pneumaticky ovládaný ventil (obrázek 50) na této odbočce. Koncové spínače ventilu podávají informaci o stavu ventilu pomocí 2 bitů podle následující tabulky 7:

Tabulka 7 – Stavy pneumaticky ovládaného ventilu

b0	b1	stav
0	0	chyba
1	0	otevřen
0	1	zavřen
1	1	přechod

Vstupním bitem b2 je ventil ovládán (tabulka 8):

Tabulka 8 – Ovládání ventilu

b2	akce
0	otevřít
1	zavřít

Z hlediska rizik pro zkoumanou součást je otevřená odbočka vždy bezpečná, proto je výchozím stavem při startu systému vždy otevřený ventil. Měřicí program kromě jiného zajišťuje a kontroluje otevření nebo zavření tohoto ventilu ve správné úvratí pohybu soustavy. Ventil je konstruován tak, aby se v případě výpadku napájení (pneumatiky) vždy přepnul do otevřeného stavu.

9.1.3 Sběr dat z experimentu

Měřicí karta na měřicím počítači disponuje 16 ti analogovými vstupy podle tabulky 9. Prvních 8 kanálů je uvolněno pro libovolné signály z procesu a druhých 8 je pevně nastaveno na sběr dat z řídicího systému RED.

Tabulka 9 obsahuje popis analogových signálů tak, jak byly využity v době dokončování této disertační práce. Pro práci na soustavě je však počítáno se změnami požadavků. Změny převodních konstant a názvů kanálů v softwaru nepředstavují žádný problém.

Všechna data, která jsou podstatná pro pracovníky pracující na měřicí komoře, je možné po zastavení experimentu uložit do textového souboru. Před započítím experimentu si obsluha softwaru může zvolit, zda se mají ukládat i data v době přepínání pneumatického ventilu v úvratích pohybu soustavy.

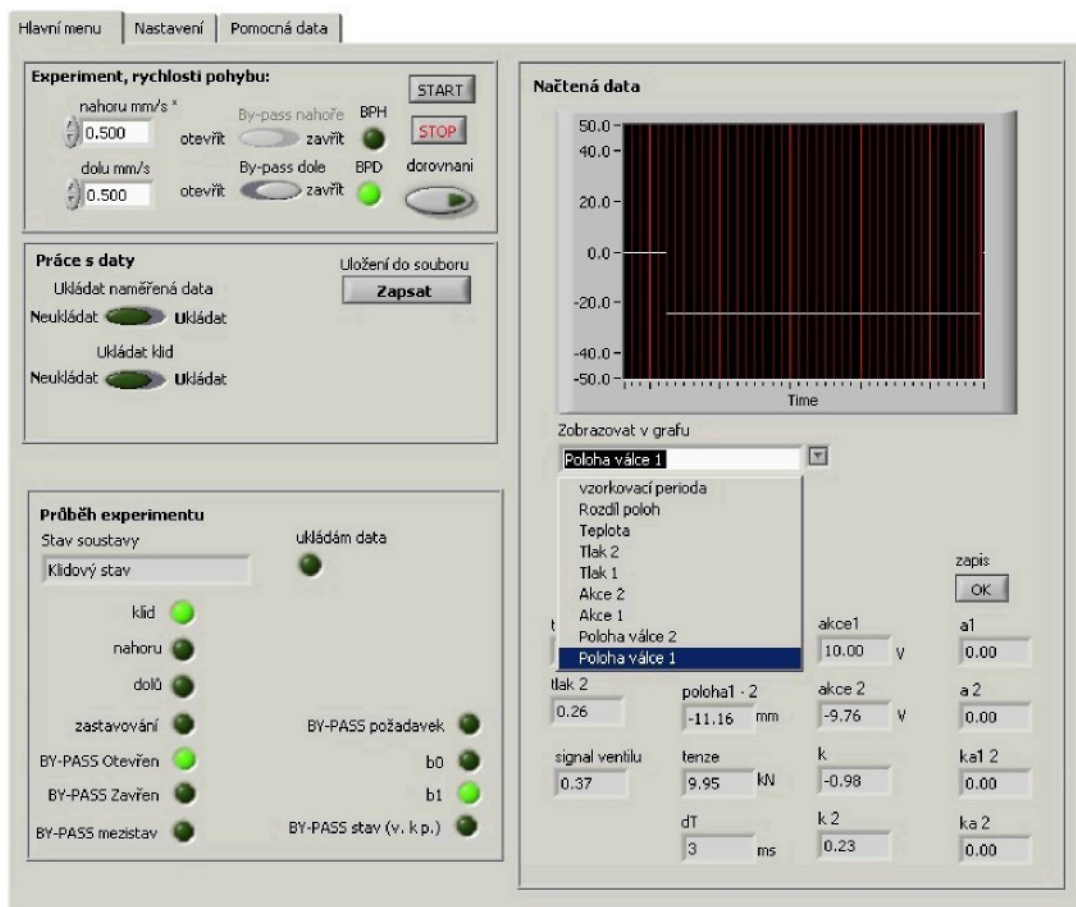
Tabulka 9 - Seznam analogových signálů

kanál	veličina	snímač, zdroj	převod
0	tlak 1 (spodní část komory)	tlakoměr, kr. 1, zes. červený	
1	tlak 2 (horní část komory)	tlakoměr, kr. 1, zes. žlutý	
2	tlak 3 (zatím nezapojeno)	zatím nezapojeno	
3			
4	teplota 1	termočlánek, kr. 3, zes. červený	
5	teplota 2	termočlánek, kr. 3, zes. žlutý	
6	teplota 3	termočlánek, kr. 3, zes. zelený	
7			
8	žádaná poloha válce 1	odbočka řídicího počítače	
9	poloha válce 1	RED 1, zesilovač 1	5,949x [mm]
10		RED 1, zesilovač 2	
11	<u>zásah servoventilu 2</u>	RED 1, zesilovač 3	x [V]
12	žádaná poloha válce 2	odbočka řídicího počítače	
13	poloha válce 2	RED 2, zesilovač 1	-5,2667 [mm]
14	tenze spojovací části	tenz. můstek, RED 2, zes. 2	-20x+8 [kN]
15	<u>zásah servoventilu 1</u>	RED 2, zesilovač 3	x [V]

9.2 Vlastní program v programovacím prostředí LabView

LabView je vývojové prostředí pro vytváření aplikací, tzv. virtuálních přístrojů, orientovaných na oblasti měření, zpracování a užití naměřených dat [29]. Uživatelské rozhraní tvoří panel obsahující ovládací a indikační prvky. Vlastní program je reprezentován graficky blokovým schématem. Program neběží sekvenčně, ale výpočet je řízen tokem dat. Blok zahájí výpočet v okamžiku, kdy má data na všech vstupech. Po zpracování posílá výsledky na všechny výstupy. Procesy jednotlivých bloků tedy běží (s ohledem na hardware a operační systém) paralelně. Kompletní manuál ke grafickému rozhraní viz literatura [15, 31].

Na obrázku 51 je čelní panel programu pro měření na soustavě s komorou pro měření vlastností tlumičových prvků, jehož nepostradatelnou součástí je ovládání tandemové dvojice. Na dalším obrázku 52 je potom ukázka grafického zdrojového kódu.



Obr. 51 – Čelní panel programu pro ovládání komory pro měření vlastností tlumičových prvků

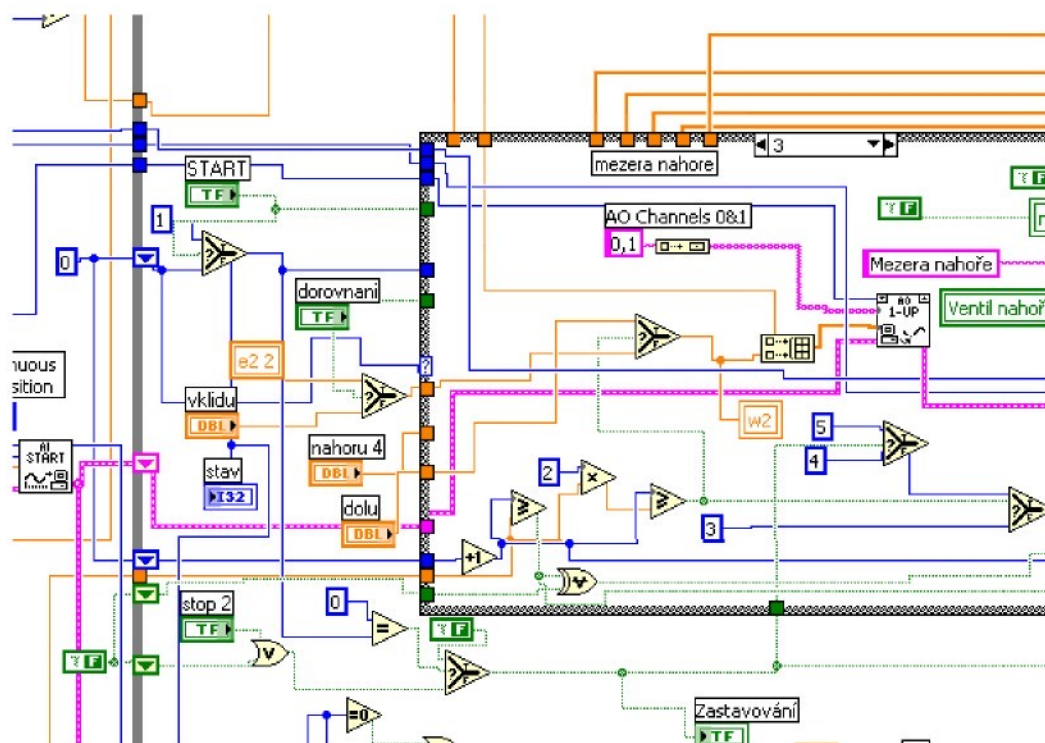
Čelní panel hlavního programu obsahuje 4 rámce spojující ovládací prvky, kontrolky a zobrazovací pole podle logické souvislosti.

V prvním rámcí nazvaném „Experiment, rychlosti pohybu“ nastavuje uživatel údaje související s požadovaným pohybem soustavy a zadává, jestli má být uzavřena odbočka na měřicí komoře. V tomto rámcí je také umístěno spouštění a zastavování experimentu. V základní verzi program umožňuje pouze rovnoměrný pohyb – pilový signál s prodlevou v úvratích (pro přepínání ventilu).

Další rámeček umožňuje nastavení, zda a jaká data mají být ukládána. Tlačítko pro zapsání do souboru je z bezpečnostních důvodů funkční pouze v případě zastavení experimentu.

Další dva rámce seznamují uživatele s aktuálním děním na soustavě. Nejdůležitější parametry jsou zobrazeny diodami v rámcí Průběh experimentu. Zobrazování grafů je pro procesor a grafickou kartu počítače příliš náročné a proto se v dalších verzích programu počítá s jejich odstraněním – v současné verzi je

možnost grafického zobrazení průběhu zvolené veličiny zachován jen z ladících důvodů.



Obr. 52 – Ukázka grafického zdrojového kódu

Poznámka: Licence programovacího prostředí LabView je součástí vybavení hydrodynamické laboratoře.

10 Návod pro obsluhu

Software i specifika tandemového řízení vyžadují proškolení obsluhy v oblasti ovládání řídicího softwaru (SAF i program v LabView). Dále je velmi nutné dodržet postup spínání hydrauliky.

10.1 Sepnutí hydrauliky

Jelikož pokusná soustava je tvořena dvěma rozdílnými hydromotory, které jsou spojeny pevným členem, je nutné dodržet následující postup spínání hydrauliky, aby se předešlo případným kolizím. Tyto kolize se jistě objeví, je-li soustava uvedena do chodu běžným způsobem (jednoduché „hydr. zapnout -> Tlak vysoký->Automaticky najed“). Příčinou vzniku kolizí je to, že po odebrání tlaku pístnice vlivem gravitace zajíždějí nebo vyjíždějí, často i mimo říditelný rozsah do tzv. hydraulických kapes. Před startem pokusu je nutné dostat soustavu opět do výchozí polohy. Řídicí software může přejmout řízení soustavy teprve v této výchozí poloze. To znamená, že do této polohy musí být pístnice dotlačeny za použití softwaru řídicího počítače (SAF). Přidaný kulový ventil (v2) slouží k oddělení napájecího tlaku hornímu válci. Tím je dosaženo toho, že dolní válec může přes pevný člen posouvat horním válcem bez výrazného odporu (při sepnuté hydraulice horního válce by to vedlo k poškození pevného členu). Odpor při posunu horního válce je výrazně nižší, je-li správně otevírán jeho servoventil – tedy je-li akční zásah dolního servoventilu převeden na horní. Z respektování výše uvedených skutečností pramení následující postup spínání hydrauliky u tandemového řízení dvou hydromotorů:

- 0) Před spouštěním hydrauliky je nutno spustit příslušný software na řídicím i měřicím počítači (software v nastavení podle předchozí kapitoly). Předpokládá se, že jsou zapnuta čerpadla a příslušné ventily jsou otevřeny. Je zapnuto napájení měřicí krabičky (na case měřicího počítače). Hydraulika je zatím vypnuta.
- 1) Ověřit v SAF306 že oba válce jsou v polohové vazbě (bez kontroly mezi polohy – menu Adjustace)
- 2) Zavřít **ventil v2**.
- 3) SAF306 Zapnout hydrauliku *
- 4) Sepnout hydrauliku z velínu *

- 5) SAF306 Přepnout horní válec do zpětné vazby přes „extenzi“ (Edit->extenze, extenze u válce 2).
- 6) SAF306 **Válec1**– píst ven nebo automaticky najed' do polohy 0. (pozor, jedná se o ovládání pouze dolního válce – válec 2 je nutno odškrtnout)
- 7) SAF306 Tlak nízký (pro oba válce)
- 8) SAF306 Přepnout horní válec do polohové zpětné vazby!
- 9) Otevřít a zase zavřít ventil v2. **
- 10) SAF306 Tlak vysoký (pro oba válce).
- 11) Otevřít a zase zavřít ventil v2.
- 12) SAF306 Přepnout horní válec do zpětné vazby přes „extenzi“.
- 13) SAF306 Ukončit adjustaci, zapnout Start. (Vykonání -> Start->Start) *(V tuto chvíli přebírá řízení software na měřicím počítači – software musí být spuštěn v klidovém režimu)*
- 14) Otevřít **ventil v2**.

Po těchto 14ti bodech je možné provádět pokusy na soustavě.

10.2 Ovládání programu pro experimenty na měřicí komoře

Práce na měřicí komoře tlumičových prvků předpokládá základní znalost obsluhy s ovládáním hydrauliky v hydrodynamické laboratoři Technické univerzity v Liberci. Za předpokladu, že je spuštěna hydraulika podle předchozí kapitoly (kapitola 10.1) je možné spustit software pro experimenty na měřicí komoře (základní parametry programu s náhledem hlavního panelu jsou v kapitole 9.2).

Při spuštění programu je důležité zkontrolovat hodnoty v rámci Načtená data. Pokud jsou data nesmyslná nebo nulová, je potřeba ověřit spojení měřicí karty počítače a vstupních signálů. Bez tohoto spojení není možné provádět experimenty na soustavě.

10.2.1 Odbočka měřicí komory

V klidovém stavu je odbočka měřicí komory (by-pass) vždy otevřena, aby jí mohla proudit kapalina v případě, že měřená součást klade hydraulický odpor. Pouze pokud si je obsluha jistá, že měřená součást je umístěna správně – tedy očekávaný průtok součástí je směrem zhora dolů, je možné přepnout přepínač do stavu „By-pass dole uzavřít“. Tím je zajištěno, že během pohybu pístů směrem nahoru bude kapalina protékat komorou směrem dolů (v plném tlaku). Z

bezpečnostních důvodů není možné uzavřít odbočku pro opačný směr – měřicí komora není konstruována na vysoký tlak ve spodní části.

10.2.2 Ukládání dat

Před započítím experimentu na komoře si uživatel zvolí, jestli budou naměřená data ukládána (v rámci Práce s daty). Položka Ukládat klid znamená, že do uložených dat budou zahrnuty i přechody v úvratích pohybu. Tato data se mohou hodit například pro měření relaxace materiálu, průběhu chlazení apod.

10.2.3 Vlastní experiment

Vlastní experiment může být spuštěn v rámci „Experiment, rychlosti pohybu“. V příslušných polích je možné nastavit rychlost pohybu v obou směrech. Experiment se spouští a zastavuje tlačítky Start a Stop. Jakmile je experiment spuštěn, obsluha může sledovat stav soustavy nejen vizuálně, ale také v programu v rámci Průběh experimentu. Po vyslání požadavku na zastavení soustavy doběhne experiment v předepsané trajektorii do výchozí polohy.

Během experimentování na měřicí komoře je nutné dodržovat zásady bezpečného provozu hydrodynamické laboratoře.

11 Závěr

V předložené práci jsou popsány a zhodnoceny různé způsoby tandemového řízení dvou hydraulických motorů s pístnicemi v jedné ose mezi kterými je umístěn další hydromotor jako zdroj tlakové kapaliny pro měřicí komoru tlumičových prvků.

Pro řízení soustavy dvou válců bylo vybráno zapojení, při kterém je řízen servoventil druhého hydromotoru podle polohy servoventilu hydromotoru řídicího. Byly zjištěny všechny potřebné závislosti a byly provedeny potřebné úpravy na řídicím systému a rozvodech hydrauliky. Zjištěné závislosti a změny byly aplikovány tak, aby bylo dosaženo požadovaného efektu, kdy druhý válec kopíruje pohyb válce prvního.

Před vlastním sestavením regulačního obvodu bylo simulací ověřeno, že takové zapojení má smysl a že druhý hydromotor tímto způsobem výrazně pomůže při překonávání odporu, který mu klade měřicí komora tlumičových prvků.

Samotné sestavení reálné soustavy dvou hydromotorů bylo rozděleno do dílčích kroků popsaných v textu v kapitole 7 Zapojení hydromotorů do tandemu. V první fázi byl sestaven řídicí okruh a ten byl seřízen pro souhru hydromotorů bez pevného spojení (kapitola 7.5 Řízení hydromotorů bez pevného spojení). Následně bylo do systému přidáno mechanické spojení pístnic obou hydromotorů (kapitola 7.6 Přidání mechanického spojení hydromotorů), jehož aplikace byla rozdělena do tří etap tak, že pružné elementy umožňující snadnou destrukci byly postupně (současně s doladováním systému) nahrazeny reálnou soustavou měřicí komory tlumičových prvků, pro kterou byla práce realizována.

Pro experimenty na měřicí komoře byl sestaven software v programovacím prostředí LabView, jehož funkcí je ovládání hydraulické soustavy, řízení pneumaticky ovládaného ventilu na odbočce měřicí komory a sběr dat z experimentu.

Nehody spojené s laděním systému vedly k sestavení návodu pro sepnutí hydrauliky (kapitola 10.1 Sepnutí hydrauliky), jehož dodržením je výrazně eliminováno riziko vzniku škod na zařízení.

Struktura práce je taková, aby podle ní bylo možné rekonstruovat obdobný problém ve stejné nebo i částečně odlišné konfiguraci. Zřejmým problémem se totiž stává zastaralý řídicí systém, který je již ve větší části hydrodynamické

laboratoře nahrazen novým. Součástky řídicího systému postupně dosluhují, ale zatím je možné je kontinuálně nahrazovat součástmi z již nepoužívaných původních řídicích systémů.

Dnešní řídicí systémy jsou řízeny počítači s operačním systémem reálného času ke kterým jsou připojeny měřicí stanice s klasickými operačními systémy. Vzhledem k zkušenostem katedry s operačním systémem Linux by jistě mělo smysl přemýšlet o sestavení vlastního řídicího systému jako o cíli další vědecké práce.

V současné době slouží systém ke zkoumání kavitačních jevů na tlumičových prvcích v rámci výzkumného záměru na Fakultě strojní Technické univerzity v Liberci. V rámci této spolupráce mezi katedrami je počítáno s úpravami současného softwaru pro experimenty na měřicí komoře (například generování modifikovaných pohybů).

Vlastní publikace

- 1) Kolaja, J.: On-line Real-time Correction Of Fluid Motor's Control, Process Control 2005, Štrbské Pleso, Slovenská republika
- 2) Kolaja, J.: Practical Identification of Linear Fluid Motor With Non-linearity, Principia Cybernetica 2005, Ostrava, ISBN 80-248-0773-4
- 3) Kolaja, J.: Identification Of Linear Fluid Motor Based On Physical Properties, Process Control 2006, Kouty nad Desnou, Czech Republic, ISBN 80-7194-860-8
- 4) Kolaja, J.: Confrontation Of „Blind“ Identification With Physical Base Of Linear Fluid Motor, International Carpathian Control Conference ICCC' 2006, Rožnov pod Radhoštěm, Czech Republic, ISBN 80-248-1066-2
- 5) Kolaja, J.: Power Cooperation Of Two Different Linear Fluid Units – Involvement Possibilities, Acta Mechanica Slovaca 1A/2007 ARTEP 2007, Košice, Slovenská republika, ISSN 1335-2393
- 6) Kolaja J.: Power Cooperation of Two Different Linear Fluid Units – Real System Substitution, 16th International Conference on Process Control 07 June 11-14 2007, Slovak University of Technology in Bratislava, ISBN 978-80-227-2677-1.
- 7) Kolaja J. – Blažek J.: Mathematical Model of Oxygen Transport Ability of Sportsman's Blood – Basic Analyse of the Problem, 16th International Conference on Process Control 07 June 11-14 2007, Slovak University of Technology in Bratislava, ISBN 978-80-227-2677-1.
- 8) Blažek J. – Kolaja J.: Controlling of a Rotary Source of Electric Power in Matlab, 16th International Conference on Process Control 07 June 11-14 2007, Slovak University of Technology in Bratislava, ISBN 978-80-227-2677-1.
- 9) Kolaja J.: Řízení dvojice lineárních hydromotorů v tandemu – přehled provedených prací, Principia Cybernetica 2007, 3. – 5. září 2007, Fakulta strojní, ČVUT v Praze
- 10) Kolaja J.: Power Cooperation of Two Different Linear Fluid Units - Summary of Records, Journal of applied science in the thermodynamics and fluid mechanics, Vol. 1, No. 1/2007, Technical University of Liberec, ISSN 1802-9388.
- 11) Kolaja J.: Power Cooperation of Two Different Linear Fluid Units - Slide-valve Control, Acta Mechanica Slovaca 1-A/2008 ARTEP 2007, Košice, ISSN 1335-2393.

- 12) Kolaja J.: Hydraulic Tandem Control - Rigid Feedback Realization, Proceedings 8th International Scientific - Technical Conference Process Control - ŘÍP 2008, Kouty nad Desnou, Czech Republic, June 9-12, 2008, University of Pardubice, ISBN: 978-80-7395-077-4.
- 13) Kolaja J., Blažek J.: Software Support for Tandem Control of Hydraulic Drive, Proceedings 8th International Scientific - Technical Conference Process Control - ŘÍP 2008, Kouty nad Desnou, Czech Republic, June 9-12, 2008, University of Pardubice, ISBN: 978-80-7395-077-4.
- 14) Blažek J., Kolaja J.: Electric power source regulation implementations in technical subjects exercise, Proceedings 8th International Scientific - Technical Conference Process Control - ŘÍP 2008, Kouty nad Desnou, Czech Republic, June 9-12, 2008, University of Pardubice, ISBN: 978-80-7395-077-4.
- 15) Kolaja J.: Fluid motor's Control – Trajection Envelope's Correction, Journal of Applied Science in the Thermodynamics and Fluid Mechanics, vol. 2, No. 1/2008, <http://astfm.tul.cz>, ISSN 1802-9388.
- 16) Kolaja J.: Power Cooperation of Two Different Linear Fluid Units – Summary of Records, Journal of Applied Science in the Thermodynamics and Fluid Mechanics year 2008 / 1st issue, Liberec, ČR, ISSN 1803-0203.
- 17) Kolaja J.: Conception of Hydraulic Tandem Control, Summaries Volume 17th International Scientific - Technical Conference Process Control 2009. Štrbské Pleso, Slovak Republic. June 9-12, 2009, Slovak University of Technology in Bratislava, ISBN 978-80-227-3081-5.
- 18) Kolaja J.: Implementation of RFID for Timing in Bicycle Race, Transport and Logistics 6/2009, Košice, Slovak Republic, 2009, TU Košice, ISSN 1451 – 107X.

Použitá literatura

- [1] BALÁTEŠ, J. *Automatické řízení*. Praha, 2004.
- [2] BALÁTEŠ, J. *Technická kybernetika*. Brno, 1979.
- [3] BARVÍŘ, M. *Modelování a identifikace*. Brno 1991.
- [4] BERZTISS, A. T. *Štruktúry dát - Teoria a prax*. Bratislava, 1979.
- [5] BOLDYŠ, P. *Bibliografické citace dokumentů podle ČSN ISO 690 a ČSN ISO 690-2: Část 2 – Modely a příklady citací u jednotlivých typů dokumentů. Verze 3.0 (2004), poslední aktualizace 11.11.2004*. URL: <http://www.boldis.cz/citace/citace2.pdf> [cit. 22.7.2010].
- [6] DANIELS, R.W. *An Introduction to Numerical Methods and Optimization Techniques*. New York, North-Holland, 1978.
- [7] FRANKOVIČ, B., PETRÁŠ, Š., SKÁKALA, J., VYKOUK, B. *Automatizácia a samočinné riadenie*. Bratislava 1966.
- [8] GOTTFRIED, B. S., WEISMAN, J. *Introduction to Optimization Theory*. New Jersey, 1973.
- [9] GRACE, A. - LAUB, J. A. - LITTLE, J. N. - THOMPSON, C. M. *Control system Toolbox. For Use with MATLAB. User's Guide*. The Math Works, Inc., 1995.
- [10] HANUŠ, B. *Optimalizace systémů řízení*. Liberec, 1978.
- [11] HIBŠ, M. - HORÁK, V. - KOPÁČEK, J. - MARTINISKO, C. *Strojírenská příručka*. Praha, 1994.
- [12] KORDA, B. - a kol. *Matematické metody v ekonomii*. Praha, 1967.
- [13] KOZÁK, Š. *Matlab-Simulink 1 – Úvod do MATLABu*. Bratislava, 1998.
- [14] KOZÁK, Š. *Matlab-Simulink 2 – Toolbox Control*. Bratislava, 1998.
- [15] *LabVIEW Function and VI Reference Manual*. National Instruments Corp. , 1998.
- [16] MODRLÁK, O. – KYRAL, A. *Úvod do identifikace*. TU v Liberci, Liberec, 2002.
- [17] MODRLÁK, O. *Analýza dynamických systémů*. Liberec, 2002.
- [18] MODRLÁK, O. *Syntéza regulačních obvodů*. Liberec, 2002.
- [19] MODRLÁK, O. *Z-transformace*. Liberec, 2002.
- [20] NOSKIEVIČ, J. *Dynamika tekutinových mechanismů*. VŠB-TU Ostrava, Ostrava, 1995.
- [21] NOSKIEVIČ, P. *Modelování a identifikace systémů*. Montanex a.s., Ostrava, 1999.
- [22] OLEHLA, J., OLEHLA, M. *BASIC u mikropočítačů*. Praha, 1998.

- [23]OLEHLA, M. *Identifikace technologických soustav*. Liberec: TUL, 1995.
- [24]OLEHLA, M. *Základy aplikované kybernetiky*. Liberec: TUL, 1996.
- [25]PROKEŠ, J. *Hydraulické mechanismy v automatizaci*. Praha: SNTL, 1973.
- [26]PROKEŠ, J. - VOSTROVSKÝ, J. *Hydraulické a pneumatické mechanismy*. Praha: SNTL, 1988.
- [27]SOUČEK, P. *Elektrohydraulické servomechanismy*. Praha: ČVUT, 1992.
- [28]TŮMA, J. *Zpracování signálů získaných z mechanických systémů užitím FFT*. Praha, 1997.
- [29]VOTRUBEC, R. *LabVIEW for Windows*. Liberec: TUL, 2000.
- [30]ZÍTEK, P. *Simulace dynamických systémů*. Praha: SNTL, 1990.
- [31]ŽÍDEK, J. - KAMILSKÝ, D. *Grafické programování ve vývojovém prostředí LabVIEW*. Ostrava: ELCOM a.s., 1998.
- [32]*Návody pro hydrauliku – schémata zapojení v hydrodynamické laboratoři TUL*. Liberec: TUL, 1997

Dedikace

Disertační práce vznikla s podporou výzkumného záměru MSM 4674788501.

Dodatek - vlastní podíl doktoranda na řešeném úkolu

Účel práce: Sestavení tandemového řízení dvou hydromotorů, které mají společně silově působit na soustavu umístěnou mezi nimi. Celá soustava je umístěna v prostorech hydrodynamické laboratoře Technické univerzity v Liberci a slouží k měření tlumičových prvků.

V kapitole **2 Hydraulické mechanismy** jsou popsány poznatky získané převážně z konzultací s Prof. Skallou z Katedry výrobních systémů TUL.

Kapitola **3 Zpracování měřeného signálu** představuje problematiku potřebnou pro zpracování dat z experimentů.

V kapitole **5 Identifikace hydraulických soustav** byly aplikovány metody identifikace, které jsou popsány v kapitole **4 Teorie identifikace**. Data pro identifikaci naměřil doktorand v hydrodynamické laboratoři.

Kapitola **6** zahrnuje možné postupy řešení dané úlohy a počítačovou simulaci zvoleného zapojení. Zvolené zapojení bylo konzultováno s profesory z hydrodynamické laboratoře (Prof. Šklíba, doc. Barbora) Pro simulaci bylo aplikováno a upraveno simulační schéma z literatury. Simulace byla prováděna doktorandem na domovské katedře. Pro simulaci byly podstatné konzultace s Prof. Skallou.

Samotné **zapojení hydromotorů do tandemu** popsané v kapitole 7 bylo prováděno převážně doktorandem za pomoci personálu hydrodynamické laboratoře (Ing. Lufinka PhD., ing. Machyán, pan Válek, Ing. Zůbek).

Komora pro měření tlumičových prvků popsaná v kapitole 8 je dílem doktorandů z jiných kateder (Ing. Matějec PhD, Ing. Mueller) a jejich předchůdců. Tenzometrická součást však byla vytypována, zkalibrována a osazena doktorandem za pomoci Ing. Zůbka.

Softwarová podpora řízení a Návodů pro obsluhu v kapitolách 9 a 10 jsou plně dílem doktoranda.

Ing. Jan Kolaja - publikační činnost

- 1) Kolaja, J.: On-line Real-time Correction Of Fluid Motor's Control, Process Control 2005, Štrbské Pleso, Slovenská republika
- 2) Kolaja, J.: Practical Identification of Linear Fluid Motor With Non-linearity, Principia Cybernetica 2005, Ostrava, ISBN 80-248-0773-4
- 3) Kolaja, J.: Identification Of Linear Fluid Motor Based On Physical Properties, Process Control 2006, Kouty nad Desnou, Czech Republic, ISBN 80-7194-860-8
- 4) Kolaja, J.: Confrontation Of „Blind“ Identification With Physical Base Of Linear Fluid Motor, International Carpathian Control Conference ICCC' 2006, Rožnov pod Radhoštěm, Czech Republic, ISBN 80-248-1066-2
- 5) Kolaja, J.: Power Cooperation Of Two Different Linear Fluid Units – Involvement Possibilities, Acta Mechanica Slovaca 1A/2007 ARTEP 2007, Košice, Slovenská republika, ISSN 1335-2393
- 6) Kolaja J.: Power Cooperation of Two Different Linear Fluid Units – Real System Substitution, 16th International Conference on Process Control 07 June 11-14 2007, Slovak University of Technology in Bratislava, ISBN 978-80-227-2677-1.
- 7) Kolaja J. – Blažek J.: Mathematical Model of Oxygen Transport Ability of Sportsman's Blood – Basic Analyse of the Problem, 16th International Conference on Process Control 07 June 11-14 2007, Slovak University of Technology in Bratislava, ISBN 978-80-227-2677-1.
- 8) Blažek J. – Kolaja J.: Controlling of a Rotary Source of Electric Power in Matlab, 16th International Conference on Process Control 07 June 11-14 2007, Slovak University of Technology in Bratislava, ISBN 978-80-227-2677-1.
- 9) Kolaja J.: Řízení dvojice lineárních hydromotorů v tandemu – přehled provedených prací, Principia Cybernetica 2007, 3. – 5. září 2007, Fakulta strojní, ČVUT v Praze
- 10) Kolaja J.: Power Cooperation of Two Different Linear Fluid Units - Summary of Records, Journal of applied science in the thermodynamics and fluid mechanics, Vol. 1, No. 1/2007, Technical University of Liberec, ISSN 1802-9388.
- 11) Kolaja J.: Power Cooperation of Two Different Linear Fluid Units - Slide-valve Control, Acta Mechanica Slovaca 1-A/2008 ARTEP 2007, Košice, ISSN 1335-2393.

- 12) Kolaja J.: Hydraulic Tandem Control - Rigid Feedback Realization, Proceedings 8th International Scientific - Technical Conference Process Control - ŘÍP 2008, Kouty nad Desnou, Czech Republic, June 9-12, 2008, University of Pardubice, ISBN: 978-80-7395-077-4.
- 13) Kolaja J., Blažek J.: Software Support for Tandem Control of Hydraulic Drive, Proceedings 8th International Scientific - Technical Conference Process Control - ŘÍP 2008, Kouty nad Desnou, Czech Republic, June 9-12, 2008, University of Pardubice, ISBN: 978-80-7395-077-4.
- 14) Blažek J., Kolaja J.: Electric power source regulation implementations in technical subjects exercise, Proceedings 8th International Scientific - Technical Conference Process Control - ŘÍP 2008, Kouty nad Desnou, Czech Republic, June 9-12, 2008, University of Pardubice, ISBN: 978-80-7395-077-4.
- 15) Kolaja J.: Fluid motor's Control – Trajection Envelope's Correction, Journal of Applied Science in the Thermodynamics and Fluid Mechanics, vol. 2, No. 1/2008, <http://astfm.tul.cz>, ISSN 1802-9388.
- 16) Kolaja J.: Power Cooperation of Two Different Linear Fluid Units – Summary of Records, Journal of Applied Science in the Thermodynamics and Fluid Mechanics year 2008 / 1st issue, Liberec, ČR, ISSN 1803-0203.
- 17) Kolaja J.: Conception of Hydraulic Tandem Control, Summaries Volume 17th International Scientific - Technical Conference Process Control 2009. Štrbské Pleso, Slovak Republic. June 9-12, 2009, Slovak University of Technology in Bratislava, ISBN 978-80-227-3081-5.
- 18) Kolaja J.: Implementation of RFID for Timing in Bicycle Race, Transport and Logistics 6/2009, Košice, Slovak Republic, 2009, TU Košice, ISSN 1451 – 107X.
- 19) Kolaja J.: Možnosti řízení hydropulzního zařízení – řízení dvojice lineárních hydromotorů v tandemu, Sborník Workshopu pro doktorandy Fakulty strojní a Fakulty textilní Technické univerzity v Liberci, 20. - 23. září Rokytnice nad Jizerou, ISBN 978-80-7372-642-3.

Životopis

Osobní údaje

Jméno Jan Kolaja, Ing.
Adresa Dědinova 1920, Nymburk
Telefon +420 603 88 99 21
E-mail jan.kolaja@tul.cz

Národnost Česká
Datum narození 29.3.1981
Místo narození Nymburk
Rodinný stav Svobodný

Současné zaměstnání

Zaměstnavatel Technická univerzita v Liberci, Fakulta strojní, Katedra aplikované kybernetiky, Studentská 2, Liberec 46006
Pozice Asistent

Vzdělání

Datum (od-do) 2004 až nyní
Název a typ organizace Technická univerzita v Liberci, Fakulta strojní, Liberec
Druh studia Doktorské studium
Zaměření Aplikovaná kybernetika

Datum (od-do) březen - červenec 2005
Název a typ organizace Hochschule Albstadt-Sigmaringen, Německo
Druh studia Zahraniční studijní pobyt

Datum (od-do) 1999-2004
Název a typ organizace Technická univerzita v Liberci, Liberec
Zaměření Fakulta strojní, Automatizované systémy řízení ve strojírenství

Datum (od-do) 1992-1999
Název a typ organizace Gymnázium J.A.Komenského, Nymburk

Jazykové znalosti

Anglický a německý jazyk na komunikativní úrovni

Zkušenosti v oboru

Aktivní činnost v hydrodynamické laboratoři v Liberci, Vesci
Tvorba a správa webových aplikací
Výuka programování v jazycích Pascal, Matlab, PHP, MySQL
Tvorba a správa systému časomíry pro závody horských kol (RFID)

Katedra aplikované kybernetiky

MOŽNOSTI ŘÍZENÍ HYDROPULZNÍHO ZAŘÍZENÍ – ŘÍZENÍ DVOJICE LINEÁRNÍCH HYDROMOTORŮ V TANDEMU

Autoreferát disertační práce

Obor studia: Výrobní systémy a procesy

Zaměření: Aplikovaná kybernetika

Školitel: Prof. Ing. Miroslav Olehla, CSc.

Doktorand: Ing. Jan Kolaja

Recenzenti:

doc. Ing. Eva Kureková, PhD.	Slovenská technická univerzita v Bratislave
doc. Ing. Jiří Macháček, CSc.	Univerzita Pardubice
prof. Ing. Jan Skalla, CSc.	Technická univerzita v Liberci

Termín obhajoby:**ISBN: 978-80-7372-680-5**

Anotace

V předložené práci je popsán postup, kterým bylo dosaženo tandemového řízení dvou hydraulických motorů s pístnicemi v jedné ose, mezi kterými je umístěn model hydromotoru jako zdroj tlakové kapaliny pro měřicí komoru tlumičových prvků. K tandemové spolupráci dvou hydromotorů bylo přistoupeno z důvodu nedostatečného silového účinku jediného hydromotoru při pokusech na tlumičových prvcích v hydrodynamické laboratoři Technické univerzity v Liberci.

Společné řízení těchto dvou hydromotorů je zajištěno přímým řízením servoventilu druhého (pomocného) hydromotoru podle akčního zásahu servoventilu hlavního válce. Práce mimo jiné popisuje úpravy řídicího systému a rozvodů hydrauliky, postupné ladění systému pomocí mechanických zpětných vazeb různé tuhosti nebo hledání optimálního nastavení regulátorů.

Mezi výstupy této disertační práce patří software pro řízení tandemové dvojice a návody pro obsluhu měřicí komory tlumičových prvků.

Klíčová slova: hydraulika, řízení, lineární hydromotor, tandemové řízení.

Summary

The subject of this work is to show conception of hydraulic tandem drive when two different linear fluid engines work together with pistons in one axis one against the other. Tandem cooperation has been contemplated after set of experiments in hydraulic laboratory of Technical University of Liberec, which has shown that one piston is not enough to provide accurate forces for the measuring system scoping a liquid's behaviour in a fluid damper.

Common control of these two hydraulic engines is provided by direct controlling the second servo-valve according to main unit's servo-valve's action. Among others this work describes tuning of the control system and fluid distribution, sequential fine tuning of the system by different mechanical feedbacks or fine tuning of controllers.

Then there are described control software and user's manual as outputs of this PhD thesis.

Keywords: hydraulics, control, hydraulic cylinder, tandem drive.

Poděkování

Na tomto místě bych rád poděkoval svému školiteli Prof. Ing. Miroslavu Olehlovi, CSc. za odborné vedení během studia v rámci doktorského studijního programu, jakož i za pečlivé přečtení této práce a za jeho cenné rady a připomínky.

Dále bych rád poděkoval akademickým pracovníkům Doc. Ing. Jaromíru Barborovi, CSc., Doc. Ing. Ludvíkovi Prášilovi, CSc. Prof. Ing. Janu Skalloví, CSc. a Prof. RNDr. Janu Šklíbovi, CSc. za konzultace a podporu během sestavování předkládané disertační práce.

V neposlední řadě patří mé poděkování personálu hydrodynamické laboratoře Ing. Lufinkvi PhD., Ing. Machyánovi, panu Válkovi, Ing. Zúbkovi za poskytnuté zázemí a také rodičům za trpělivost.

Obsah

1 Úvod.....	6
2 Lineární hydraulický motor.....	7
2.1 Řídicí systém hydromotoru.....	8
3 Experimentální identifikace obou hydromotorů.....	10
3.1 Obrazový přenos uzavřené smyčky s P regulací.....	10
4 Úkol řízení dvou lineárními hydromotorů v tandemu.....	14
4.1 Možné postupy řešení.....	14
4.2 Počítačová simulace zvoleného zapojení.....	16
5 Zapojení hydromotorů do tandemu.....	18
5.1 Vymezení termínů.....	18
5.2 Základní řídicí schéma.....	19
5.3 Úpravy řídicího systému a rozvodů hydrauliky.....	19
5.4 Řízení hydromotorů bez pevného spojení.....	20
5.5 Přidání mechanického spojení hydromotorů.....	21
6 Komora pro měření tlumičových prvků.....	23
6.1 Vstupy a výstupy měřicí komory.....	25
7 Softwarová podpora řízení.....	26
8 Závěr	27
Vlastní publikace.....	29
Použitá literatura.....	31
Dedikace.....	32

1 Úvod

Součástí předkládané práce je řešení problému, který se vyskytl v hydrodynamické laboratoři Technické univerzity v Liberci. Laboratoř je umístěna v areálu kolejí Vesec – budova I a byla vystavěna za podpory MŠMT v roce 1997. Zkušebna je vybavena 9-ti lineárními hydraulickými motory se zatěžovacími rámy umožňujícími statické i dynamické zatěžování strojních součástí s libovolným budícím signálem.

Jedna z úloh vyšetřující chování hydraulických tlumičových prvků narazila na problém, že samostatný píst není schopen působit na soustavu požadovanou silou v požadované trajektorii. Z tohoto důvodu byla zvážena výkonová spolupráce druhého hydromotoru. Obě spolupracující jednotky jsou umístěny v jedné ose, pístnicemi proti sobě a působí na soustavu umístěnou mezi nimi.

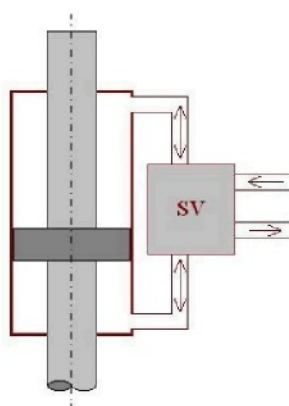
Pro úlohu vyšetřující chování tlumičových prvků je využit další (třetí) lineární hydromotor. Tento válec je ale naplněn tlumičovým olejem. Hydraulické trubice třetího hydromotoru jsou napojeny na měřicí komoru s tlumičovým prvkem. Soustava mimo jiné obsahuje odbočku s ventilem, který může ovládat tok kapaliny měřicí komorou. Vnější působení na třetí lineární hydromotor způsobuje v soustavě (měřicí komoře) průtok oleje tlumičovým prvkem, což nahrazuje situaci v reálném tlumiči. Měřený proces však v tomto případě není omezen zdvihem tlumiče.

Předkládaná disertační práce není zaměřena na měřicí komoru samotnou (i když v rámci této práce k jejím úpravám došlo), ale řeší řízení průtoku kapaliny soustavou a odměřování experimentů. V následujících kapitolách je popsán návrh řízení soustavy dvou lineárními hydromotorů, aplikace tohoto řídicího schématu a dále je popsán řídicí a měřicí hardware a software.

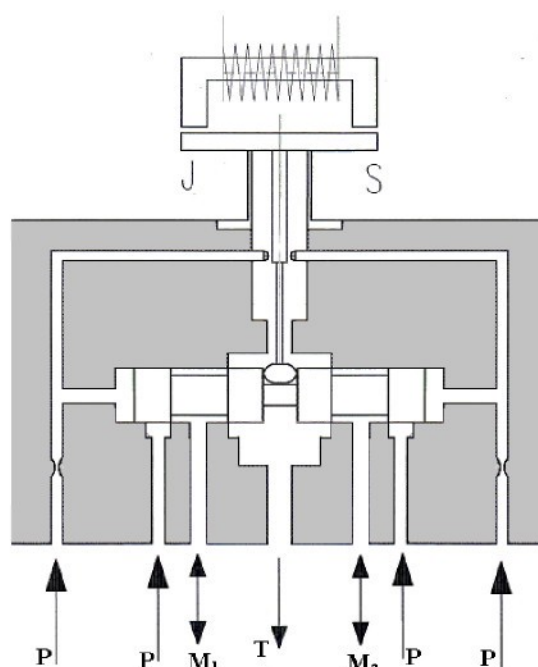
2 Lineární hydraulický motor

Z hlediska uspořádání představuje lineární hydraulický motor nejjednodušší způsob jak transformovat tlakovou energii média na pohyb.

Obrázek 1 ukazuje základní schéma lineárního hydromotoru. V základním provedení se lineární hydromotor skládá z hydraulického válce s pístnicí (na obrázku je válec s průchozí pístnicí) a ze servoventilu. Z mechanického hlediska je princip pohybu velmi jednoduchý – servoventil otevírá cestu tlakové kapalině pod píst, nebo nad píst a zároveň otevírá cestu odpadní kapalině z protější strany (záleží na směru požadovaného pohybu).



Obr. 1 - Základní schéma hydromotoru



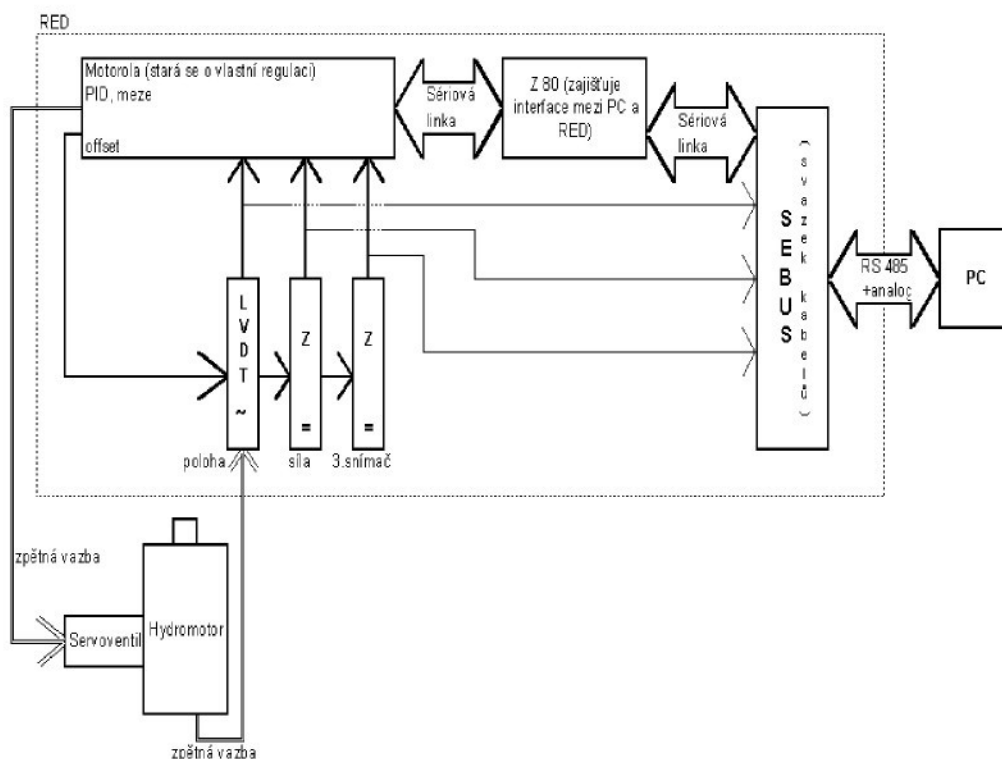
Obr. 2 - Schéma elektrohydraulického servoventilu

Princip funkce hydromotoru vyžaduje ventil pro plynulou regulaci průtoku. V závislosti na požadované přesnosti je možné použít přímý regulační (proporcionální) ventil, nebo servoventil.

Příklad dvoustupňového servoventilu s **vnitřní hydraulickou zpětnou vazbou** je na obrázku 2. Dvoustupňový servoventil sestává z elektromagnetického převodníku, tryskového zesilovače a čtyřhranného řídicího šoupátka. Mechanická polohová vazba, zavedená mezi oběma stupni zesilovače, zajišťuje proporcionální závislost výstupního průtoku kapaliny na vstupním proudu.

2.1 Řídicí systém hydromotoru

Úkolem řídicího systému hydromotoru je především zavazbení pístnice v polohové, silové nebo jiné zpětné vazbě. Řídicí systém porovnává žádanou hodnotu polohy nebo síly s hodnotami naměřenými na snímači polohy nebo siloměru. Výsledkem rozdílu těchto hodnot je regulační odchylka, která má přímý vliv na akční zásah - v případě užití elektrohydraulického servoventilu je řídicím signálem proud protékající cívkou.



Obr. 3 - Řídicí systém RED

Obrázek 3 ukazuje schéma řídicího systému RED od firmy INOVA, tak jak je zapojen u obou hydromotorů na kterých je realizována úloha tandemového

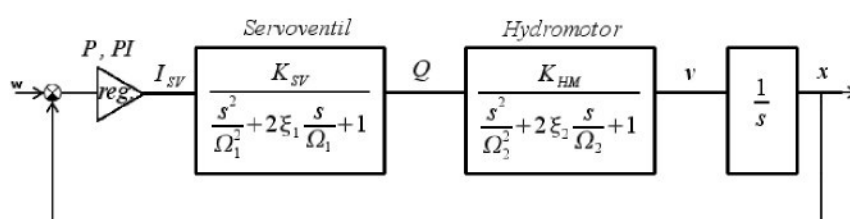
řízení dvou hydromotorů v laboratoři Technické univerzity v Liberci. Schéma zobrazuje také propojení tohoto systému s řídicím počítačem a s hydromotorem. Systém RED umožňuje zapojení tří různých zpětných vazeb. Řídicí systém umožňuje využití PID regulátoru pro každou z těchto vazeb. (PID regulátory jsou realizovány mikroprocesorem Motorola).

3 Experimentální identifikace obou hydromotorů

Přechodová charakteristika, získaná z odezev na skokový vstupní signál žádané polohy, je v podmínkách hydraulické laboratoře nejvhodnějším způsobem experimentální identifikace konkrétních hydromotorů. Vzhledem k charakteru hydromotoru a omezenému zdvihu soustavy není možné experimentovat na soustavě bez uzavřené regulační smyčky. Současné zapojení nedovoluje ani vyřazení regulátoru ze soustavy, ale řídicí systém umožňuje měnit nastavení jednotlivých složek PID. Ze známých konstant regulátoru je potom možné dopočítat přenos soustavy bez regulátoru.

3.1 Obrazový přenos uzavřené smyčky s P regulací

Podle zkušeností, vycházejících z modelování lineárního hydromotoru se servoventilem [21 a 27] lze toto spojení servoventilu a hydromotoru považovat za spojení dvou soustav druhého řádu s řádově rozdílnými vlastními frekvencemi a poměrnými tlumeními podle schématu na obrázku 4. Pro přenos servoventilu je vstupem řídicí proud a výstupem je průtok servoventilem, který je vstupem přenosu hydromotoru. Jeho výstupem je rychlost pohybu pístu. Přes polohu, získanou integrací rychlosti, je uzavřena zpětná vazba. Regulátor je nastaven tak, že je využita jen jeho proporciální složka se jednotkovým zesílením.



Obr. 4 - Uvažovaný model soustavy hydromotoru a servoventilu v uzavřené smyčce

Přenos otevřené smyčky podle modelu na obrázku 4 je:

$$F(s) = \frac{K_{SV}}{\frac{s^2}{\Omega_1^2} + 2\xi_1 \frac{s}{\Omega_1} + 1} \cdot \frac{K_{HM}}{\frac{s^2}{\Omega_2^2} + 2\xi_2 \frac{s}{\Omega_2} + 1} \cdot \frac{1}{s} \quad (1)$$

Jsou-li tedy soustavy servoventilu i hydromotoru nahrazeny přenosem druhého řádu, vznikne jejich spojením přenos čtvrtého řádu. Naměřená data byla získána na uzavřené regulační smyčce s polohovou zpětnou vazbou a proto je hledána shoda měření s modelem ve tvaru (přenos pátého řádu):

$$G(s) = \frac{K}{\tau_1 s^5 + \tau_2 s^4 + \tau_3 s^3 + \tau_4 s^2 + \tau_5 s + 1} \quad (2)$$

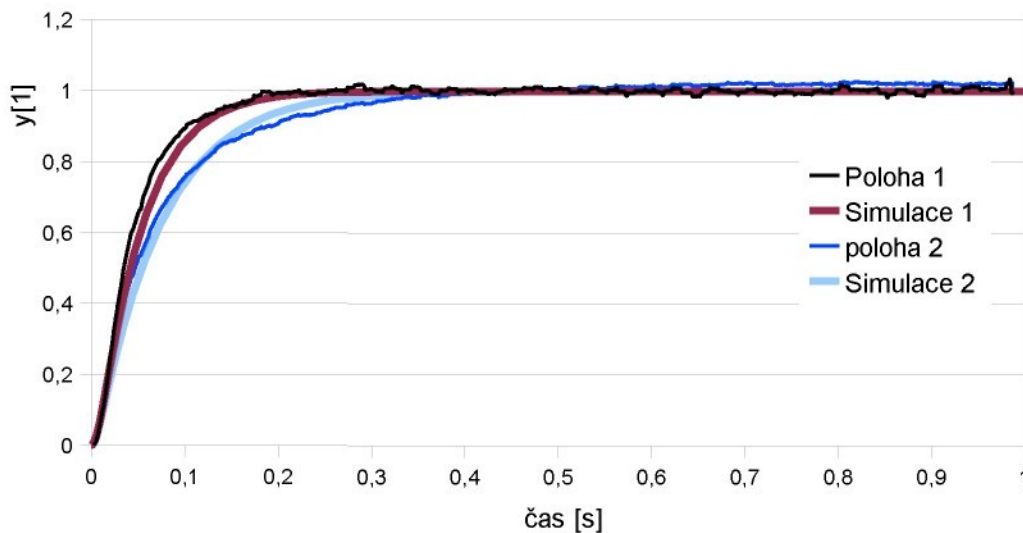
Algoritmus pro nalezení optimálního modelu soustavy spočívá v postupné změně parametrů modelu, následné simulaci a porovnání shody simulace na modelu s naměřenými daty. Nejvhodněji soustavy aproximují přenosy:

$$G_1(s) = \frac{1}{10^{-12} s^5 + 10^{-9} s^4 + 10^{-6} s^3 + 4 \cdot 10^{-4} s^2 + 0,055 s + 1} \quad (6)$$

a

$$G_2(s) = \frac{1}{10^{-12} + 10^{-9} s^4 + 10^{-6} s^3 + 4 \cdot 10^{-4} s^2 + 0,075 s + 1} \quad (7)$$

Přiblížení reálnému systému je vyjádřeno porovnáním simulace a naměřených dat v grafu 5.



Obr. 5 – Porovnání naměřených přechodových charakteristik se simulacemi

Z důvodů blíže popsanych v disertační práci se jedná o přenos uzavřené smyčky se zápornou zpětnou vazbou, pro kterou platí:

$$G(s) = \frac{F(s)}{1 + F(s)} \quad (8)$$

Tedy přenos otevřené smyčky získaný jednoduchou úpravou:

$$F(s) = \frac{G(s)}{1 - G(s)} \quad (9)$$

Po dosazení přenosů (6, 7) a po úpravách vypadají získané přenosy soustav hydromotorů a servoventilů:

$$F_1(s) = \frac{1}{10^{-12}s^5 + 10^{-9}s^4 + 10^{-6}s^3 + 4 \cdot 10^{-4}s^2 + 0,055s}, \quad (10)$$

$$F_2(s) = \frac{1}{s(10^{-12}s^4 + 10^{-9}s^3 + 10^{-6}s^2 + 4 \cdot 10^{-4}s + 0,055)},$$

respektive

$$F_2(s) = \frac{1}{s(10^{-12}s^4 + 10^{-9}s^3 + 10^{-6}s^2 + 4 \cdot 10^{-4}s + 0,075)}. \quad (11)$$

Je jasné, že v obou případech se jedná o astatickou soustavu. Astatismus lze jednoduše vysvětlit: Servoventil nastavený v jediné, skokem nastavené poloze by posouval píst donekonečna, respektive do mechanických mezí hydromotoru. Je to zásadní problém znesnadňující měření přechodové charakteristiky otevřené smyčky.

Za předpokladu, že získané přenosy $F_1(s)$, $F_2(s)$ jsou součástí modelu podle obrázku 4, je možné rozepsat tyto přenosy do tvaru (1). Odstranění integračního členu sníží řád rovnice a pro rozepsání do tvaru (1) je nutné najít kořeny rovnic:

$$10^{-12}s^4 + 10^{-9}s^3 + 10^{-6}s^2 + 4 \cdot 10^{-4}s + 0,055 = 0, \quad (12)$$

pro první hydromotor a pro druhý hydromotor obdobně:

$$10^{-12}s^4 + 10^{-9}s^3 + 10^{-6}s^2 + 4 \cdot 10^{-4}s + 0,075 = 0. \quad (13)$$

Kořeny rovnice (12), vypočtené numericky v OS programu OCTAVE, pro první hydromotor jsou:

$$\begin{bmatrix} k_{11} \\ k_{12} \\ k_{13} \\ k_{14} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -229,44 + 785,43i \\ -229,44 - 785,43i \\ -270,56 + 94,56i \\ -270,56 - 94,56i \end{bmatrix}. \quad (14)$$

Po dosazení a roznásobení členů s komplexně sdruženými kořeny je možné přenos (12) rozepsat do tvaru

$$F_1(s) = \frac{1}{(s - k_{11})(s - k_{12})} \cdot \frac{1}{(s - k_{13})(s - k_{14})} \cdot \frac{1}{s}, \quad (15)$$

$$F_1(s) = \frac{1}{s^2 - (k_{11} + k_{12})s + k_{11} \cdot k_{12}} \cdot \frac{1}{s^2 - (k_{13} + k_{14})s + k_{13} \cdot k_{14}} \cdot \frac{1}{s}. \quad (16)$$

Po dosazení, roznásobení a vyjádření podle (75) vycházejí vlastní frekvence a poměrná tlumení následovně:

$$\begin{bmatrix} \Omega_{11} \\ \xi_{11} \end{bmatrix} \approx \begin{bmatrix} 300 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \\ 0,9 \end{bmatrix}, \quad (17)$$

které lze s největší pravděpodobností považovat za konstanty servoventilu. (Zápis frekvence a poměrného tlumení je uveden ve formě vektoru pouze z důvodu přehlednosti) Další (zbylé) konstanty vyjadřují konstanty lineárního hydraulického válce:

$$\begin{bmatrix} \Omega_{12} \\ \xi_{12} \end{bmatrix} \approx \begin{bmatrix} 800 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \\ 0,3 \end{bmatrix}. \quad (18)$$

Obdobně pro druhý hydromotor jsou pro rovnici (13) nalezeny kořeny polynomu a stejným postupem dopočteny konstanty druhého servoventilu:

$$\begin{bmatrix} \Omega_{21} \\ \xi_{21} \end{bmatrix} \approx \begin{bmatrix} 350 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \\ 0,8 \end{bmatrix} \quad (19)$$

a druhého válce:

$$\begin{bmatrix} \Omega_{22} \\ \xi_{22} \end{bmatrix} \approx \begin{bmatrix} 800 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \\ 0,3 \end{bmatrix}. \quad (20)$$

Přestože geometrie druhého hydromotoru je podle štítkových údajů stejná jako geometrie hydromotoru prvního, identifikace odhalila drobné rozdíly v jejich chování. Již z předběžné analýzy dat získaných při buzení obou válců skokovou změnou (tak, aby bylo docíleno ustáleného maximálního průtoku servoventilem) vyplývá, že horní válec je přibližně o 15% pomalejší. Výrazný vliv na tento rozdíl má servoventil. Rozdílné chování servoventilů je vystiženo a popsáno v jedné z kapitol disertační práce, která se zabývá řízením dvou lineárních hydromotorů v tandemu.

Předběžný pohled na situaci by mohl vést k závěru, že nižší maximální rychlost druhého hydromotoru (pomocný, vlečený hydromotor v tandemové dvojici) vede k omezení celkové rychlosti finální tandemové dvojice. Simulace však dokazují, že v případě společného silového působení na třetí soustavu je rozhodující součet výkonů.

4 Úkol řízení dvou lineárních hydromotorů v tandemu

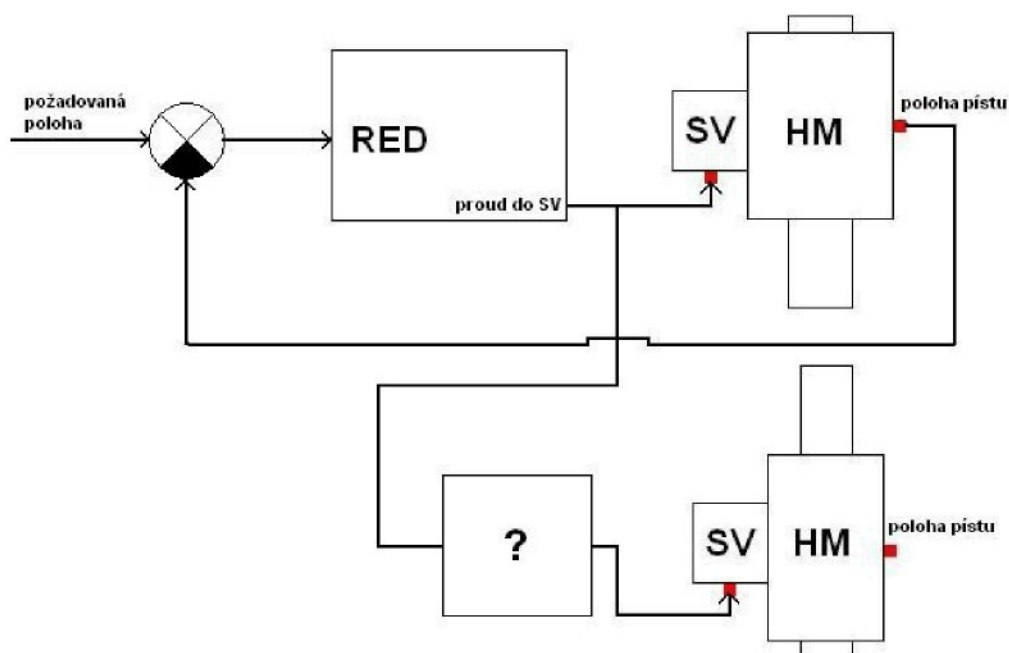
Hlavním cílem je synchronizovat dva rozdílné lineární hydromotory, které jsou umístěny v jedné ose pístnicemi proti sobě tak, aby jeden hydromotor vypomáhal druhému při dynamickém působení na soustavu s tlumičem umístěnou mezi pístnicemi hydromotorů. Jeden samostatný hydromotor neposkytuje dostatečný výkon pro experimenty, a proto je ke spolupráci zapotřebí pomoc hydromotoru druhého.

Zřejmým problémem této synchronizace jsou odlišné vlastnosti obou hydropulzních zařízení. Další problémy se objevují ve fázi seznamování s řídicím systémem od firmy INOVA a během identifikace.

4.1 Možné postupy řešení

Tři samostatné podkapitoly disertační práce představují některá řešení, o kterých je možné uvažovat v podmínkách hydrodynamické laboratoře v Liberci – Vesci. Z pouhého názoru i s malými zkušenostmi je jasné, že mají-li spolupracovat dva (byť jen lehce rozdílné) lineární hydromotory, není vhodné řídit oba v polohové zpětné vazbě. Totožné průběhy žádaných poloh nemohou zajistit stejné regulační odchylky a tím totožný průběh polohy. Dále sčítání silových účinků, dopravních zpoždění, reakčních dob nebo pružnosti soustavy by mohlo způsobovat rázy, zbytečné namáhání soustavy mezi pístnicemi či obdobné problémy. Jistě by mohla nastat i situace, kdy posun jedné pístnice druhou by způsobil opačnou regulační odchylku a tím pádem by jeden píst působil proti druhému (což sice nemusí být vždy na obtíž, ale z hlediska namáhání soustavy je to neefektivní).

Pro tuto práci bylo zvoleno přímé řízení druhého servoventilu. V tomto případě je první lineární hydromotor řízen klasicky v polohové zpětné vazbě. Akční zásah první smyčky (konkrétně řídicí napětí prvního servoventilu) se stává řídicím signálem pro servoventil druhého lineárního hydromotoru. Poloha šoupátka servoventilu druhého hydromotoru je tak přímo úměrná poloze šoupátka servoventilu hydromotoru řídicího. Rozborem situace je nutné nalézt vhodný vztah mezi akčním zásahem a řídicím signálem – korekci.



Obr. 6 - Společné řízení servoventilů – základní idea

Schéma na obrázku 6 velmi zjednodušeně zobrazuje daný problém. Reálné zapojení je závislé na možnostech řídicího systému RED s využitím třetího zesilovače pro zapojení zpětné vazby. Základní nastavení smyčky je provedeno pomocí programu SAF 306 od firmy INOVA, který je instalován na řídicím počítači a je nedílnou součástí řídicího systému. Soustava je ovládána pomocí softwaru vytvořeného v programovacím prostředí LabView z měřicího počítače. Pojem měřicí počítač je zde a v další práci použit pro počítač, který přímo nekomunikuje s řídicím systémem, ale na jeho měřicí kartu jsou přivedeny potřebné signály (z REDu i z jiných zdrojů). Řídicí počítač umožňuje přivedení výstupních signálů z měřicího počítače do řídicího systému RED.

Pro správnou funkci soustavy je zapotřebí zjistit vzájemnou závislost řídicích signálů obou servoventilů (ve schématu označeno otazníkem). Tato závislost vyjadřuje velikost zesílení řídicího signálu prvního servoventilu před tím, než se stane řídicím signálem servoventilu druhého. Tím je docíleno toho, že se oba válce pohybují stejnou rychlostí i směrem respektive směrem opačným. (Opačným směrem proto, že souřadné systémy obou válců jsou proti sobě otočeny – aby válce konaly požadovaný společný pohyb musí se jeden zasouvat a druhý vysouvat.)

4.2 Počítačová simulace zvoleného zapojení

V simulačním programu MATLAB Simulink byl aplikován model podle [21], který je použit ve schématu řízení druhého servoventilu podle prvního, při společném působení na soustavu mezi nimi.

Upravené zapojení je schématicky zobrazeno v disertační práci. Pro potřeby posouzení vhodnosti způsobu zapojení není nutné, aby simulované hydromotory přesně odpovídaly skutečným parametrům. Záměrně jsou ale parametry hydromotorů upraveny tak, aby byl druhý hydromotor relativně pomalejší.

Znamé konstanty obou hydromotorů umožňují přesné dopočítání potřebného regulátoru tak, aby chování obou hydromotorů bylo prakticky totožné. Takové nastavení by ale matematicky znamenalo použití totožných hydromotorů a výsledky simulace by neměly požadovaný význam protože ani reálná soustava nedisponuje naprosto shodnými hydromotory.

Obrázek 7 zobrazuje průběhy simulací v několika režimech:

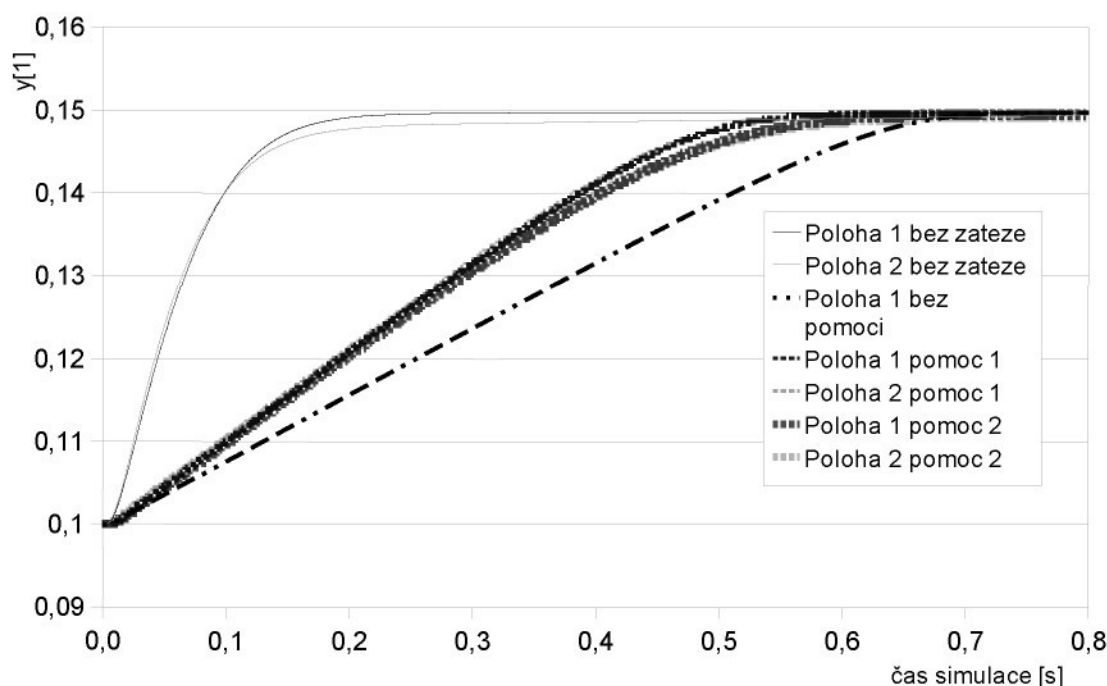
Simulace bez zátěže – První hydromotor je zapojen v polohové zpětné vazbě s P-regulátorem s optimálním zesílením. Servoventil druhého hydromotoru je ovládán podle regulační odchylky hydromotoru prvního s takovým zesílením, aby výsledné chování bylo co nejpodobnější prvnímu hydromotoru. Pístnice hydromotorů jsou rozpojeny a hydromotorům není kladen žádný odpor.

Simulace bez pomoci – Zapojení regulace je totožné jako v předchozím případě. Pístnice hydromotorů jsou rozpojeny. Prvnímu hydromotoru je kladen odpor tlumiče.

Simulace pomoc 1 – Zapojení je opět totožné s předchozími. Pístnice hydromotorů jsou ale spojeny a odpor soustavy proti pohybu je zaveden.

Simulace pomoc 2 – Zapojení je téměř totožné s předchozími. Zesílení akčního zásahu druhého hydromotoru je sníženo, v rozpojeném stavu bez zátěže by tedy druhý hydromotor nestíhal kopírovat polohu prvního hydromotoru. Pístnice hydromotorů jsou spojeny a je zaveden odpor soustavy proti pohybu.

Vstupní signál (skok žádané hodnoty) je ve všech simulacích stejný a je zvolen tak, aby se projevily mezní schopnosti hydromotorů.



Obr. 7 – Průběhy simulací v různých režimech - odezva na skok žádané polohy

Polohy ve stavu bez zátěže ukazují odezvu nezátížených hydromotorů na skokovou změnu žádané polohy. V ostatních případech již klade spojovací součást odpor proti pohybu. Průběh „Polohy 1 bez pomoci“ ukazuje, jak si se zátěží poradí jeden samostatný hydromotor.

Výsledné polohy pístů v případě vzájemné výpomoci (pomoc 1, pomoc 2 u poloh obou pístů) jsou téměř totožné díky působení odporu spojovací tyče proti deformaci. V obou případech je nezanedbatelný vliv pomocného hydromotoru při překonávání odporu soustavy. I v případě neoptimálního seřízení regulátoru („Poloha 1 pomoc 2“, „Poloha 2 pomoc2“) je vliv vzájemné pomoci značný.

Uvedené simulace dokazují, že zapojení hydromotorů v tandemu má nesporný význam při řešení problému nedostatečného silového působení jediného hydromotoru.

5 Zapojení hydromotorů do tandemu

Navrhnuté schéma (obr. 6) je základem pro zapojení řídicího obvodu. V první řadě je nutné seřadit soustavu tak, aby se oba hydromotory pohybovaly společně bez vzájemné zpětné vazby s co nejmenším rozdílem okamžitých poloh. Po úspěšném zavazbení a nastavení regulátorů následuje přidání **pevného mechanického spojení**. I při pevném spojení pístnic obou hydromotorů umožňují průsaky hydrauliky vzájemné dorovnání pístnic. Schopnost dorovnání je přímo úměrná tuhosti (v krajních mezích i pevnosti) použitého mechanického spojení, které je pro tuto úlohu navrženo ve třech úrovních. Tři postupně aplikované úrovně pevného mechanického spojení umožňují bezpečné a ekonomické seřízení soustavy. V průběhu práce bylo rozfázované použití pevného mechanického spojení nezbytnou pomůckou pro sestavení postupu pro spínání hydrauliky v režimu tandemového řízení.

5.1 Vymezení termínů

Protože zapojení hydromotorů a jejich řídicích systémů je do jisté míry specifické, je nutné vymezit některé termíny (tak jak jsou uváděny v této práci), aby se tak předešlo případným nedorozuměním.

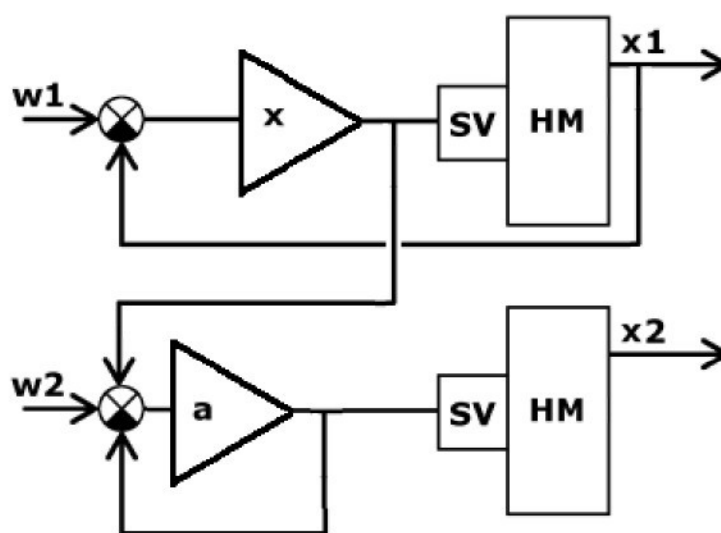
- **Řídicí hydromotor** je hlavním (prvním) hydromotorem v tandemové dvojici. Jedná se o spodní hydromotor a ve schématech, programech a grafech je pro jednoduchost označován jako **hydromotor 1**.
- **Závislý hydromotor** je druhý hydromotor v tandemové dvojici. Jeho chování je přímo závislé na řídicím hydromotoru. Fyzicky je v tandemové dvojici umístěn nahoře a ve schématech, programech a grafech je pro jednoduchost označován jako **hydromotor 2**.
- **Řídicí proud servoventilu** je proud na cívce servoventilu.
- **Akční zásah servoventilu** je napětí přímo úměrné řídicímu proudu servoventilu. V grafech je tato veličina pro zjednodušení označována jako „Akce“ resp. „Akce 1“, „Akce 2“.
- **Řídicí počítač** - tímto názvem je označen počítač umístěný ve velínu laboratoře, ze kterého je programem SAF ovládáno spínání hydrauliky a jsou z něj spouštěny experimenty.

- **Měřicí počítač** je počítač umístěný ve velínu laboratoře, jehož primárním úkolem je snímání a ukládání dat experimentů. Pomocí výstupů měřicí karty propojeným přes řídicí počítač je možné i přes tento počítač ovládat žádané hodnoty v řídicím systému.

5.2 Základní řídicí schéma

První uvedené schéma (viz obr. 6) zobrazuje základní ideu navrhovaného řešení tandemového řízení. Akční zásah řídicího hydromotoru je po transformaci použit jako akční zásah závislého hydromotoru.

Dalším schématem (obrázek 8) je podrobněji znázorněno skutečné zapojení navrhovaného řešení tak, jak jej umožňuje řídicí systém RED. Navrhované schéma využívá možnosti zapojení zpětné vazby přes libovolný ze tří zesilovačů v řídicím systému RED. Způsob zapojení však předpokládá drobnou úpravu v řídicím systému. Tuto a další úpravy řídicího systému a rozvodů hydrauliky popisují následující kapitoly. Softwarovým nastavením druhého hydromotoru do zpětné vazby podle třetího snímače je zajištěno to, že na vstupu druhého regulátoru se objeví akční zásah prvního regulátoru.



Obr. 8 - Schéma společného řízení servoventilů

5.3 Úpravy řídicího systému a rozvodů hydrauliky

Vzhledem k tomu, že úloha tandemového řízení dvou hydromotorů neodpovídá běžnému provoznímu využití, bylo nutné přikročit během experimentování k úpravám řídicího systému RED a rozvodů hydrauliky.

K těmto úpravám patří převody řídicích signálů mezi řídicími systémy hydromotorů tak, aby v řídicím systému druhého hydromotoru byla dostupná informace o akčním zásahu prvního hydromotoru.

Další úpravou je úprava zesílení jednoho ze zesilovačů řídicího systému druhého hydromotoru přidáním potenciometru do série s operačním zesilovačem., aby bylo možné jemné ladění zesílení.

Technicky je velmi složité vyvážit servoventil tak, aby nulový řídicí signál odpovídal nulovému průtoku. Řídicí systém umožňuje buď nulování snímače (softwarově), nebo lehké doladění offsetu (otočným potenciometrem). Aby byl vliv potenciometru zvýšen, je připojen v sérii další odpor. To umožňuje nastavit podle potřeby výstup ze servoventilu.

Aby bylo zamezeno problémům při startu hydrauliky, byl přidán pomocný ventil, který umožňuje izolovat horní válec od společného přívodu hydrauliky. Nenapájený hydromotor je poddajnější a umožňuje po startu hydrauliky nastavení do výchozí polohy. Při spínání hydrauliky tento ventil zamezuje nepředvídatelnému pohybu horního válce.

5.4 Řízení hydromotorů bez pevného spojení

V první fázi sestavování systému řízení je nutné sledovat chování soustavy a následně soustavu ladit tak, aby každý válec pracoval samostatně – to znamená, že mezi nimi není žádné pevné spojení.

Podle schématu společného řízení servoventilů (obr. 8) je v průběhu experimentu do řídicího systému přivedena konstantní hodnota žádané polohy – v tu chvíli je spuštěno tandemové řízení (dle SAF je horní válec přepnut do extenzní zpětné vazby) a podle schématu tak do regulátoru přichází hodnota rozdílu této konstanty a akčního zásahu prvního hydromotoru. Protože se regulátor snaží udržovat nulovou regulační odchylku, kopíruje tak druhý servoventil (s určeným přenosem) servoventil první.

Samozřejmě u druhého hydromotoru dochází k rozvážení servoventilu a tím k odchýlení od polohy řídicího hydromotoru. Opakované pokusy na takto zapojené soustavě ukázaly, že směr i velikost rozvážení jsou náhodné.

5.5 Přidání mechanického spojení hydromotorů

Je-li zajištěno řízení druhého hydromotoru podle prvního s určitou úrovní přesnosti (směr pohybu je dodržen vždy, trajektorie se odchyluje v řádech milimetrů), je možné přistoupit k přidání mechanického spojení pístnic obou válců.

Soustava dvou lineárních hydromotorů je v první řadě soustavou mechanickou. Mechanickým spojením se rozumí pevné spojení pístnic obou hydromotorů – průsaky hydrauliky umožňují vzájemné dorovnání pístnic. Schopnost dorovnání je přímo úměrná tuhosti (v krajních mezích i pevnosti) použité pevné zpětné vazby. Není jistě rozumné použít hned co nejpevnější zpětnou vazbu, neboť potom není možné odhalit případné chyby seřízení a soustava je vystavena zbytečně velkému namáhání.

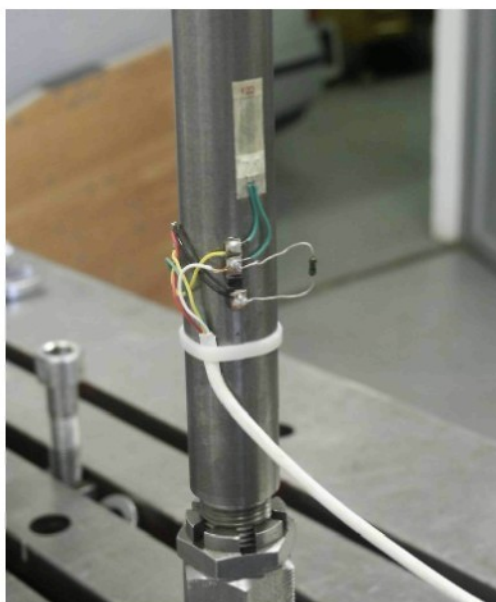


Obr. 9 - Posloupnost redukcí pro připojení mechanického spojení pístnic hydromotoru

Proto je pevná zpětná vazba pro tuto úlohu navržena ve třech úrovních, které jsou postupně zaměňovány – **tři úrovně** umožňují bezpečné a ekonomické seřízení soustavy.

V první úrovni (obr. 9) je pevné spojení realizováno ocelovou tyčí o průměru 10mm. Tyč je na koncích opatřena závitem, který přes redukce umožňuje připojení k pístnicím hydromotorů. Tato tyč je relativně pružná a její velmi nízká pevnost (v porovnání s možnostmi hydromotoru) umožňuje další odstranění nedostatků (při přetížení praskne, nebo se ohne). Vazba nezaručuje přesné kopírování polohy, ale v případě, že jeden z motorů nereaguje tak, jak by se očekávalo, umožňuje tento druh vazby poměrně velké odchylky, aniž by byla vazba zničena. V případě větší odchylky je vazba přetržena a tím je zamezeno případnému zničení pístnice

hydromotoru nebo jiného zkušebního materiálu. Toto **relativně pružné spojení s omezenou pevností** je nepostradatelnou pomůckou pro ladění soustavy a pro sestavení postupu pro spínání hydrauliky v režimu tandemového řízení.



Obr. 10 – Tenzometrický můstek na mechanickém spojení druhé úrovně

Další, druhou úrovní mechanického spojení obou pístnic je pevnější tyč (průměr 30mm) s tenzometry. Tenzometry umožňují sledovat namáhání soustavy (tím nepřesnost řízení) a také případné přidání další zpětné vazby, která je součástí jednoho z programů.

Pevný člen s tenzometry umožňuje připojení přídavného tlumiče. Tento tlumič klade soustavě odpor a částečně tak simuluje soustavu, pro kterou je tandemové řízení realizováno (obrázek 11).

Poslední a finální úrovní mechanického spojení hydromotorů je samotná soustava, pro kterou je úloha řešena. Jedna z jejích součástí je opatřena citlivými polovodičovými tenzometry. Informace o tenzi v materiálu je použita pro bezpečnostní funkci programu (total stop).

Mechanické spojení pístnic hydromotorů také zamezuje problémům při startu tandemového řízení.

Shrnutí výhod mechanického spojení hydromotorů:

- a) nezbytná "mechanická zpětná vazba" pro správné řízení,
- b) zajištění nulové polohy druhého hydromotoru při startu systému,

- c) postradatelná (zničitelná) náhrada reálné soustavy, která má být umístěna mezi pístnicemi,
- d) informace o nepřesnosti řízení (deformace, nebo měření tenzometry).



Obr. 11 - Mechanické spojení druhé úrovně s tlumičem

6 Komora pro měření tlumičových prvků

Komora pro měření tlumičových prvků sestává z dalšího (třetího) lineárního hydraulického hydromotoru naplněného tlumičovým olejem, který tak vytváří model hydraulického obvodu. Pokud silově napájený lineární motor (respektive dvojice lineárních motorů) působí z vnějšku silově na pístnici třetího hydromotoru, dochází uvnitř komory k toku kapaliny. Kapalina protéká zkoumanou součástí testovaného tlumiče. V reálném tlumiči je tlumící kapalina statická a pohybuje se píst tlumiče, čímž dochází k průtoku kapaliny škrcením. V této měřicí komoře je průtoku kapaliny škrcením dosaženo opačně. Škrťací ventil je napevno usazen v měřicí komoře (je statický) a kontinuálně jím protéká olej. Toto řešení umožňuje zkoumání fyzikálních jevů (například kavitaci) na relativně větším zdvihu, neboť zdvihový objem třetího lineárního hydromotoru je mnohokrát vyšší, než zdvihový objem reálného tlumiče.

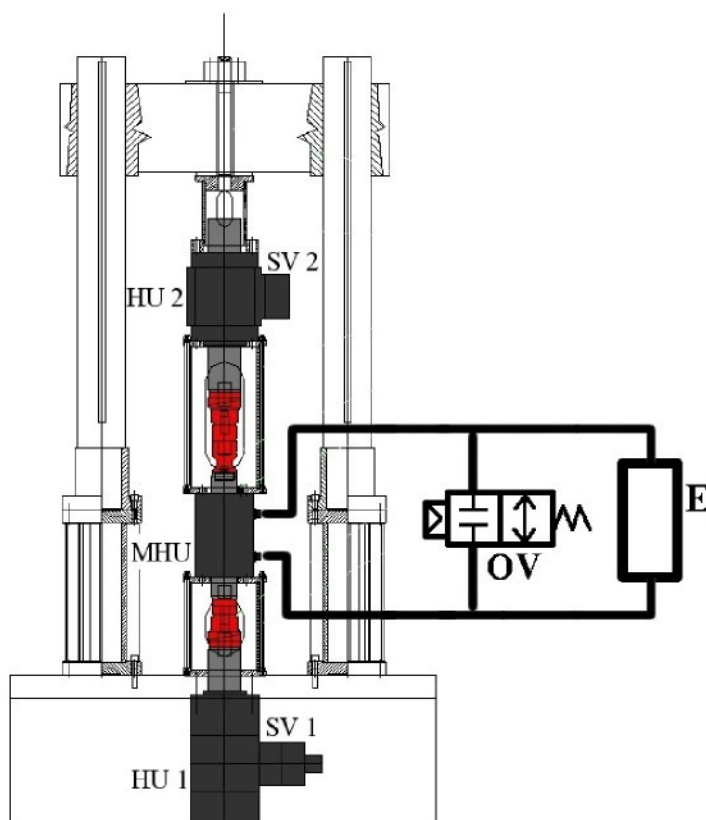
Řešení komory pro měření tlumičových prvků není předmětem této práce. Měřicí komora je však zmíněna z důvodu zapojení dalších funkčních obvodů v ní a v neposlední řadě představuje třetí hydromotor s komorou pro zkoumání tlumičových prvků zátěž pro tandemovou dvojici.

Na obrázku 12 je výkres soustavy tandemové soustavy s modelem lineárního hydromotoru jako zdrojem tlakové kapaliny pro měřicí komoru (která je zobrazena schématicky). Očíslovanými pozicemi jsou označeny hlavní součásti:

- 1 – posuvný zatěžovací rám,
- 2, 3 – kloubní spojení,
- 4, 5 – vymezovací klece,
- 6, 7 – upevnění horního hydraulického válce k zatěžovacímu rámu,
- 8 – fyzický model lineárního hydromotoru (označen také jako MHU).

Dále jsou písmeny označeny:

- HU1, SV1 – řídicí hydromotor a jeho servo-ventil,
- HU2, SV2 – pomocný hydromotor a jeho servo-ventil,
- MHU - třetí hydromotor sloužící jako napájení měřicí komory,
- E - komora s měřeným prvkem,
- OV - obtokový pneumaticky ovládaný ventil.



Obr. 12 - Výkres soustavy se schématickým znázorněním měřicí komory

Pohled na reálnou soustavu je na obrázku 13. Na levé části zatěžovacího rámu je připevněna pumpa pro plnění měřicí komory (v popředí) tlumičovým olejem. Přes horní vymezovací klec je zřetelné kloubní spojení s tenzometrickou součástí.



Obr. 13 - Soustava v reálu

Signál z vysoce citlivých polovodičových tenzometrů je vyveden na prostřední zesilovač řídicího systému RED. Díky tomu je možné použití tohoto signálu pro okamžité vypnutí hydrauliky v případě překročení nastavených limitů.

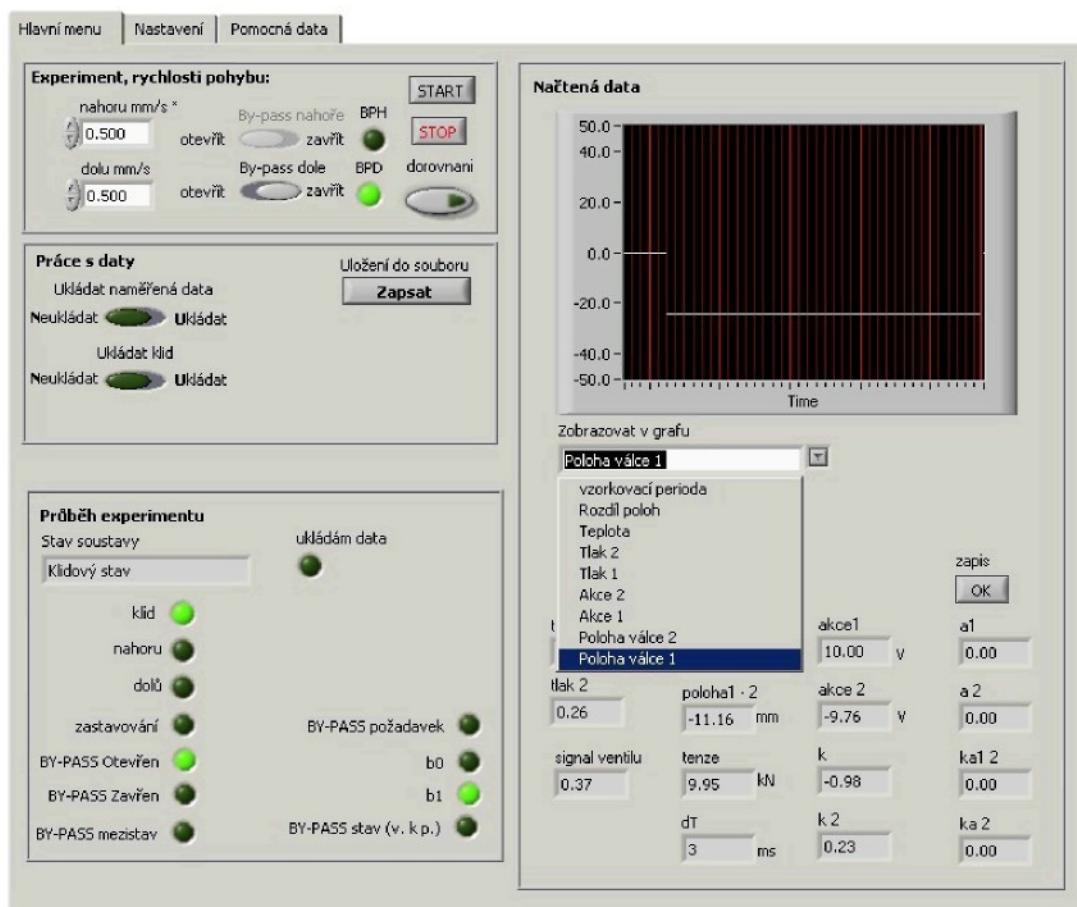
6.1 Vstupy a výstupy měřicí komory

Výstupy, které jsou důležité pro sledování experimentů, probíhajících v měřicí komoře, jsou přivedeny na vstupní kartu měřicího počítače přes externí zesilovače. Velmi důležitou informací přenášenou oběma směry jsou signály řídicí pneumaticky ovládaný ventil na odbočce měřicí komory. Poloha tohoto ventilu určuje, jestli bude kapalina protékat měřicí komorou, nebo její odbočkou. To je velice důležité v případě, že součást umístěná v měřicí komoře dovoluje průtok pouze jedním směrem. Proto je k dispozici i zpětná vazba o poloze ventilu, kterou hlídá příslušný software. Ten nedovolí zpětný pohyb hydromotorů, jestliže není potvrzena správná poloha ventilu.

7 Softwarová podpora řízení

Produktem realizace tandemového řízení je software vytvořený v programovacím prostředí LabView. Jedná se o programy sloužící od seřízení vazeb a zjištění chování soustavy až po uživatelský program pro pokusy na reálné soustavě (obr. 14).

Funkčnost softwaru pro ovládání měřicí komory hydraulických tlumičových prvků byla navržena a naprogramována v úzké spolupráci s vědeckými pracovníky, pro které je tato soustava určena. Tento software je součástí měřicího počítače. Signály jím generované vstupují do řídicího systému po spuštění konkrétního experimentu na počítači řídicím (v případě správné polohy přepínačů na zadní straně řídicího počítače). Vyjímkou je binární signál sloužící k řízení pneumaticky ovládaného ventilu na odbočce (by-pass) měřicí komory, protože ventil není součástí řídicího systému.



Obr. 14 – Čelní panel programu pro ovládání komory pro měření vlastností tlumičových prvků

8 Závěr

V předložené práci jsou popsány a zhodnoceny různé způsoby tandemového řízení dvou hydraulických motorů s pístnicemi v jedné ose mezi kterými je umístěn další hydromotor jako zdroj tlakové kapaliny pro měřicí komoru tlumičových prvků.

Pro řízení soustavy dvou válců bylo vybráno zapojení, při kterém je řízen servoventil druhého hydromotoru podle polohy servoventilu hydromotoru řídicího. Byly zjištěny všechny potřebné závislosti a byly provedeny potřebné úpravy na řídicím systému a rozvodech hydrauliky. Zjištěné závislosti a změny byly aplikovány tak, aby bylo dosaženo požadovaného efektu, kdy druhý válec kopíruje pohyb válce prvního.

Před vlastním sestavením regulačního obvodu bylo simulací ověřeno, že takové zapojení má smysl a že druhý hydromotor tímto způsobem výrazně pomůže při překonávání odporu, který mu klade měřicí komora tlumičových prvků.

Samotné sestavení reálné soustavy dvou hydromotorů bylo rozděleno do dílčích kroků popsaných v textu disertační práce v kapitole "Zapojení hydromotorů do tndemu". V první fázi byl sestaven řídicí okruh a ten byl seřízen pro souhru hydromotorů bez pevného spojení. Následně bylo do systému přidáno mechanické spojení pístnic obou hydromotorů, jehož aplikace byla rozdělena do tří etap tak, že pružné elementy umožňující snadnou destrukci byly postupně (současně s doladováním systému) nahrazeny reálnou soustavou měřicí komory tlumičových prvků, pro kterou byla práce realizována.

Pro experimenty na měřicí komoře byl sestaven software v programovacím prostředí LabView, jehož funkcí je ovládání hydraulické soustavy, řízení pneumaticky ovládaného ventilu na odbočce měřicí komory a sběr dat z experimentu.

Nehody spojené s laděním systému vedly k sestavení návodu pro sepnutí hydrauliky, jehož dodržením je výrazně eliminováno riziko vzniku škod na zařízení.

Struktura práce je taková, aby podle ní bylo možné rekonstruovat obdobný problém ve stejné nebo i částečně odlišné konfiguraci. Zřejmým problémem se totiž stává zastaralý řídicí systém, který je již ve větší části hydrodynamické laboratoře nahrazen novým. Součástky řídicího systému postupně dosluhují, ale zatím je možné je kontinuálně nahrazovat součástmi z již nepoužívaných původních řídicích systémů.

Dnešní řídicí systémy jsou řízeny počítači s operačním systémem reálného času ke kterým jsou připojeny měřicí stanice s klasickými operačními systémy. Vzhledem k zkušenostem katedry s operačním systémem Linux by jistě mělo smysl přemýšlet o sestavení vlastního řídicího systému jako o cíli další vědecké práce.

V současné době slouží systém ke zkoumání kavitačních jevů na tlumičových prvcích v rámci výzkumného záměru na Fakultě strojní Technické univerzity v Liberci. V rámci této spolupráce mezi katedrami je počítáno s úpravami současného softwaru pro experimenty na měřicí komoře (například generování modifikovaných pohybů).

Vlastní publikace

- 1) Kolaja, J.: On-line Real-time Correction Of Fluid Motor's Control, Process Control 2005, Štrbské Pleso, Slovenská republika
- 2) Kolaja, J.: Practical Identification of Linear Fluid Motor With Non-linearity, Principia Cybernetica 2005, Ostrava, ISBN 80-248-0773-4
- 3) Kolaja, J.: Identification Of Linear Fluid Motor Based On Physical Properties, Process Control 2006, Kouty nad Desnou, Czech Republic, ISBN 80-7194-860-8
- 4) Kolaja, J.: Confrontation Of „Blind“ Identification With Physical Base Of Linear Fluid Motor, International Carpathian Control Conference ICCC' 2006, Rožnov pod Radhoštěm, Czech Republic, ISBN 80-248-1066-2
- 5) Kolaja, J.: Power Cooperation Of Two Different Linear Fluid Units – Involvement Possibilities, Acta Mechanica Slovaca 1A/2007 ARTEP 2007, Košice, Slovenská republika, ISSN 1335-2393
- 6) Kolaja J.: Power Cooperation of Two Different Linear Fluid Units – Real System Substitution, 16th International Conference on Process Control 07 June 11-14 2007, Slovak University of Technology in Bratislava, ISBN 978-80-227-2677-1.
- 7) Kolaja J. – Blažek J.: Mathematical Model of Oxygen Transport Ability of Sportsman's Blood – Basic Analyse of the Problem, 16th International Conference on Process Control 07 June 11-14 2007, Slovak University of Technology in Bratislava, ISBN 978-80-227-2677-1.
- 8) Blažek J. – Kolaja J.: Controlling of a Rotary Source of Electric Power in Matlab, 16th International Conference on Process Control 07 June 11-14 2007, Slovak University of Technology in Bratislava, ISBN 978-80-227-2677-1.
- 9) Kolaja J.: Řízení dvojice lineárních hydromotorů v tandemu – přehled provedených prací, Principia Cybernetica 2007, 3. – 5. září 2007, Fakulta strojní, ČVUT v Praze
- 10) Kolaja J.: Power Cooperation of Two Different Linear Fluid Units - Summary of Records, Journal of applied science in the thermodynamics and fluid mechanics, Vol. 1, No. 1/2007, Technical University of Liberec, ISSN 1802-9388.
- 11) Kolaja J.: Power Cooperation of Two Different Linear Fluid Units - Slide-valve Control, Acta Mechanica Slovaca 1-A/2008 ARTEP 2007, Košice, ISSN 1335-2393.

- 12) Kolaja J.: Hydraulic Tandem Control - Rigid Feedback Realization, Proceedings 8th International Scientific - Technical Conference Process Control - ŘÍP 2008, Kouty nad Desnou, Czech Republic, June 9-12, 2008, University of Pardubice, ISBN: 978-80-7395-077-4.
- 13) Kolaja J., Blažek J.: Software Support for Tandem Control of Hydraulic Drive, Proceedings 8th International Scientific - Technical Conference Process Control - ŘÍP 2008, Kouty nad Desnou, Czech Republic, June 9-12, 2008, University of Pardubice, ISBN: 978-80-7395-077-4.
- 14) Blažek J., Kolaja J.: Electric power source regulation implementations in technical subjects exercise, Proceedings 8th International Scientific - Technical Conference Process Control - ŘÍP 2008, Kouty nad Desnou, Czech Republic, June 9-12, 2008, University of Pardubice, ISBN: 978-80-7395-077-4.
- 15) Kolaja J.: Fluid motor's Control – Trajection Envelope's Correction, Journal of Applied Science in the Thermodynamics and Fluid Mechanics, vol. 2, No. 1/2008, <http://astfm.tul.cz>, ISSN 1802-9388.
- 16) Kolaja J.: Power Cooperation of Two Different Linear Fluid Units – Summary of Records, Journal of Applied Science in the Thermodynamics and Fluid Mechanics year 2008 / 1st issue, Liberec, ČR, ISSN 1803-0203.
- 17) Kolaja J.: Conception of Hydraulic Tandem Control, Summaries Volume 17th International Scientific - Technical Conference Process Control 2009. Štrbské Pleso, Slovak Republic. June 9-12, 2009, Slovak University of Technology in Bratislava, ISBN 978-80-227-3081-5.
- 18) Kolaja J.: Implementation of RFID for Timing in Bicycle Race, Transport and Logistics 6/2009, Košice, Slovak Republic, 2009, TU Košice, ISSN 1451 – 107X.

Použitá literatura

- [1] BALÁTEŠ, J. *Automatické řízení*. Praha, 2004.
- [2] BALÁTEŠ, J. *Technická kybernetika*. Brno, 1979.
- [3] BARVÍŘ, M. *Modelování a identifikace*. Brno 1991.
- [4] BERZTISS, A. T. *Štruktúry dát - Teoria a prax*. Bratislava, 1979.
- [5] BOLDYŠ, P. *Bibliografické citace dokumentů podle ČSN ISO 690 a ČSN ISO 690-2: Část 2 – Modely a příklady citací u jednotlivých typů dokumentů. Verze 3.0 (2004), poslední aktualizace 11.11.2004. URL: <<http://www.boldis.cz/citace/citace2.pdf>> [cit. 22.7.2010].*
- [6] DANIELS, R.W. *An Introduction to Numerical Methods and Optimization Techniques*. New York, North-Holland, 1978.
- [7] FRANKOVIČ, B., PETRÁŠ, Š., SKÁKALA, J., VYKOUK, B. *Automatizácia a samočinné riadenie*. Bratislava 1966.
- [8] GOTTFRIED, B. S., WEISMAN, J. *Introduction to Optimization Theory*. New Jersey, 1973.
- [9] GRACE, A. - LAUB, J. A. - LITTLE, J. N. - THOMPSON, C. M. *Control system Toolbox. For Use with MATLAB. User's Guide*. The Math Works, Inc., 1995.
- [10] HANUŠ, B. *Optimalizace systémů řízení*. Liberec, 1978.
- [11] HIBŠ, M. - HORÁK, V. - KOPÁČEK, J. - MARTINISKO, C. *Strojírenská příručka*. Praha, 1994.
- [12] KORDA, B. - a kol. *Matematické metody v ekonomii*. Praha, 1967.
- [13] KOZÁK, Š. *Matlab-Simulink 1 – Úvod do MATLABu*. Bratislava, 1998.
- [14] KOZÁK, Š. *Matlab-Simulink 2 – Toolbox Control*. Bratislava, 1998.
- [15] *LabVIEW Function and VI Reference Manual*. National Instruments Corp. , 1998.
- [16] MODRLÁK, O. – KYRAL, A. *Úvod do identifikace*. TU v Liberci, Liberec, 2002.
- [17] MODRLÁK, O. *Analýza dynamických systémů*. Liberec, 2002.
- [18] MODRLÁK, O. *Syntéza regulačních obvodů*. Liberec, 2002.
- [19] MODRLÁK, O. *Z-transformace*. Liberec, 2002.
- [20] NOSKIEVIČ, J. *Dynamika tekutinových mechanismů*. VŠB-TU Ostrava, Ostrava, 1995.
- [21] NOSKIEVIČ, P. *Modelování a identifikace systémů*. Montanex a.s., Ostrava, 1999.
- [22] OLEHLA, J., OLEHLA, M. *BASIC u mikropočítačů*. Praha, 1998.

- [23]OLEHLA, M. *Identifikace technologických soustav*. Liberec: TUL, 1995.
- [24]OLEHLA, M. *Základy aplikované kybernetiky*. Liberec: TUL, 1996.
- [25]PROKEŠ, J. *Hydraulické mechanismy v automatizaci*. Praha: SNTL, 1973.
- [26]PROKEŠ, J. - VOSTROVSKÝ, J. *Hydraulické a pneumatické mechanismy*. Praha: SNTL, 1988.
- [27]SOUČEK, P. *Elektrohydraulické servomechanismy*. Praha: ČVUT, 1992.
- [28]TŮMA, J. *Zpracování signálů získaných z mechanických systémů užitím FFT*. Praha, 1997.
- [29]VOTRUBEC, R. *LabVIEW for Windows*. Liberec: TUL, 2000.
- [30]ZÍTEK, P. *Simulace dynamických systémů*. Praha: SNTL, 1990.
- [31]ŽÍDEK, J. - KAMILSKÝ, D. *Grafické programování ve vývojovém prostředí LabVIEW*. Ostrava: ELCOM a.s., 1998.
- [32]*Návody pro hydrauliku – schémata zapojení v hydrodynamické laboratoři TUL*. Liberec: TUL, 1997

Dedikace

Disertační práce vznikla s podporou výzkumného záměru MSM 4674788501.