



**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**  
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ**  
**ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

## **REVITALIZACE TESTERU REGULACE HYDRAULICKÝCH OBVODŮ**

REVITALIZATION OF HYDRAULIC CIRCUIT CONTROL RIG

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**  
MASTER'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**  
AUTHOR

Ing. FILIP KORSA

**VEDOUCÍ PRÁCE**  
SUPERVISOR

Prof. RNDr. Ing. Josef Nevrlý, CSc.

BRNO 2012



Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav konstruování

Akademický rok: 2011/2012

## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Ing. Filip Korsa

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

obor: **Konstrukční inženýrství (2301 T037)**

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

### **Revitalizace testeru regulace hydraulických obvodů**

v anglickém jazyce:

### **Revitalization of hydraulic circuits control tester**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Cílem diplomové práce je revitalizace testeru regulace hydraulických obvodů.

V rámci řešení úkolu je třeba

- připravit výběr a přehled potřebných pasáží z teorie regulace hydraulických systémů
- popsat a analyzovat strukturu zkušebního testeru pro diagnostiku HIGH-TECH fluidních regulačních systémů
- sestavit a řešit konkrétní úlohy, návrhy regulačních obvodů
- stanovit výběr zadávacích konstant pro simulační výpočty programu HYVOS, určení vhodnosti regulačních komponentů, ověření chování regulačních systémů

Cíle diplomové práce:

Diplomová práce musí obsahovat:

1. Úvod
2. Přehled současného stavu poznání
3. Formulaci řešeného problému a jeho analýzu
4. Vymezení cílů práce
5. Návrh metodického přístupu k řešení
6. Analýzu a interpretaci získaných údajů
7. Závěr

Forma diplomové práce: průvodní zpráva

Typ práce: analytická

Účel práce: pro potřeby průmyslu

Výstup RIV: publikace

Seznam odborné literatury:

- NEVRLY J. 2005. Methodology of Modeling Fluid Power and Lubrication Systems. OWPW Wroclaw.
- Pivoňka J.: Tekutinové mechanismy, SNTL,1987, Praha
- Paciga A., Ivantyšin J.: Tekutinové mechanismy, 1985, Alfa, Bratislava
- manuály HYVOSu, Matlabu a Simulinku

Vedoucí diplomové práce: prof. RNDr. Ing. Josef Nevrlý, CSc.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2011/2012.

V Brně, dne 16.11.2011

L.S.

---

prof. Ing. Martin Hartl, Ph.D.  
Ředitel ústavu

---

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.  
Děkan fakulty



## **ANOTACE**

Kvalitní simulace hydraulického mechanismu vede k úspoře času a dalších nákladů spojených se změnou nevhodně navrženého obvodu. Cílem diplomové práce je revitalizace zkušebního testeru pro simulaci hydraulických obvodů za účelem verifikace výsledků získaných pomocí simulačního programu Hyvos interně používaného společností Bosch Rexroth. Zejména jsou ověřeny simulace předpokládaných pracovních cyklů hydraulických strojů za působení poruchových veličin. Práce se zabývá úlohou polohové regulace s přechodem na tlakovou představující klasický pracovní režim lisovacích strojů. Virtuální modely jsou vytvořeny pomocí programu Hyvos, nastavení regulační karty HACD na zařízení probíhá v prostředí aplikace Bodac. Naměřená data jsou porovnána s výsledky virtuálních modelů.

## **KLÍČOVÁ SLOVA**

polohová regulace, tlaková regulace, PID regulátor, vlastní frekvence HO, konfigurace HACD, Bodac, zkušební zařízení fluidních systémů, Hyvos

## **ANOTATION**

High-quality simulation of hydraulic mechanism saves the time and other costs associated with the changes of inappropriately designed circuit. The aim of this thesis is to revitalize the test rig intended for simulating hydraulic circuits in order to verify the results of the simulation program Hyvos used internally by Bosch Rexroth Company. It is expected that the simulation of the hydraulic machinery cycles under the influence of disturbances will be carry out on the test rig and measured data are compared with results of the virtual models which are designed using the mentioned software Hyvos. The work deals with the so called position and pressure control which represent the classical modes of pressing machines or hydraulic press brakes operation cycles. The parameters of the hydraulic closed-loop axis controller for electrohydraulic drives (HACD) are set using the software Bodac.

## **KEYWORDS**

position control, press control, PID controller, hydraulic circuits natural frequency, HACD controller configuration, hydraulic closed-loop axis controller, Bodac, test rig of high-tech fluid systems, Hyvos

## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

KORSA, F. Revitalizace testeru regulace hydraulických obvodů. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012, 90 s. Vedoucí diplomové práce prof. RNDr. Ing. Josef Nevrlý, CSc.



## **ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ**

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci Revitalizace testeru hydraulických obvodů vypracoval samostatně pod vedením prof. RNDr. Ing. Josefa Nevrlého, CSc. a uvedl v seznamu zdrojů všechny použité literární a odborné zdroje.

V Brně dne 23. května 2012

.....

vlastnoruční podpis autora





## **PODĚKOVÁNÍ**

Na tomto místě bych rád poděkoval vedoucímu diplomové práce, prof. RNDr. Ing. Josefovi Nevrlému, CSc., za odborné vedení, připomínky, technickou podporu a trpělivost. Dále bych rád poděkoval zejména panu Ing. Pavlovi Turzíkovi (Bosch Rexroth, spol. s.r.o., v Brně) za umožnění přístupu k testovacímu zařízení, poskytnutí technických materiálů, jako je dokumentace k zařízení, dále pak za konzultace při přípravě modelů a vlastní realizaci testů na zkušebním testeru. Velký dík patří také panu Ing. René Sládečkovi (Bosch Rexroth, spol. s.r.o., v Brně) za jeho pomoc při nastavování regulátoru HACD a technických úpravách na zařízení, které mi umožnily realizovat testy v daném rozsahu.



<b>OBSAH</b>	
<b>1 ÚVOD</b>	<b>14</b>
<b>2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ</b>	<b>16</b>
2.1 Komponenty hydraulických obvodů	16
2.1.1 Pracovní kapalina hydraulických obvodů	16
2.1.2 Potrubí	17
2.1.3 Zdroj	19
2.1.4 Rozváděče	19
2.1.5 Písty – přímočarý hydromotor	22
2.1.6 Akumulátory	23
2.2 Matematické modelování hydraulických obvodů	23
2.2.1 Rovnice kontinuity – zákon zachování hmoty	24
2.2.2 Bernoulliho rovnice – zákon zachování energie	25
2.2.3 Hydraulické odpory	25
2.2.4 Náhradní schéma hydraulického obvodu	27
2.3 Modelování hydraulických obvodů v programu Hyvos	28
2.3.1 Rozváděč	28
2.3.2 Přímočarý hydromotor	29
2.3.3 Zdroj tlaku	29
2.3.4 Regulátor	30
2.3.5 Žádaná hodnota	30
2.3.6 Síly působící na přímočarý hydromotor	31
2.3.7 Vizualizace výsledků	32
<b>3 OBECNÁ ANALÝZA ŘEŠENÉ PROBLEMATIKY</b>	<b>33</b>
3.1 Typy regulátorů	33
3.2 Zesílení hydraulického obvodu	35
3.3 Stabilita hydraulického obvodu	36
<b>4 VYMEZENÍ CÍLŮ PRÁCE</b>	<b>37</b>
4.1 Specifikace dílčích cílů	37
4.2 Simulované úlohy	37
4.2.1 Polohová regulace	37
4.2.2 Polohová regulace s přechodem na tlakovou	38
<b>5 REVITALIZACE TESTOVACÍHO ZAŘÍZENÍ</b>	<b>39</b>
5.1 Popis testovacího zařízení	39
5.2 Funkční komponenty testeru	41
5.2.1 Zdroj tlaku – hydrogenerátor	41
5.2.2 Přímočarý hydromotor	41
5.2.3 Řídicí rozváděč	41
5.2.4 Měřicí a řídicí prvky	42
5.3 Úlohy řešené v projektu IMPULS	45
5.4 Revitalizace zařízení – konstrukční úpravy	46
5.5 Využití testeru	48
<b>6 MODELOVÁNÍ A REALIZACE TESTŮ</b>	<b>50</b>
6.1 Úloha 1 – polohová regulace	50
6.1.1 Model reálného a simulačního zařízení	51
6.1.2 Realizace testů	53
6.1.3 Porovnání výsledků úlohy 1	55
6.2 Úloha 2 – polohová regulace s přechodem na tlakovou	62

6.2.1	Tvorba modelu	63
6.2.2	Realizace testů	64
6.2.3	Porovnání výsledků úlohy 2	65
<b>7</b>	<b>ANALÝZA A INTERPRETACE ZÍSKANÝCH ÚDAJŮ</b>	<b>73</b>
<b>8</b>	<b>ZÁVĚR</b>	<b>74</b>
<b>9</b>	<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ</b>	<b>75</b>
<b>10</b>	<b>SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ</b>	<b>77</b>
<b>11</b>	<b>SEZNAM TABULEK</b>	<b>79</b>
<b>12</b>	<b>SEZNAM PŘÍLOH</b>	<b>80</b>

## 1 ÚVOD

Hydraulické systémy představují v současném průmyslu velmi důležitou skupinu pohonů, zejména díky svým vlastnostem jako je poměr hmotnosti vůči výkonu, dlouhá životnost, rychlá odezva, rozběh z klidu i při nejvyšším zatížení nebo přesnost pohybu, a to i za velmi nízkých rychlostí. Tato kombinace vlastností je činí v dnešní době nenahraditelnými a proto se výzkumu jejich chování za různých podmínek věnuje velká pozornost.

Kapitola Přehled současného stavu poznání je věnována bližšímu seznámení s komponentami, které tvoří hydraulické obvody (HO) a teorii jejich modelování. Zejména se jedná o způsob vyjádření HO pomocí tzv. náhradního schématu a jeho popis pomocí diferenciálních rovnic. Závěr kapitoly je věnován softwaru určeného pro modelování HO. Jedná se o program Hyvos, interně vyvíjený společností Bosch Rexroth.

Následující kapitola se věnuje obecné analýze řešené problematiky, tedy regulaci hydraulických obvodů a určování parametrů v průmyslové praxi stále nejčastěji používaných PID regulátorů. Regulace velmi úzce souvisí s vyšetřováním stability hydraulických obvodů, kterou určuje zejména vlastní frekvence daného systému. V případě hydraulických obvodů s lineárními pohony ji nejvíce ovlivňuje vlastní frekvence přímočarého hydromotoru a vlastní frekvence rozváděče, resp. jejich poměr.

Ve čtvrté části jsou blíže specifikovány konkrétní cíle práce. Jedná se především o revitalizaci zkušebního zařízení, které nebylo několik let v provozu, dále pak o provedení zkušebních modelových úloh, které vycházejí z klasických požadavků zákazníků poptávajících hydraulický mechanismus. Zadání vede na simulaci a reálné měření úlohy polohové regulace a úlohy polohové regulace s přechodem na tlakovou.

Pátá kapitola se zabývá detailním popisem revitalizovaného zařízení. Jsou zde uvedeny jednotlivé funkční komponenty systému, je představena konstrukce. Autor se dále zabývá myšlenkou možného praktického využití zařízení, tedy jeho zapojením do praxe v podobě ověřování výsledků virtuálních simulací hydraulických mechanismů v odpovídajícím měřítku. Zařízení se též může uplatnit při testování nových komponent, kdy jejich parametry nejsou ještě v simulačním programu plně popsány. Na tomto místě jsou též uvedeny poznatky z předešlých měření realizovaných v rámci projektu Ministerstva průmyslu a obchodu – IMPULS, během kterého toto zařízení vzniklo a návrhy na konstrukční změny.

Šestá část představuje vlastní porovnání výsledků virtuálních simulací programu Hyvos a výsledků získaných měření. Jsou zde popsány obě modelové úlohy a stručně uvedeno konkrétní nastavení regulátoru HACD, který byl v rámci této práce testován.

V sedmé kapitole jsou zejména uvedeny možnosti rozšíření a technických úprav zařízení, které by rozšířily portfolio možných modelových cyklů.



## 2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

### 2.1 Komponenty hydraulických obvodů

Komponenty, jejichž parametry se výrazně podílejí na výsledném chování hydraulických obvodů z hlediska řízení, stability a modelování HO.

#### 2.1.1 Pracovní kapalina hydraulických obvodů

Z fyzikálních vlastností kapalin jsou pro modelování jejich vlastností a vlivů v hydraulických systémech nejdůležitější zejména hustota kapaliny, viskozita a modul pružnosti, který z velké části závisí na relativním množství vzduchu rozpuštěného (absorbovaného) v kapalině a ovlivňuje stlačitelnost.

##### 2.1.1.1 Hustota

Hustota – měrná hmotnost je pro homogenní materiál definována podle vztahu

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (1)$$

##### 2.1.1.2 Viskozita

Viskozita, neboli vnitřní tření kapaliny mezi jednotlivými vzájemně se pohybujícími vrstvami, způsobuje odpor proti pohybu kapaliny. Viskozitu kapaliny ovlivňuje teplota a tlak, přičemž tyto závislosti jsou popisovány různými empirickými vztahy. Pro určení viskozity oleje v rozsahu teplot 20 °C až 100 °C lze použít přibližný empirický vztah, který vychází z přepočtu kinematické viskozity  $\nu$  při 40 °C [1].

$$\nu_{\vartheta} = \nu_{40} \cdot \left(\frac{40}{\vartheta}\right)^n \quad (2)$$

kde  $\nu_{\vartheta}$  značí kinematickou viskozitu kapaliny při teplotě  $\vartheta$ .

Závislost viskozity na tlaku lze vyjádřit jiným empirickým vztahem

$$\eta = \eta_0 \cdot e^{b \cdot p} \quad (3)$$

kde  $\eta_0$  vyjadřuje hodnotu dynamické viskozity při atmosférickém tlaku,  $b$  je exponent závislé na druhu oleje a  $p$  je pracovní tlak.

##### 2.1.1.3 Objemová stlačitelnost

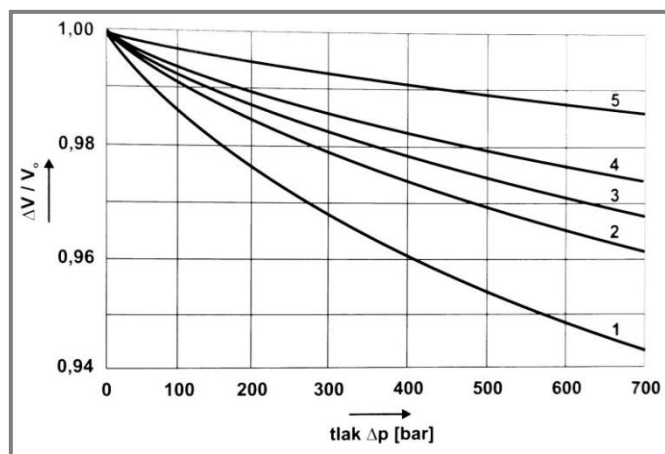
Objemová stlačitelnost  $\beta$  je definována jako poměrná změna objemu  $\Delta V/V$  kapaliny způsobené působením tlaku  $\Delta p$

$$\beta = -\frac{\Delta V}{V} \cdot \frac{1}{\Delta p} \quad [Pa^{-1}] \quad (4)$$

Známe-li hodnoty objemové stlačitelnosti ze vztahu (4) lze pak určovat změnu objemu při působení známého tlakového rozdílu  $\Delta p$

$$\Delta V = -V \cdot \beta \cdot \Delta p \quad [m^3] \quad (5)$$





Obr. 1: Stlačitelnost kapalin: 1 – silikonová kapalina, 2 – minerální olej, 3 – ricínový olej, 4 – voda, 5 – glycerín [2]

#### 2.1.1.4 Modul pružnosti kapaliny

Modul pružnosti kapaliny je definován jako převrácená hodnota její stlačitelnosti, platí zde analogie s modulem pružnosti  $E$  v mechanice pružných těles

$$E_K = \frac{1}{\beta} \quad [Pa] \quad (6)$$

Obsah nerozpuštěného vzduchu v pracovní kapalině zásadně ovlivňuje její stlačitelnost a tedy i stabilitu obvodu [2]. Nerozpuštěný plyn snižuje modul objemové pružnosti kapaliny  $E_K$ , což vede ke snížení objemové účinnosti hydrogenerátorů a hydromotorů. V důsledku nižší tuhosti hydraulického systému může dále docházet ke vzniku kavitace [1]. Modul objemové pružnosti kapaliny lze určit ze vztahu

$$E_K = E_{K_0} \cdot \frac{p \cdot \frac{V_K}{V_V} + 98066}{p \cdot \frac{V_K}{V_V} + \frac{98066}{p} \cdot E_{K_0}} \quad [Pa] \quad (7)$$

kde  $E_{K_0}$  je modul objemové pružnosti kapaliny bez obsahu vzduchu,  $V_K$ , resp.  $V_V$  je objem kapaliny, resp. objem vzduchu ve směsi při tlaku 98066 Pa a  $p$  je tlak kapaliny.

#### 2.1.2 Potrubí

Z pohledu modelování hydraulického potrubí jsou nejdůležitějšími jeho parametry vznikající hydraulické ztráty třením (délkové ztráty) a místní ztráty. Délkové ztráty jsou způsobeny vazkostí kapaliny, která vyvolává tření při obtékání ploch [1]. Místní ztráty vznikají v místech, kde se skokově mění směr průtoku (např. v ohybech potrubí, kolena) nebo jeho průřez.

Měřítkem velikosti hydraulických ztrát je tlaková ztráta – tlakový spád potřebný k jejich překonání. Protože k hydraulickým ztrátám dochází za pohybu kapaliny, vyjadřuje se tlaková ztráta jako násobek kinetické energie [1]

$$\Delta p \cdot V = \xi \frac{1}{2} m \cdot v_s^2 \Rightarrow \Delta p = \xi \cdot \rho \frac{v_s^2}{2} \quad (8)$$

kde  $\zeta$  je ztrátový součinitel, který závisí na druhu odporu.

### 2.1.2.1 Délkové odpory

Pro výpočet délkového odporu proti pohybu sloupce kapaliny v přímém vedení platí

$$\xi = \lambda \cdot \frac{l}{d} \Rightarrow \Delta p = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2} \quad [Pa] \quad (9)$$

kde  $\lambda$  představuje bezrozměrný součinitel tření, který je funkcí Reynoldsova podobnostního kritéria určujícího typ proudění kapaliny. Pro laminární proudění platí

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (10)$$

Pro výpočet hodnoty Reynoldsova čísla platí

$$Re = \frac{v_s \cdot d}{\nu} \quad (11)$$

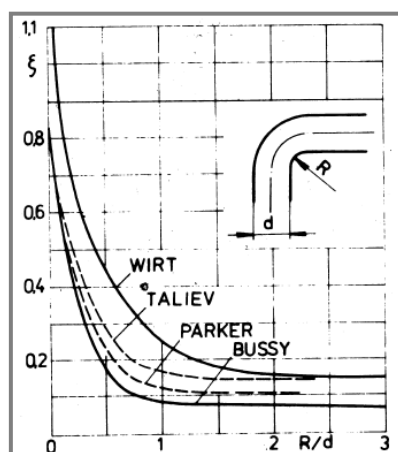
kde  $\nu$  představuje kinematickou viskozitu proudící kapaliny.

Z technické praxe vyplývá doporučení pro návrh průměru potrubí v závislosti na rychlosti proudění a systémovém tlaku [3]. Pro systémové tlaky do 100 bar, se doporučuje návrhová maximální rychlost proudění 4 m/s, pro tlaky vyšší, tedy 200 až 300 bar by se rychlost proudění měla pohybovat mezi 5 až 6 m/s.

### 2.1.2.2 Místní odpory

Jedná se o odpory způsobené náhlým zmenšením nebo zvětšením průřezu nebo změnou směru proudění v ohybu. Hodnotu ztrátového součinitele lze stanovit buď pomocí matematických vztahů odvozených na základě změny hybnosti kapaliny, z empiricky zjištěných vztahů (např. Weisbachův vztah pro zakřivené potrubí) nebo odečíst z grafů (obr. 2). Pro vyjádření tlakové ztráty platí analogicky

$$\Delta p = \xi_M \cdot \rho \cdot \frac{v_s^2}{2} \quad (12)$$

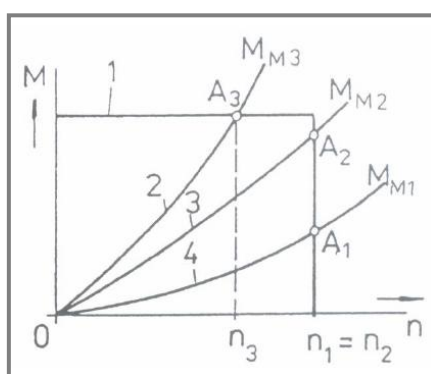


Obr. 2: Ztrátový součinitel kolene

### 2.1.3 Zdroj

Zdrojem tlaku HO jsou hydraulická čerpadla, pumpy. V následujícím textu se zaměříme na stanovení parametrů čerpadel, nikoli na popis jednotlivých technických řešení. Volba typu čerpadla závisí na požadavcích systému na dodávku tlaku, resp. průtoku, podle čehož je můžeme rozdělit na regulační a neregulační. Regulační čerpadla jsou výrobně náročnější a tedy i nákladnější. Při volbě neregulačního čerpadla se proto pro regulaci obvodu využívá dalších hydraulických prvků (např. tlakových, redukčních či škrticích ventilů zapojených sériově nebo paralelně).

Pro dimenzování čerpadla vycházíme ze znalosti jeho momentové charakteristiky a rovněž také z momentové charakteristiky pracovního mechanismu (obr. 3), jejichž průsečík dává polohu pracovního bodu. Poloha pracovního bodu se volí tak, aby motor byl tlakově i průtokově využitý, aby byla zajištěna rezerva tlaku na rozběh systému, ale aby nevznikaly zbytečné energetické ztráty [4].



Obr. 3: Volba pracovního bodu pohonu [4]: 1 – momentová charakteristika pohonu, 2, 3, 4 – momentové charakteristiky pracovního mechanismu, A – pracovní bod [4]

### 2.1.4 Rozváděče

Aby hydraulický mechanismus plnil požadované funkce, je nutné jej osadit některými řídicími prvky zajišťujícími řízení směru průtoku. Řízení může být spojitě nebo nespojitě. Spojitě řízení průtoku je typické pro elektrohydraulické regulační obvody využívající proporcionální techniky nebo servotechniky [1]. Rozváděče lze z konstrukčního hlediska dělit na šoupátkové, proporcionální a servoventily. Rozváděče lze dále dělit podle počtu poloh a cest, podle typu šoupátka, způsobu řízení (využívá-li rozváděč zpětnovazebního členu či nikoli), podle počtu stupňů na přímo řízený – jednostupňový nebo vícestupňový (uplatní se při hrazení vysokých průtoků) apod.

Z hlediska modelování je třeba si uvědomit, že pro zajištění průtoku rozváděčem je nutné dodat tlakový spád pro překonání tlakové ztráty vznikající při průtoku kapaliny rozváděčem od hydrogenerátoru k hydromotoru (označme zkratkou QA) a ztráty vznikající při průtoku rozváděčem zpět do nádrže (označme zkratkou QB).

Pro volbu typu rozváděče z hlediska rychlosti proudění kapaliny je vhodné vycházet z poznatků ověřených praxí [2].

- při rychlosti do 0,5 m/s bez výrazně vysokých hmotností považujeme systémy za nedynamické, ve kterých postačí obyčejný hydraulický rozváděč (tzv. černobílý), přičemž rozběhový čas (tzv. *ramp time*) by měl být větší než 0,5 s,

- rychlosti od 2 m/s se považují za vysoké a proto vyžadují regulačních ventilů nebo servoventilů,
- pro čas rozběhu menší než 0,25 s je nutné použít rovněž regulační nebo servoventil, protože v takových případech vzniká problém s rozkmitáním obvodu.

#### 2.1.4.1 Typy šoupátek

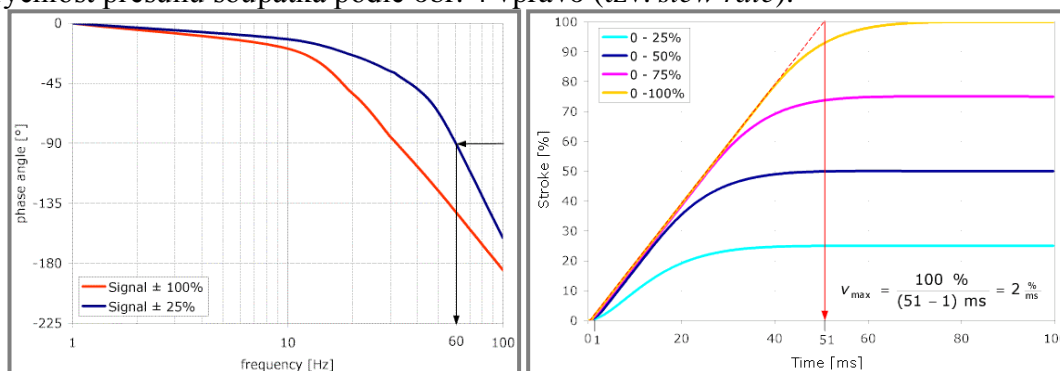
Pro zajištění požadavku spojitě změny otáček nebo rychlostí hydromotorů ve velkém rozsahu se v dnešní době používá zejména proporcionální techniky. Šoupátko proporcionálních ventilů je opatřeno trojúhelníkovými nebo půlkruhovými škrticími průřezy, které zajistí i při malých zdvích šoupátka řízení malých průtoků na rozdíl od běžných rozváděčů [1], ve kterých je změna průtoku skoková a závisí na způsobu krytí šoupátek (pozitivní, negativní).

Při řízení přímočarého hydromotoru je volba rozváděče závislá na velikostech průtoků QA a QB, které jsou dány typem motoru. V případě přímočarého hydromotoru s průběžnou pístnicí, nebo rotačního hydromotoru se volí průtokové průřezy v obou směrech stejné. Je-li hydromotorem diferenciální hydraulický píst, je nutné použít jiného typu šoupátka s poměrem otvíraných škrticích průřezů 2:1, protože průtoky jsou přímo úměrné plochám [3].

Ukázka dynamického chování šoupátka – přechodová odezva je ukázána na obr. 4 a na obr. 21 vlevo.

#### 2.1.4.2 Vlastní frekvence (natural frequency)

Vlastní frekvence ventilu se určuje na základě jeho frekvenční charakteristiky, která bývá uvedena v informačních materiálech výrobce. Vlastní frekvence odpovídá hodnotě fázového posunu o  $90^\circ$  a závisí na velikosti vstupního signálu, který určuje rychlost přesunu šoupátka podle obr. 4 vpravo (tzv. *slew rate*).



Obr. 4 Vlevo: určení vlastní frekvence ventilu, vpravo: rychlost přesunu šoupátka v závislosti na velikosti vstupního signálu [5]

#### 2.1.4.3 Hystereze

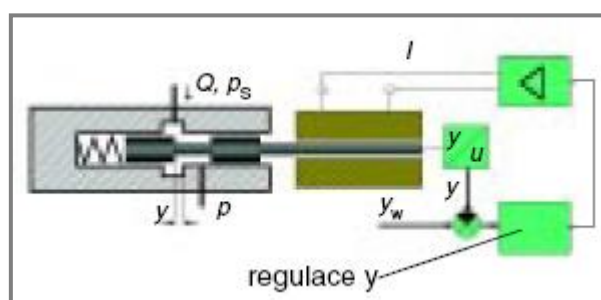
Pojem hystereze značí závislost určitého stavu na stavech předcházejících. Při změně řídicího elektrického signálu z 0 na maximum a zpět zaujímá šoupátko poměrně k signálu určitou polohu, přičemž nastane odchylka při stejné žádané (nastavené) hodnotě v obráceném směru [3]. Pro snížení vlivu hystereze se používá zpětnovazebních členů.

## 2.1.4.4 Opakovatelnost – reprodukovatelnost

Tímto pojmem se označuje rozpětí dosaženého výstupního signálu při opakovaném nastavení stejného vstupního signálu. Vztaženo na šoupátko to znamená, že při opakovaném nastavení téhož řídicího napětí vznikne určitá odchylka polohy šoupátka [3].

## 2.1.4.5 Řízení rozváděče a popis dynamických vlastností

Při průtoku pracovní kapaliny rozváděčem působí na šoupátko hydrodynamické síly, jejichž účinky je za účelem vylepšení dynamických vlastností rozváděče vhodné co možná nejvíce minimalizovat. Proto jsou proporcionální, regulační i servoventily vybaveny zpětnou vazbou, ve které je snímán aktuální zdvih šoupátka (poloha  $y$ ) podle principu na obr. 5 [6].



Obr. 5: Zpětnovazební řízení polohy šoupátka [6]

Kvalitu řízení ovlivňují dále zmíněné překrytí hran šoupátek, linearita a jeho citlivost na změnu signálu aj. Dynamické vlastnosti řídicího [7] rozváděče odpovídají vlastnostem proporcionálního členu se setrvačností 2. řádu popsaného diferenciální rovnicí

$$T^2 \ddot{x} + 2\zeta T \dot{x} + x = Ku \quad (13)$$

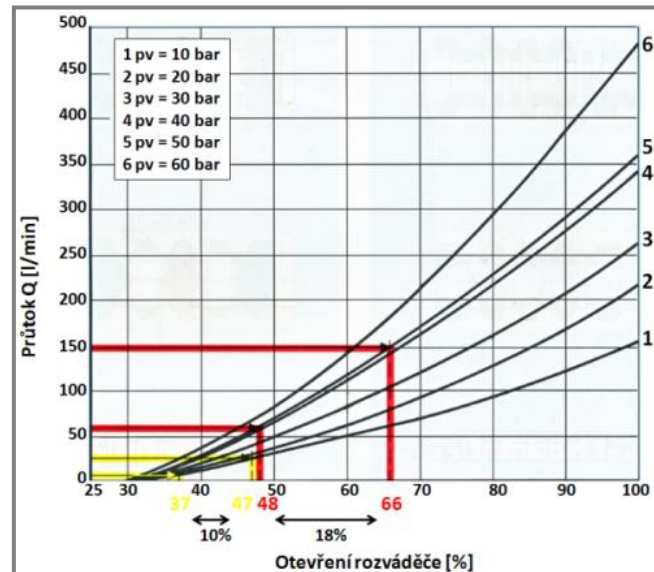
kde  $T$  je časová konstanta,  $x$  je relativní poloha šoupátka,  $K$  je zesílení rozváděče,  $u$  – řídicí napětí rozváděče,  $\zeta$  – součinitel poměrného tlumení.

## 2.1.4.6 Průtoková charakteristika

Pro optimální využití maximálního zdvihu šoupátka rozváděče se vychází z průtokové charakteristiky (graf 1), která znázorňuje jmenovité průtoky při daných tlakových spádech. Vodorovná osa znázorňuje otevření ventilu v procentech, svislá osa pak průtok v litrech. Jmenovitý (nominální průtok) rozváděče se uvádí pro tlakový spád 10 bar.

Předpokládejme mechanismus lisovacího stroje, jehož pracovní cyklus se sestává z rychloposuvu a pracovního chodu – lisování, a že tlak v navrženém obvodu bude 120 barů. Při rychloposuvu je vyžadován průtok 60 až 150 l/min. přičemž zatěžovací tlak je 60 bar. Tlaková ztráta je tedy 60 bar (červeně vyznačená oblast) a je vidět, že k dispozici zůstává 18% jmenovitého průtoku. Pro pracovní chod – lisování je zatěžovací tlak 110 bar. Tlaková ztráta je tedy 10 bar a požadovaný průtok 5 až 20 l/min. (žlutě vyznačená oblast). Je patrné, že k dispozici zůstává 10% jmenovitého průtoku. Z uvedeného je zřejmé, že volba není optimální, protože je výrazně snížena rozlišovací úroveň. Je-li totiž hysterezní chyba např. 6% (běžné u rozváděče bez

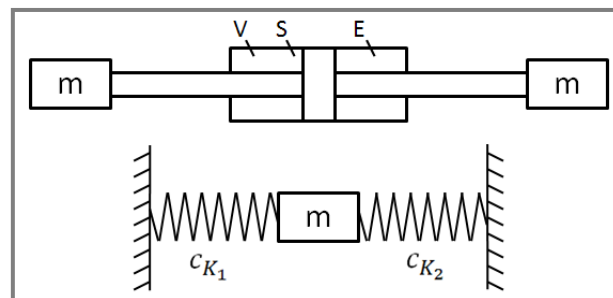
zpětné vazby), pak je systém neregulovatelný, protože chyba v pracovním režimu činí v podstatě 60% (6% z 10%) [3].



Graf 1: Průtoková charakteristika proporčního ventilu [3]

### 2.1.5 Písty – přímočarý hydromotor

Přehled různých variant pístů čtenář nalezne na webových stránkách nebo v prezentačních materiálech společností zabývajících se výrobou hydraulických prvků. V tomto textu se omezíme na obecné stanovení vlastní frekvence přímočarého motoru, která má zásadní vliv na určení stability celého obvodu. S ohledem na stlačitelnost kapaliny je možné pohyb mechanismu považovat za pohyb tělesa o hmotnosti  $m$  uloženého pomocí dvou pružin o tuhosti  $c$ , jak ukazuje obr. 6 [2].



Obr. 6: Vlastní frekvence pístu s průběžnou pístnicí

Tuhost náhradní pružiny určíme podle

$$c_K = E_K \cdot \frac{S^2}{V} \quad (14)$$

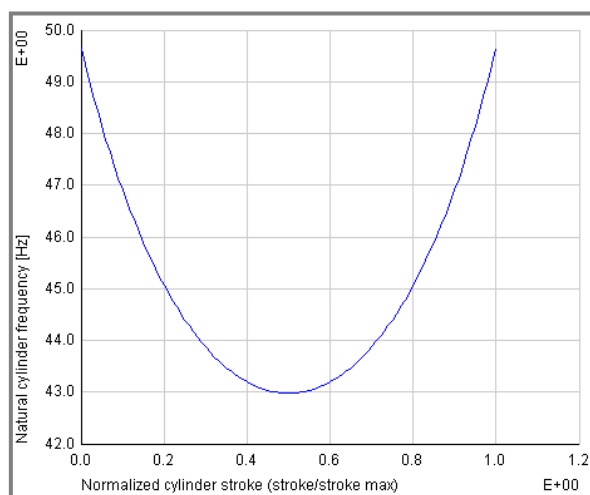
Pro výpočet vlastní frekvence přímočarého hydromotoru s diferenciální pístnicí (plochy pístu odlišné na obou stranách) lze pak odvodit vztah

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot E_K \cdot S}{m \cdot h} \cdot \frac{1 + \sqrt{\alpha}}{2}} = \sqrt{\frac{c_K}{m}} \quad (15)$$

kde  $E_K$  je modul objemové pružnosti kapaliny,  $S$  značí plochu pístu,  $h$  je zdvih pístu,  $c_K$  značí tuhost kapaliny. Koeficient  $\alpha$  je poměrem obou ploch pístu, platí

$$\alpha = \frac{S_{\text{pistnice}}}{S_{\text{bez pistnice}}} \quad (16)$$

Je tedy patrné, že v případě pístu s průběžnou pístnicí bude druhý zlomek roven 1. Je také důležité poukázat na skutečnost, že vlastní frekvence přímočarého hydromotoru se mění se změnou pozice – se zdvihem, jak ukazuje graf 2.



Graf 2: Závislost vlastní frekvence přímočarého hydromotoru na zdvihu [8]

### 2.1.6 Akumulátory

Hydraulické akumulátory shromažďují energii, která je v případě potřeby uvolněna do obvodu. Hydraulické akumulátory tvoří nádoba, ve které se akumuluje energie stlačováním pružiny nebo plynu. Nejčastější použití akumulátorů [1]:

- ke krytí vnitřních průtokových ztrát převodníků
- ke krytí krátkodobého zvýšení odběru tlakové kapaliny,
- k vyrovnávání (tlumení) pulzujícího průtoku hydrogenerátoru
- jako nouzový zdroj tlakové energie, např. pro ukončení pro ukončení pracovního cyklu
- k pohlcování přebytečné energie tlumením rozkmitaného sloupce hydraulické kapaliny, např. při dojezdu přímočarého hydromotoru na tuhý doraz
- k tlumení tlakových špiček při otevírání tlakových ventilů.

Nejčastěji se používají akumulátory plynové, ve kterých kapalina tlačí proti uzavřenému prostoru naplněnému dusíkem.

## 2.2 Matematické modelování hydraulických obvodů

Z ekonomického hlediska a rovněž také z důvodu požadavku vysoké efektivity při návrhu jakéhokoliv dynamického systému, tedy i hydraulické soustavy, se v současné době není možné obejít bez simulačních nástrojů popisujících chování takovýchto systémů pomocí matematických modelů řešených nejčastěji použitím algoritmů numerické matematiky. Je-li k dispozici spolehlivý virtuální model, jsme

schopni pomocí výpočetní techniky simulovat potřebné děje a predikovat budoucí chování reálného systému. Model umožňuje posoudit daný systém z hlediska stability a bezpečnosti, identifikuje nevhodné nastavení řídicích prvků a zrychlí tedy celý vývoj.

Při tvorbě matematického modelu hydraulických obvodů se vychází nejčastěji z rovnice kontinuity a zákona zachování energie přenášené reálnou kapalinou (Bernoulliho rovnice) zahrnující tlakovou ztrátu. Při přenosu energie kapalinou se projeví dynamické a statické odpory proti proudění způsobené prvky, které akumulují kinetickou a deformační energii. Tyto jevy je možné popsat diferenciálními rovnicemi druhého řádu, ze které lze určit vlastní frekvenci kmitání hydraulického obvodu a jejímž řešením je průběh průtoku v čase.

Využitím Kirchhoffových zákonů je možné stanovit proudění a tlakové spády pro jednotlivé větve hydraulického obvodu popsaného obecně soustavou algebraických rovnic, využívá se analogie s elektrickými obvody. Pro hydraulické obvody platí [9]:

1. Součet okamžitých hodnot průtoků do uzlu vstupujících je roven nule [9] – zákon zachování hmotnosti:

$$\sum_{i=1}^n Q_i = 0 \quad (17)$$

2. Součet okamžitých hodnot tlakových spádů ve všech větvích tvoří orientovanou uzavřenou smyčku obvodu je roven nule [9] – zákon zachování energie:

$$\sum_{i=1}^n \Delta p_i = 0 \quad (18)$$

Vždy je nutné sestavit takový počet lineárně nezávislých rovnic, jaký je počet neznámých. Nelze tedy aplikovat oba zákony na každý uzel a každou smyčku, ale jen na nezávislé uzly a nezávislé smyčky [9].

### 2.2.1 Rovnice kontinuity – zákon zachování hmoty

Rovnice kontinuity pro stacionární – ustálené proudění (konstantní průtok nezávislý na čase a dráze) říká, že hmotnostní průtok kapaliny  $Q_m$  v různých místech téhož nerozvětveného potrubí je stejný [10]:

$$Q_{m1} = Q_{m2} \quad (19)$$

Uveďme pro úplnost, že objemový průtok  $Q_V$  je svázán s hmotnostním průtokem  $Q_m$  podle vztahu (20) a že hmotnostní průtok je definován jako

$$Q_m = \frac{dm}{dt} = \frac{\rho dV}{dt} = \rho \cdot Q_V = \frac{\rho S dx}{dt} = \rho S v \quad (20)$$

Ze vztahu (19) tedy plyne rovnost pro stlačitelnou kapalinu

$$\rho_1 S_1 v_1 = \rho_2 S_2 v_2 \quad (21)$$



Pro nestlačitelnou kapalinu se vztah (21) redukuje na

$$S_1 v_1 = S_2 v_2 \quad (22)$$

### 2.2.2 Bernoulliho rovnice – zákon zachování energie

Energie v elementu proudící kapaliny je dána součtem energií polohové, tlakové, deformační, kinetické a tepelné. Zákon zachování energie vyjadřuje skutečnost, že celková energie kapaliny v daném průřezu musí být konstantní [1].

$$W = W_g + W_p + W_d + W_k + W_T = konst.$$

Při přenosu energie se pro pohon využívá vždy jediného druhu energie, přičemž ostatní druhy energie zde představují vedlejší účinek v některých případech nežádoucí (tepelná energie). Hydrodynamické mechanismy využívají energii kinetickou, zatímco energie tlaková se uplatní v mechanismech hydrostatických [1].

Často se pro modelování využívá zjednodušeného tvaru Bernoulliho rovnice vztážená na jednotkovou hmotnost kapaliny (rov. (23)), která bere v úvahu pouze energii potenciální, tlakovou a kinetickou, ale která zahrnuje i energii disipovanou  $e_r$ , tedy energii spotřebovanou na překonání jednotlivých hydraulických odporů (viz dále) [1].

$$g \cdot h_1 + \frac{p_1}{\rho_1} + \frac{v_1^2}{2} = g \cdot h_2 + \frac{p_2}{\rho_2} + \frac{v_2^2}{2} + e_r \quad (23)$$

Za rychlost dosazujeme střední hodnoty rychlosti proudění.

### 2.2.3 Hydraulické odpory

Jednotlivé komponenty hydraulických obvodů ve své podstatě představují odpory, na nichž při průtoku kapaliny dochází k přeměně části přenášené energie na jinou formu [1] – vzniká tlaková ztráta, resp. spád, kterou je nutné překonat. Odpory v hydraulickém vedení lze rozdělit na odpor proti zrychlení – H, odpor proti pohybu – R a odpor proti deformaci – C.

#### 2.2.3.1 H-odpor – odpor proti zrychlení

Na tomto typu odporu dochází k přeměně tlakové energie na pohybovou [1]. Odvození odporu proti zrychlení je patrné z rovnice (24) pro lineární pohyb, resp. z rovnice (25) **Error! Reference source not found.**

$$\Delta p = \frac{F}{S} = \frac{ma}{S} = \frac{m dv}{S dt} = \frac{m dQ}{S^2 dt} = H \frac{dQ}{dt} \quad (24)$$

$$\Delta p = \frac{2\pi}{V_0} M = \frac{2\pi}{V_0} J \frac{d\omega}{dt} = \left(\frac{2\pi}{V_0}\right)^2 J \frac{dQ}{dt} = H \frac{dQ}{dt} \quad (25)$$

H-odpor proti zrychlení lineárního, resp. rotačního pohybu je uveden v (26).

$$H = \frac{m}{S^2} \text{ resp. } H = \frac{J}{\left(\frac{2\pi}{V_0}\right)^2} \text{ [kg} \cdot \text{m}^{-4}] \quad (26)$$

Převrácenou hodnotou odporu proti zrychlení je pohyblivost  $L = H^{-1}$ .

### 2.2.3.2 R-odpor – odpor proti pohybu

R-odpor představuje přeměnu tlakové energie kapaliny na tepelnou vlivem jejího tření o stěny potrubí nebo v místech, kde se mění směr proudění či průřez potrubí a vzniká tlaková ztráta. Pro určení velikosti tlakového spádu pro její překonání (překonání odporu) se vychází ze vztahů (9), (10) a (11) a platí

lze vyjádřit celkový tlakový spád pro laminární proudění. Pro turbulentní proudění platí obdobný vztah, který vychází s Blassiova vztahu uvedený v literatuře [1].

$$\Delta p = \frac{128\nu}{\pi d^4} \cdot l\rho Q = RQ \quad (27)$$

Obecně pro R-odpor platí [11]

$$R = \frac{\Delta p}{Q^n} \quad [Pa \cdot s^2 \cdot m^{-6}] \quad (28)$$

Pro laminární proudění je  $n=1$ , pro turbulentní je  $n=2$ .

Převrácenou hodnotou odporu proti pohybu je propustnost  $Z = R^{-1}$ .

### 2.2.3.3 D-odpor – odpor proti deformaci

D-odpor představuje přeměnu tlakové energie na deformační [1] a je způsoben stlačitelností nositele energie (kapaliny). Pro sloupec kapaliny uzavřený ve válci platí vztah obdobný Hookovu zákonu  $\frac{\Delta l}{l} = \frac{\sigma}{E}$ ,

$$\frac{\Delta V}{V_0} = \frac{\Delta p}{E_K} \quad (29)$$

který po vyjádření tlakového spádu na levé straně rovnice dává

$$\Delta p = \frac{E_K}{V} \cdot \Delta V = D \cdot \int Q dt \quad (30)$$

D-odpor pak můžeme vyjádřit následujícími vztahy.

$$D = \frac{\Delta p}{\Delta V} = \frac{E_K}{V} \quad [Pa \cdot m^{-3}] \quad (31)$$

Kde  $E_K$  odpovídá modulu objemové pružnosti kapaliny, jehož převrácenou hodnotu představuje součinitel stlačitelnosti kapaliny  $\beta$ .

Často se místo odporu proti deformaci používá jeho převrácené hodnoty – hydraulické kapacity  $C = D^{-1}$ . Kapacita vyjadřuje objem, který je nutno přidat do systému, aby se tlak v něm zvýšil o 1Pa a určíme ji ze vztahu (29) a základní rovnice pro výpočet stlačitelnosti kapaliny

$$\Delta V = V_0 \cdot \beta \cdot \Delta p \quad (32)$$

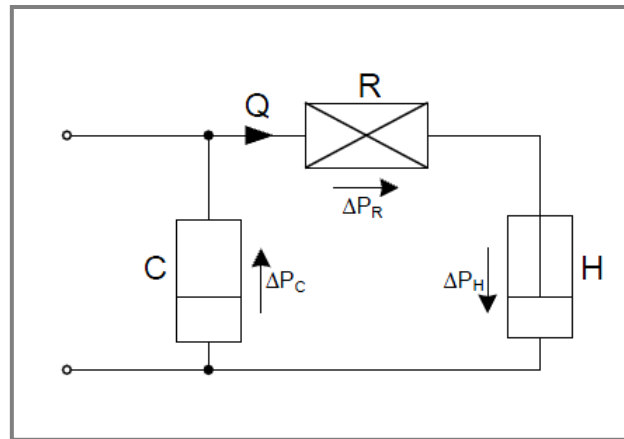
Pro vyjádření hydraulické kapacity dostáváme

$$C = V_0 \left( \frac{1}{E_K} + \frac{d}{E \cdot s} \right) [m^5 \cdot N^{-1}] \quad (33)$$

Kde  $d$  je vnitřní průměr potrubí,  $E$  značí modul pružnosti oceli a  $s$  je tloušťka stěny potrubí.

#### 2.2.4 Náhradní schéma hydraulického obvodu

Hydraulický obvod je možné vyjádřit pomocí tzv. náhradního schématu (obr. 7), které zohlední celkové odpory  $H$ ,  $R$ ,  $D$  (dané součty jednotlivých odporů) a odpor zátěže.



Obr. 7: Náhradní schéma hydraulického obvodu

Pro celkový tlakový spád způsobený odpory  $H$ ,  $R$ ,  $D$  za předpokladu laminární proudění lze psát:

$$\Delta p = \Delta p_H + \Delta p_R + \Delta p_C \quad (34)$$

Využitím dříve uvedených vztahů pro výpočet tlakových ztrát na jednotlivých odporech dostáváme diferenciální rovnici

$$\Delta p = H \frac{dQ}{dt} + R \cdot Q + D \cdot \int Q \cdot dt \quad (35)$$

Rovnici (35) derivujeme podle času a dělíme  $H$ -odporem, získáváme rovnici pro sériové řazení odporů různého druhu

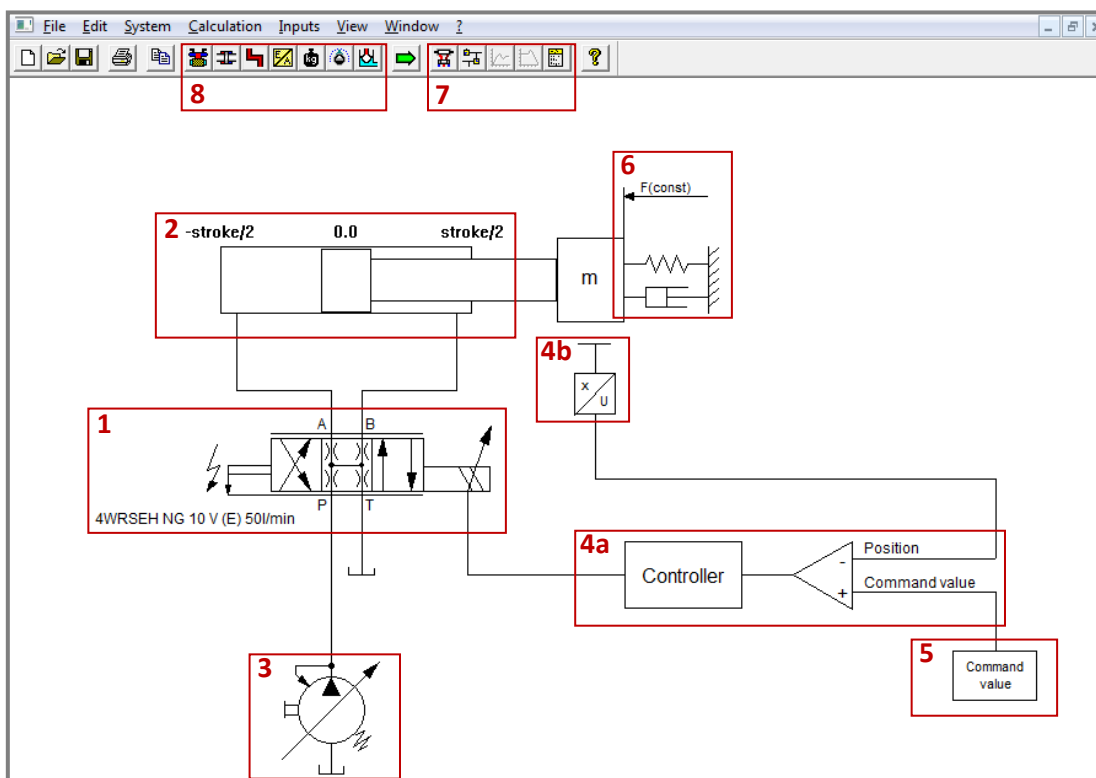
$$\frac{1}{H} \cdot \frac{d\Delta p}{dt} = \frac{d^2 Q}{dt^2} + \frac{R}{H} \cdot \frac{dQ}{dt} + \frac{D}{H} Q \quad (36)$$

Řešením této rovnice je průtok hydraulickým obvodem v čase, obecně ve tvaru exponenciály, tedy určení dynamických vlastností obvodu, zejména chování systému při rozběhu nebo brzdění, nebo jeho reakce na skokovou změnu zátěže. Dále je možné určit vlastní frekvenci obvodu jako

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{D}{H}} = \sqrt{\frac{1}{C \cdot H}} \quad (37)$$

## 2.3 Modelování hydraulických obvodů v programu Hyvos

Hyvos7.0 je programové prostředí umožňující simulaci lineárních hydraulických pohonů (neumožňuje simulaci rotačních převodníků) ovládaných pomocí rozváděčů v otevřené nebo uzavřené smyčce interně vyvíjený specialisty společnosti Bosch Rexroth. Vlivem rozsáhlých množství nastavení parametrů lze modelovat i poměrně složité úlohy a téměř jakýkoliv pracovní cyklus za působení různých poruchových veličin [8]. Pracovní rozhraní aplikace, ve kterém jsou vyznačeny nejdůležitější systémové parametry, je uvedeno na obr. 8.



Obr. 8: Pracovní rozhraní Hyvos7.0: 1 – rozváděč, 2 – typ hydraulického válce, 3 – typ zdroje tlaku, 4a – regulátor, 4b – senzor řízené veličiny, 5 – požadovaná hodnota, 6 – zadávání poruchové veličiny, 7 – volba zobrazení výsledků, 8 – ikony pro spuštění dialogů systémových parametrů)

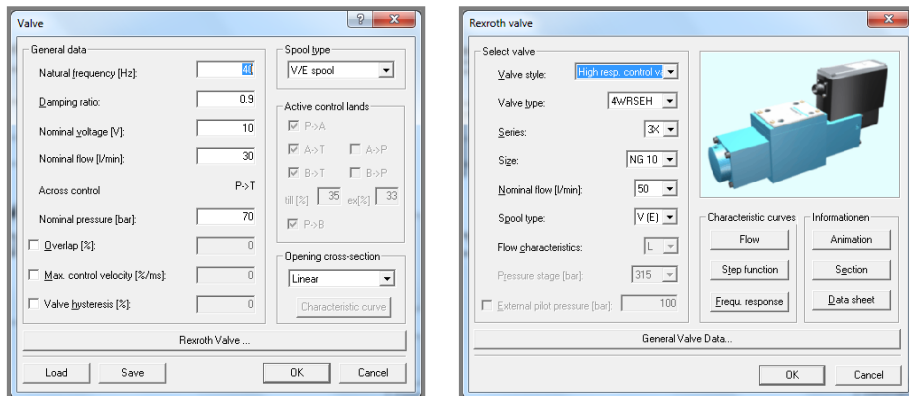
Dialogy výše uvedených systémových parametrů je možné spustit kliknutím v oblastech uvedených na obrázku obr. 8, pomocí nabídky v položce menu *System* nebo pomocí ikon v políčku číslo 8.

### 2.3.1 Rozváděč

Pokud jsou známy parametry rozváděče od výrobce, např. z katalogu je možné v dialogu rozváděče (obr. 9) nastavit jeho vlastní frekvenci, koeficient tlumení, nominální napětí, nominální průtok, krytí šoupátek zmíněné v předešlém textu. Dále je možné využít integrovaného katalogu Bosch Rexroth, aplikace pak počítá přímo s parametry vybraného rozváděče. Rozváděče v katalogu jsou rozděleny do tří skupin:

- proporcionální (Proportional valve),
- regulační (High resp. control valve) a
- servorozváděče (Servo valve).

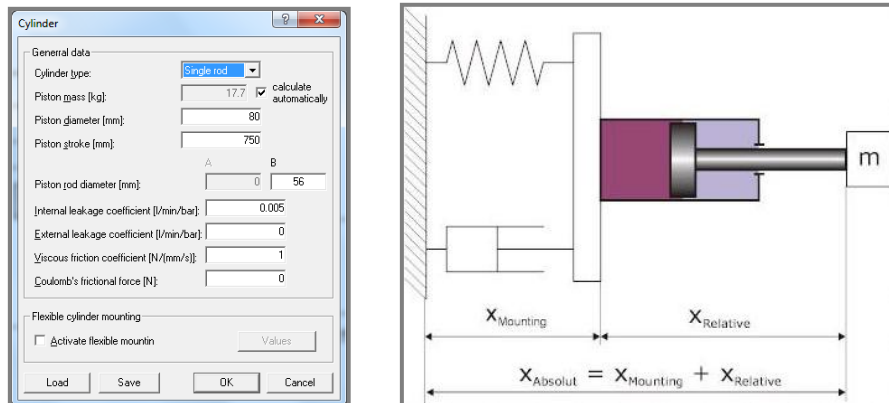
Proti standardním proporčním rozváděčům mají regulační ventily řádově lepší parametry hystereze a opakovatelnosti, zatímco cenový rozdíl není příliš markantní. Regulační ventily proto v řadě aplikací nahrazují mnohem nákladnější servoventily.



Obr. 9: Dialog pro zadávání parametrů rozváděče [8] – vlevo obecné zadávání, vpravo výběr rozváděčů z katalogu

### 2.3.2 Přímočarý hydromotor

Dialogové okno (obr. 10) umožňuje zadat parametry charakterizující modelovaný typ lineární hydraulického pohonu. Je třeba uvést, že program Hyvos7.0 neumožňuje modelovat chování více přímočarých hydromotorů současně. Pro některé typy úloh je proto nutné pohony agregovat do jednoho náhradního s přepočítanými parametry nebo modelovat danou úlohu pouze jako částečný model (např. čtvrtinový v případě použití čtyř válců). V dialogu nejprve vybereme typ válce (s průběžnou pístnicí, diferenciální, plunžr apod.) poté zadáme jeho fyzické rozměry, koeficient tření apod. V dolní části dialogu je možné zadat i typ uložení samotného válce – pružné s tlumením.



Obr. 10: vlevo dialogové okno pro zadání parametrů pístu [8], vpravo možné ukotvení válce [8]

### 2.3.3 Zdroj tlaku

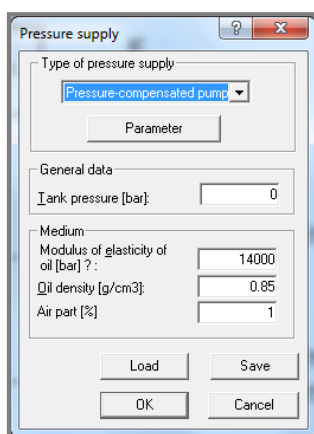
V Hyvosu je možné zvolit jeden ze 4 typů generátorů tlaku (obr. 11):

- konstantní tlak (*Constant pressure*) – systémový tlak je nezávislý na dějích v obvodu, model bez dynamického chování, předpokládá až nekonečně vysoký průtok pro zajištění konstantního tlaku,
- stálý průtok (*Fixed displacement pump*) – model předpokládá konstantní průtok nezávisle na okamžitých požadavcích hydraulického mechanismu, je možné

určení maximálního tlaku v systému nastavením přepouštěcího ventilu (v případě překonání maximálního tlaku je část pracovního oleje přepouštěna zpět do nádrže),

- regulační hydrogenerátor (*Pressure-compensated Pump*) – udržuje konstantní tlak za průběžné změny výsledných průtoků,
- uživatelské (*Custom*) – systémový tlak může být definován uživatelem v závislosti na čase.

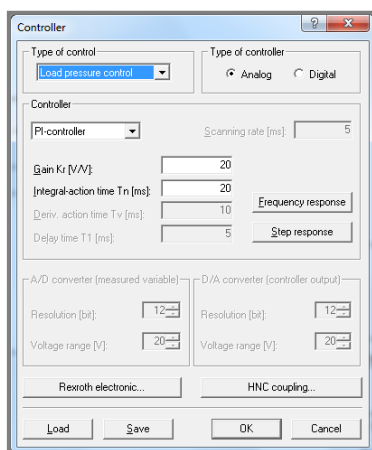
Dále je možné vložit do hydraulického obvodu akumulátor řazený přímo za čerpadlo a nastavit jeho parametry.



Obr. 11: Dialogové okno pro volbu zdroje tlaku – hydrogenerátoru [8]

### 2.3.4 Regulátor

Jak bylo zmíněno, v průmyslové praxi jsou regulační obvody nejčastěji řízeny pomocí PID regulátorů. Dialogové okno regulátoru (obr. 12) umožňuje zvolit řídicí veličinu (poloha, rychlost, síla, tlak) a konstanty proporcionální, integrační a derivační složky regulátoru. Podle typu řízené veličiny se v modelu změni typ senzoru.

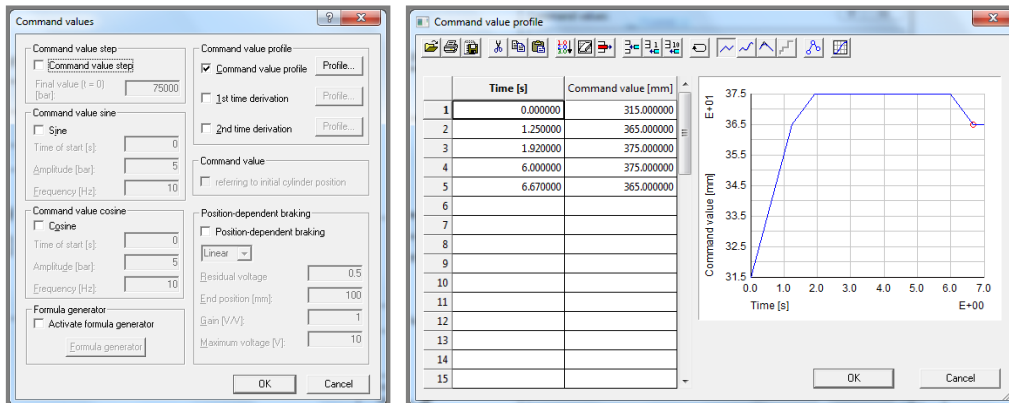


Obr. 12: Dialogové okno pro volbu typu regulace [8]

### 2.3.5 Žádaná hodnota

Dialog žádané hodnoty (obr. 13) dává uživateli možnost nastavit žádaný pracovní cyklus hydromotoru v závislosti na zvolené řízené veličině (dialog regulátoru).

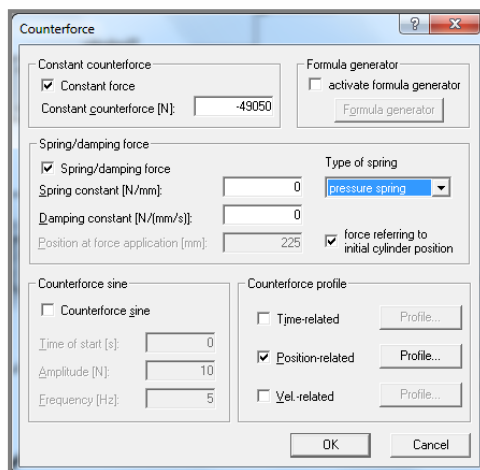
Současně s žádanou hodnotou je možné zadat profil první a druhé derivace řízené veličiny, tedy v případě polohové regulace i průběh rychlosti, resp. zrychlení.



Obr. 13: Vlevo – dialogové okno pro zadání žádané hodnoty, vpravo – typický průběh žádané polohy pístu pro lis [8]

### 2.3.6 Síly působící na přímočarý hydromotor

V dialogu (obr. 14) se definují průběhy a velikosti poruchových veličin, tedy v případě hydraulického mechanismu síly působící proti nebo ve směru pohybu hydraulického pístu. Tyto síly mohou být definovány jako konstantní, čímž lze simulovat např. gravitační zrychlení působící na beran lisu (gravitační zrychlení je v takovém případě nutné přepočítat na tíhu – sílu), resp. proměnné v závislosti na čase, pozici nebo rychlosti. Sílu působící na hydromotor lze definovat i jako funkci sinus, simulující např. vibrace způsobené spalovacím motorem. V dialogu je možné definovat také sílu pružiny, resp. tlumiče působícího na pístnici. Tato volba se uplatní např. v případě dále uvedené první řešené úlohy – simulace lisu. Při dosednutí beranu lisu na obrobek nahrazují vlastnosti pružiny, resp. tlumiče vlastnosti obrobku. Je možné určit, bude-li se obrobek chovat pružně pouze jedním směrem – *regular spring* (při lisování) nebo oběma směry – *pressure spring* (tedy i při oddalování beranu).



Obr. 14: Dialog pro zadání poruchové veličiny [8]

### 2.3.7 Vizualizace výsledků

Ikony v oblasti 7 na obr. 8 slouží postupně pro:

- vykreslení schématu modelu obvodu, ve kterém se nastavují jednotlivé výše uvedené parametry (zkratková klávesa F5),
- vykreslení blokového schématu (zkratková klávesa F6),
- vykreslení výsledků simulace (zkratková klávesa F7),
- vykreslení frekvenční charakteristiky (zkratková klávesa F8, přepínání),
- výpis modelových dat – zadávací a vypočtené parametry (zkratková klávesa F8, přepínání).

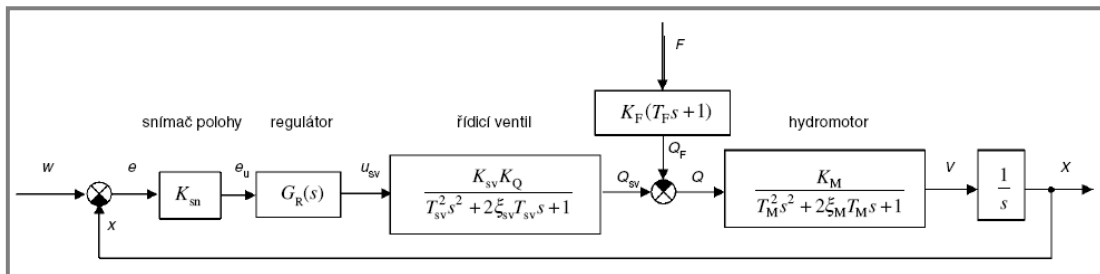
Pro výpočet simulace, resp. frekvenční charakteristiky slouží dále zkratková klávesa F10, resp. F11, nebo je možné spustit jejich výpočet v menu pomocí volby: *Calculation > Simulation/Frequency response*. Výstupem simulace je vykreslení průběhů jednotlivých sledovaných veličin (např. skutečná poloha pístnice hydromotoru, průtoky oběma komorami pístu, tlaky v jednotlivých komorách, průběh odchylky apod.). Výstupem výpočtu frekvenční odezvy je vykreslení amplitudové a fázové frekvenční charakteristiky v logaritmických souřadnicích do tzv. Bodeho diagramu, ze kterého je patrná stabilita či nestabilita navrženého obvodu. Výpis modelových dat tvoří shrnutí zadávacích a vypočtených parametrů v tabulkové formě. Tabulka *Additional data*, která je součástí výpisu dává i informace o vlastní frekvenci obvodu.



### 3 OBECNÁ ANALÝZA ŘEŠENÉ PROBLEMATIKY

Kromě vlastní revitalizace testovacího zařízení a s ní spojenou nutností konstrukčních zásahů se práce zabývá také modelováním regulačních hydraulických obvodů a s tím spojenou volbou a nastavením regulačních členů. Popisu testeru a konstrukčním úpravám je věnována samostatná kapitola dále v textu. Na tomto místě je ale vhodné uvést způsoby, jakými se vyšetřuje stabilita hydraulických regulačních obvodů v závislosti na kritickém zesílení, které lze určit pomocí vlastní frekvence obvodů.

Regulační elektrohydraulický obvod se zpětnou zápornou vazbou je znázorněn na obr. 15, přičemž u jednotlivých bloků je uvedena i přenosová funkce. Přenosová funkce určuje tvar výstupního signálu jako reakci na skokovou změnu signálu vstupního. Výsledná přenosová funkce je určena přenosy jednotlivých členů regulačního obvodu. Popis řídicího ventilu – rozváděče byl uveden v kapitole 2.1.4.5.



Obr. 15: Blokové regulační schéma hydraulického obvodu [6]:  $e$ ,  $e_u$  – odchylky řízené veličiny;  $F$  – síla;  $G_R(s)$  – přenos regulátoru;  $K_F$ ,  $K_M$ ,  $K_Q$ ,  $K_{sn}$ ,  $K_{sv}$  – zesílení zatěžující síly, zesílení hydromotoru, průtokové zesílení regulačního rozváděče, zesílení snímače polohy, zesílení regulačního rozváděče,  $Q$ ,  $Q_F$ ,  $Q_{sv}$  – průtok do hydromotoru, průtok vlivem zatěžující síly, průtok regulačním rozváděčem;  $T_F$ ,  $T_M$ ,  $T_{sv}$  – časová konstanta působení zatěžující síly, časová konstanta hydromotoru, časová konstanta regulačního rozváděče;  $u_{sv}$  – řídicí napětí regulačního rozváděče;  $v$  – rychlost;  $w$  – žádaná poloha;  $x$  – poloha pístnice;  $\zeta_M$ ,  $\zeta_{sv}$  – součinitel poměrného tlumení hydromotoru, regulačního rozváděče;  $s$  – komplexní proměnná

Rozbor dynamických vlastností zpětnovazebního řízení ukazuje, že pro výslednou kvalitu řízení regulačního obvodu je rozhodující poměr vlastních frekvencí regulačního ventilu – rozváděče a hydromotoru [6]

$$\kappa = \frac{f_{\text{rozváděč}}}{f_{\text{hydromotor}}} \quad (38)$$

Hodnota vlastní frekvence systému je rovna nejmenší hodnotě všech členů systému. Čím vyšší je tato hodnota, tím je systém dynamičtější.

#### 3.1 Typy regulátorů

Typy regulátorů, jejich přechodové odezvy a popis lze nalézt v literatuře zabývající se regulací, např. v [2], [7] nebo [8].

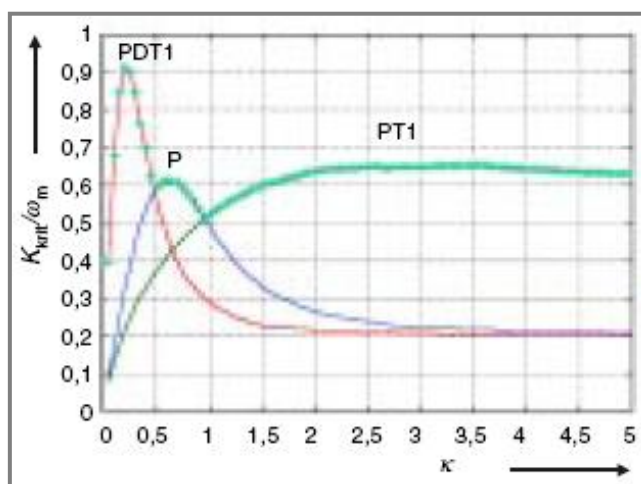
V hydraulických mechanismech se setkáváme nejčastěji s regulací polohy, synchronizací, úhlového natočení, úhlové rychlosti nebo regulací tlaku (síly). Vhodnost nebo naopak nevhodnost použití některých regulačních členů v závislosti na typu regulace vycházející z praxe je vyznačena v tab. 1 [2]. Symbol „+“ znamená

vhodný člen, symbol „o“ znamená nepříliš vhodný, symbol „-“ znamená zcela nevhodný člen.

Typ regulace	P	PT1	I	PI	PD	PID
Poloha	+	+	-	-	-	-/o
Rychlost synchronizace	-	+	o	+	-	+
Úhlové natočení	+	+	-	-	-	-/o
Úhlová rychlost	-	+	o	+	-	+
Tlak, síla	+	o	-	o	-	+

Tab. 1: Vhodnost regulačních členů regulátoru PID [2]

Na základě znalosti poměru  $\kappa$  lze doporučit nastavení regulátoru polohy typu P, PT1, PDT1 a stavového regulátoru (stavový regulátor je v jistém smyslu modelem systému, podrobnější informace pojednávající o problematice stavového regulátoru lze nalézt v [12]). Použitím vlastní frekvence systému můžeme určit hranice kritického zrychlení regulačního obvodu [2], [13] – tzv. kvalitativní posouzení vhodnosti regulátoru. Výsledná závislost normovaného kritického zesílení na poměru vlastní frekvence regulačního rozváděče a hydromotoru je pro uvedené tři typy regulátorů uvádí graf 3, který ukazuje maximální hodnoty kritického zesílení regulačního obvodu dosažitelné při použití různých regulátorů v závislosti na poměru  $\kappa$ . Doporučení volby vhodného regulátoru v závislosti na tomto poměru shrnuje tab. 2, která uvádí i přenosové funkce [6].



Graf 3: Závislost kritického zesílení regulačního obvodu s regulátory typu P, PT1, PDT [6]

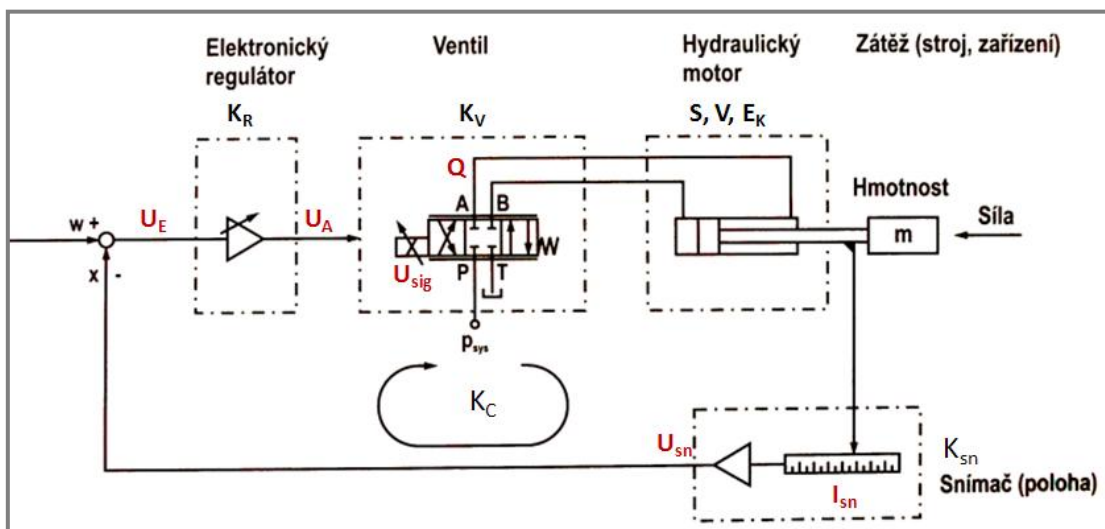
Většinu průmyslových procesů je možné přijatelně regulovat pomocí PID regulátoru, který postačuje k regulaci procesů s dynamikou druhého řádu (např. hydraulický obvod) [14]. Metody nastavování PID regulátoru jsou popsány v [14].

Poměr vlastních frekvencí $k=f_{sv}/f_M$	Typ regulátoru	Přenosová funkce
0 až 0,4	PDT1	$G_R(s) = K_R \frac{T_D s + 1}{T_S + 1}$ $T_D = \frac{1}{2\pi f_{sv}}, T = 0,1T_D$
0,4 až 0,85	P	$K_R$
0,85 až 2,5	PT1	$G_R(s) = K_R \frac{1}{T_1 s + 1}$ $T_1 = \frac{1}{\pi f_M}$
nad 2,5	Stavový regulátor	$u = w - K_1 x - K_2 v - K_3 a$

Tab. 2: Doporučená volba regulátoru polohového hydraulického mechanismu [6]

### 3.2 Zesílení hydraulického obvodu

Pro zjednodušení výpočtu celkového zesílení hydraulického obvodu  $K_C$  uvedeme ještě upravené schéma regulačního hydraulického obvodu s lineárním přímočarým hydromotorem (obr. 16).



Obr. 16: Regulační obvod hydraulického systému s přímočarým hydromotorem [2]:  $K_R$ ,  $K_V$ ,  $K_{sn}$  – elektrické zesílení regulátoru, zesílení regulačního rozváděče, zesílení snímače polohy/tlaku;  $U_E$ ,  $U_A$ ,  $U_{sig}$ ,  $U_{sn}$  – napětí na vstupu, napětí za regulátorem, napětí přivedené na solenoid šoupátka rozváděče, napětí ze snímače polohy,  $Q$  – průtok kapaliny rozváděčem;  $l_{sn}$  – aktuální poloha pístnice

Celkové zesílení  $K_C$  je určeno následujícími faktory:

- elektrickým zesílením regulátoru  $K_R$ ,
- hydraulickým zesílením regulačního rozváděče  $K_V$ ,
- zesílením od zpětné vazby, tedy zesílením snímače polohy  $K_{sn}$ ,

- parametry přímočarého hydromotoru (funkční plochou  $S$ , objemem  $V$  a modulem pružnosti pracovní kapaliny  $E_K$ ).

Pro regulační obvod s regulací polohy platí

$$K_C = K_R \cdot K_V \cdot K_{sn} \cdot \frac{1}{S} \quad (39)$$

Pro regulační obvod s regulací tlaku potom

$$K_C = K_R \cdot K_V \cdot K_{sn} \cdot \frac{E}{V} \quad (40)$$

Jednotlivá zesílení se určí podle následujících vztahů

$$K_R = \frac{U_A}{U_E}, K_V = \frac{Q}{U_{sig}}, K_{sn} = \frac{U_{sn}}{l_{sn}} \quad (41)$$

Jednotlivé symboly objasňuje obr. 16.

### 3.3 Stabilita hydraulického obvodu

Stabilita hydraulického obvodu se určuje pomocí řešení diferenciální rovnice 2. řádu (36), která jej popisuje. Při řešení je nutné určit koeficienty tzv. charakteristické rovnice systému a vypočítat hodnoty jejích kořenů, resp. pólů přenosové funkce. Kořeny charakteristické rovnice mohou být reálné nebo imaginární. Reálná složka má charakter exponenciály, zatímco imaginární má tvar harmonické funkce. Aby takový systém byl stabilní, musí se jednat o klesající exponenciály, resp. u harmonických funkcí o kmity tlumené klesajícími exponenciálami. Jinými slovy pro stabilní systém musejí být kořeny charakteristické rovnice buď reálné záporné, nebo komplexní se zápornou reálnou částí – což je nutná a postačující podmínka stability časově invariantního systému.

K určení stability obvodu se v praxi nejčastěji používá buď algebraické kritérium Routhovo, které umožňuje určit, zda je systém stabilní na základě koeficientů diferenciální rovnice popisující systém nebo frekvenční kritérium Nyquistovo [2].

Kritérii stability existuje celá řada, na tomto místě zmíním alespoň zjednodušeně Routhovo algebraické kritérium, jehož podrobnější popis lze nalézt např. v [15]. Stabilitu podle tohoto kritéria lze usuzovat ze znalosti celkového zesílení obvodu. Využívá se závislosti mezi vlastní frekvencí pohonu  $\omega_0$  a celkovým zesílením obvodu  $K_C$ . V praxi se často používá zjednodušený vztah

$$K_C < (0,1 \div 0,3)\omega_0 \quad (42)$$

přičemž při vlastním rozběhu se připouští jeden (někdy i dva) kmity nadkritické. Uvedený vztah je splněn, je-li hraniční frekvence regulačního rozváděče  $\omega_V$  minimálně 3 až 5 krát vyšší než je vlastní frekvence pohonu. Pokud toto neplatí, používá se tzv. korigovaná frekvence  $\omega_E$  [2]

$$\omega_E = \frac{\omega_V \cdot \omega_0}{\omega_V + \omega_0} \quad (43)$$

A kritérium pak nabývá tvar

$$K_C < (0,1 \div 0,3)\omega_E \quad (44)$$

## 4 VYMEZENÍ CÍLŮ PRÁCE

### 4.1 Specifikace dílčích cílů

Zařízení nebylo od roku 2006 používáno a k dispozici je pouze neúplná dokumentace bez popisu jeho ovládání. Zařízení slouží pro ověřování simulací virtuálních modelů vytvořených v programu Hyvos, rovněž také k testování různých typů rozváděčů, které je možné na zařízení upínat pomocí připojovacích panelů. Simulace lze provádět za působení různých poruchových veličin jako je délka potrubí vedoucího k akčnímu pohonu, tedy odlišná hydraulická kapacita potrubí vedoucího od rozváděče k pohonu, změna hmotnosti posuvného vozíčku či vyvození různé protizátěže reakčním pohonem.

Aby bylo možné zařízení opět využívat, je účelné na něm provést určité konstrukční úpravy. Dále je nutné popsat podrobně jeho ovládání, aby jej mohl obsluhovat i zaškolený pracovník společnosti Bosch Rexroth. Pro názorný popis práce na zařízení byly navrženy dva typické příklady hydraulických lisů (vertikální a horizontální), na kterých bude celý postup práce demonstrován. Typy simulovaných úloh jsou uvedeny v následující podkapitole.

Práce si dále klade za cíl navrhnout blokové schéma popisující názorně proces navrhování hydraulických zařízení s využitím testeru. Jedná se o paralelní proces, ve kterém jsou porovnávány výsledky simulací zařízení reálného a testovacího a simulací virtuálních za účelem optimalizace návrhu hydraulických mechanismů v budoucích projektech.

### 4.2 Simulované úlohy

#### 4.2.1 Polohová regulace

Navrhněte model, proveďte teoretický rozbor, výpočtovou simulaci a praktické ověření na simulačním stendu pro hydraulický obvod lisu (schéma viz dále) s následujícími parametry:

- max. lisovací síla: 6300 kN,
- hydromotor: 4x hydraulický válec 280/260 – 750,
- poloha přímočarého hydromotoru: svislá, pístitnicí k zemi,
- celková pohyblivá hmotnost: 20 t,
- požadovaná přesnost polohy +/- 0,1 mm.

Pracovní režim:

- rychloposuv z polohy 0 na polohu 600 mm,
- přibližování max. pracovní rychlostí na polohu 650 mm – dosednutí na materiál,
- lisování pracovní rychlostí na polohu 660 +/- 0,1 mm,
- tlaková výdrž 1 s,
- dekomprese – odjetí pracovní rychlostí na polohu 650 mm,
- rychloposuv na polohu 0 mm.

Rychlosti:

- přibližovací rychlost, rychlo-posuv: cca 300 mm/s,
- max. pracovní rychlost: 40 mm/s,
- pracovní rychlost při lisování: 15 mm/s.

#### 4.2.2 Polohová regulace s přechodem na tlakovou

Navrhněte model, proveďte teoretický rozbor, výpočtovou simulaci a praktické ověření na simulačním stendu pro hydraulický obvod upínacího zařízení (schéma viz dále) s následujícími parametry:

- upínací síla: 75kN +/-1 kN,
- hydromotor: hydraulický válec 80/56 – 750,
- poloha přímočarého hydromotoru: vodorovná,
- celková pohyblivá hmotnost: 200 – 300 kg,
- max. čas pro upnutí obrobku: 5 s.

Pracovní režim:

- rychloposuv z polohy 0 na 600 mm,
- dosednutí na obrobek na poloze 650 mm pracovní rychlostí,
- po dosednutí dosažení tlaku ve válci – přechod na regulaci síly (tlaková regulace),
- tlaková výdrž 2 s,
- v průběhu výdrže působí na obrobek 2 poruchové pulzy:
  - o 100 kN v čase 0,1 s a
  - o 50 kN v čase 0,4 s,
- dekomprese – na povel obsluhy odjezd válce do výchozí polohy.

Rychlosti:

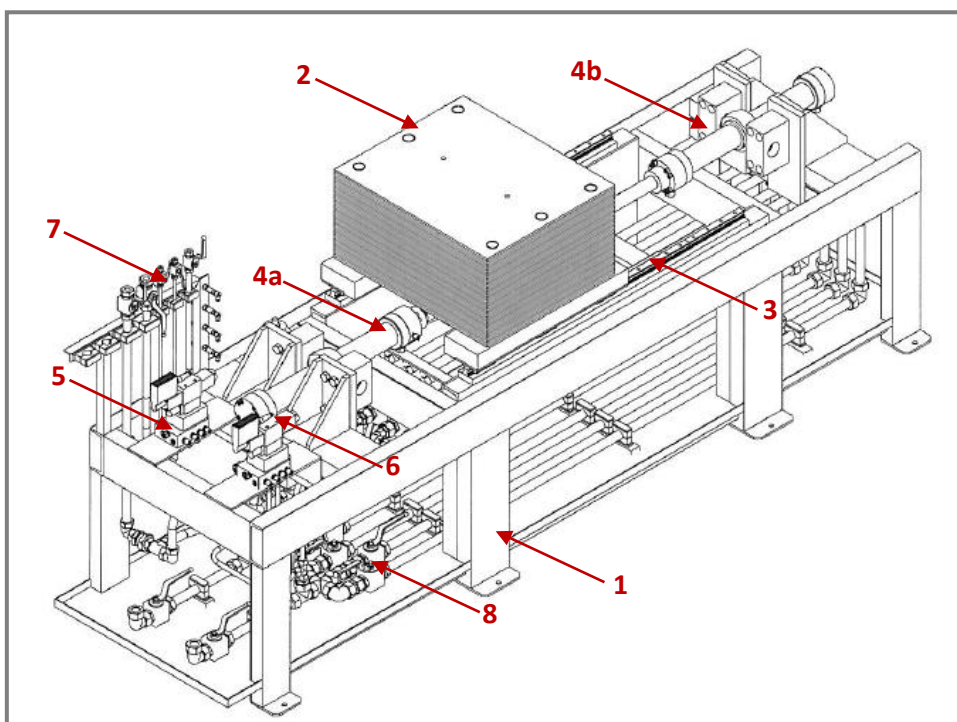
- rychloposuv: cca 200 mm/s,
- pracovní rychlost: 40 mm/s.

## 5 REVITALIZACE TESTOVACÍHO ZAŘÍZENÍ

Tester hydraulických regulačních obvodů vznikl v rámci projektu MPO – IMPULS v roce 2005. Zařízení (obr. 17) bylo navrženo tak, aby umožňovalo vyvozovat statické i dynamické podmínky simulující skutečnou zátěž na pohon reprezentovaný přímočarým hydromotorem a regulačním rozváděčem. Charakteristiku pohonu lze měnit instalací alternativních ventilů, resp. změnou hydraulické kapacity v přívodním potrubí vedoucího od rozváděče k hydromotoru. Dynamické chování testeru lze ovlivnit nastavením působících poruchových veličin v podobě protizátěže vyvozené sekundárním (reakčním) pohonem, u kterého je rovněž možná změna řídicího rozváděče nebo změnou hmotnosti pojezdu instalovaného mezi akčním a reakčním pohonem, který mezi nimi tvoří mechanickou vazbu [16].

### 5.1 Popis testovacího zařízení

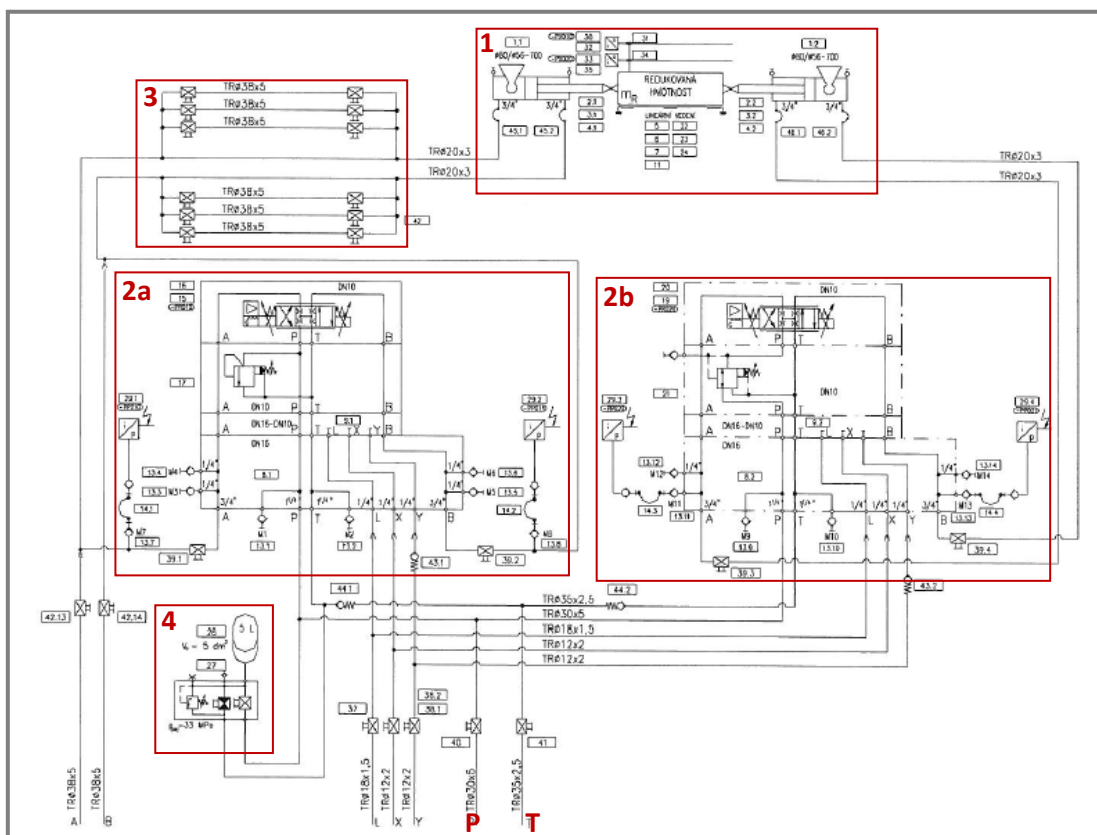
Zařízení (obr. 17) se skládá z ocelového rámu, vozíčku s variabilní hmotností, lineárních vedení s minimálním koeficientem tření a hydraulických připojovacích panelů s normalizovaným obrazcem DN16, které zajišťují pevné a hydraulicky těsné připojení rozváděče k potrubí. Zástavový rozměr zkušebního zařízení je: délka 4000mm, šířka 1100mm a výška 1600mm [16]. Na rám se instalují hydraulické válce, řídicí ventily, akumulátory a potrubní rozvody. Lineární vedení pro pohyb vozíku se zátěží, je umístěno na vrchní ploše. Zátěž se sestává z ocelových desek o hmotnosti 50kg, přičemž maximální hmotnost je 2400kg.



Obr. 17: 3D model testovacího zařízení – původní konstrukce [17]: 1 – nosný rám, 2 – vozíček s redukovanou hmotností, 3 – lineární vedení, 4a – píst akčního pohonu, 4b – píst zátěže, 5 – připojovací kostka, 6 – rozváděcí řídicí ventil, 7 – potrubí pro připojení akumulátoru, 8 – potrubí připojitelné hydraulické kapacity

Hydraulické schéma zařízení je uvedeno na obr. 18. Je patrné, že obvod lze rozdělit do několika funkčních celků:

- akční a zátěžový pohon v podobě přímočarých hydromotorů, které jsou spolu mechanicky spojeny vozíkem, na kterém je naložena tzv. redukováná hmotnost – závaží v podobě ocelových desek (oblast 1 na obr. 18),
- obvody proporcionálních rozváděčů ovládaných regulátorem (viz dále) pro řízení hydraulických motorů (oblast 2a a 2b na obr. 18),
- přípojitelné potrubí pro navýšení hydraulické kapacity v obvodu akčního pohonu (oblast 3 na obr. 18),
- hydraulický akumulátor pro absorbování tlakových špiček v obvodu (oblast 4 na obr. 18).



Obr. 18: Hydraulické schéma zkušebního zařízení – původní realizace [17]: 1 – akční a zátěžový píst s redukovanou hmotností, 2a – obvod akčního pohonu, 2b – obvod zátěžového pohonu, 3 – hydraulická kapacita akčního obvodu, 4 – obvod akumulátoru

Schéma obr. 18 je v plné velikosti uvedeno v příloze 1.

Za účelem testování vlivu různé délky potrubí vedoucího k akčnímu pohonu lze do obvodu připojit pomocí kulových ventilů přídavné potrubí (oblast 3, obr. 18) a zvýšit tak jeho hydraulickou kapacitu, která má významný vliv na řízení hydromotoru. Potrubí je realizováno trubkou 20x 3 kruhového průřezu, zatímco přípojitelná kapacita je tvořena potrubím kruhového průřezu 38x 5. Ze vztahu (33) je možné stanovit velikost hydraulické kapacity podle délky potrubí. Do obvodu lze připojit celkem 3 hydraulické kapacity zapojené paralelně, proto platí, že  $C = \sum_{k=1}^n C_k$ :



Délka [mm]	$V_0$ [m <sup>3</sup> ]	$C$ [mm <sup>3</sup> Pa <sup>-1</sup> ]	$D$ [Pa·mm <sup>-3</sup> ]
3000	0,0026	1,55	0,644
6000	0,0051	3,12	0,320
9000	0,0077	4,70	0,213

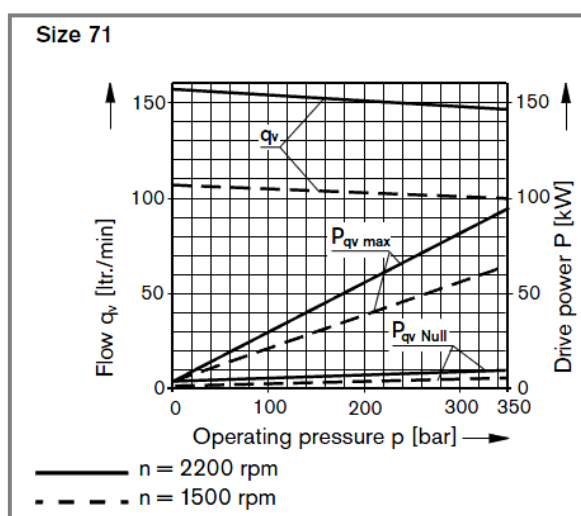
Tab. 3: Stanovení hydraulické kapacity, resp. odporu proti deformaci přípojného potrubí

Jednotlivé prvky hydraulického obvodu jsou blíže specifikovány dále, detailní informace jsou uvedeny na příloženém CD.

## 5.2 Funkční komponenty testeru

### 5.2.1 Zdroj tlaku – hydrogenerátor

Zdrojem tlaku testovacího zařízení je regulační čerpadlo A4VSO (71) – RE92050 s regulátorem RE92060 od společnosti Bosch Rexroth s nominálním tlakem 350 bar a maximálním průtokem 150 l. Jedná se o axiální pístovou jednotku s jednostranným vychylováním šikmé desky a jednosměrným smyslem otáčení používaného pro otevřené hydraulické obvody. Výhodou tohoto regulačního hydrogenerátoru je možnost regulace průtoku nebo regulace tlaku, jak je patrné z jeho univerzální charakteristiky uvedené na obr. 19. Z obrázku je zřejmá závislost mezi výkonem, tlakem a průtokem v závislosti na otáčkách [18].



Obr. 19 Univerzální charakteristika hydrogenerátoru A4VSO Bosch Rexroth [18]

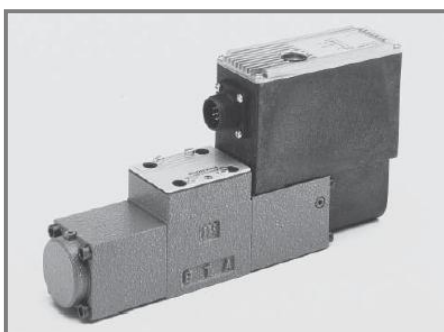
### 5.2.2 Přímočarý hydromotor

Pro akční a zátěžový pohon byly zvoleny dva přímočaré diferenciální hydromotory typu CDH3-80/56 – 700 mm pro maximální tlak 350 bar s maximální rychlostí vysouvání pístnice 0,18 m/s [19].

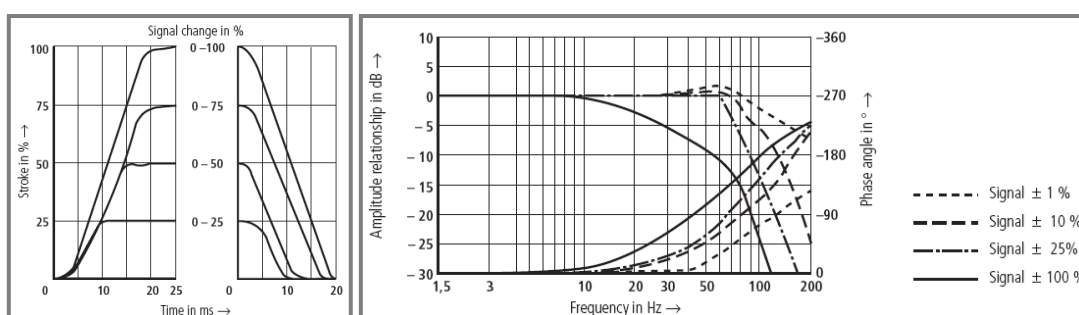
### 5.2.3 Řídicí rozváděč

Řídicími prvky obvodu jsou směrové jednostupňové, tedy přímo elektricky řízené 4/3 rozváděče 4WRSEH-NS10 (obr. 21), které spadají do kategorie *High response directional control valves* [20]. Ventily jsou vybaveny měřením zpětné vazby

v podobě měření polohy šoupátka. Rychlost přesunu šoupátek je uvedena na obr. 21 vlevo. Frekvenční charakteristika pro určení vlastní frekvence ventilu je uvedena na obr. 21 vpravo, je patrné, že frekvence rozváděče je 80 Hz (fázový posun o 90°).



Obr. 20: Řídicí rozváděč 4WRSEH-NS10 [20]

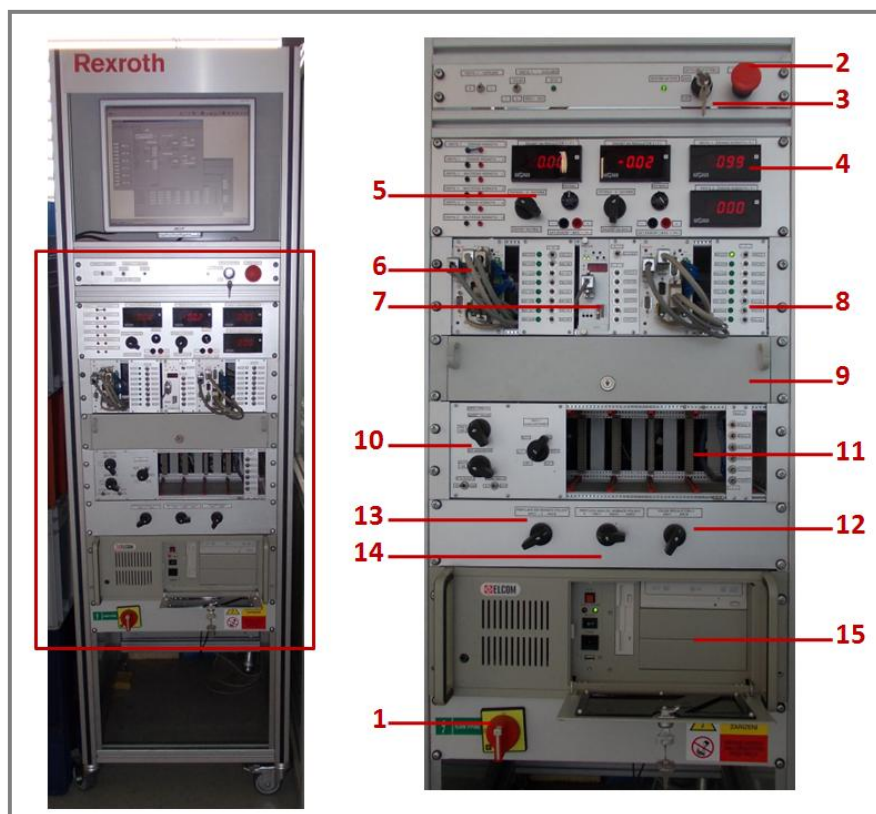


Obr. 21 vlevo: přechodová charakteristika rozváděče 4WRSEH-NS10, vpravo: frekvenční charakteristika rozváděče 4WRSEH-NS10 [20]

Podrobné informace, technická dokumentace k rozvaděči je uvedena na doprovodném CD.

#### 5.2.4 Měřicí a řídicí prvky

Testovací zařízení je napojeno na elektroskříň s ovládacím panelem, jehož detail zobrazen na obr. 22. V ovládacím panelu jsou instalovány regulační karty, tedy komponenty řízení pohonů a zpracování dat z tlakových snímačů a snímačů aktuální polohy SSI. Ovládací panel a celé zařízení se zapíná otočným spínačem v dolní části (pozice 1), dále je nutné spustit počítač (pozice 15), ve kterém se provádí nastavení regulačních členů či specifikace pracovních cyklů a žádostí. Volba používaného regulátoru (pozice 6 a 8 nebo 7) se provádí na pozici 12, zatímco pro volbu snímače polohy slouží pozice 13 a 14. Klíčkem na pozici 3 spustíme napájení zvoleného regulátoru. Displeje na pozici 4 slouží k zobrazení např. řídicího napětí ovládané potenciometrem na pozici 5.



Obr. 22 Vlevo: elektroskříň zařízení, vpravo: ovládací panel: 1 – hlavní vypínač, 2 – nouzový vypínač, 3 – uzamykatelný spínač napájení pro regulátory, 4 – digitální panely pro sledování aktuální pozice a řídicího napětí, 5 – sepnutí manuálního režimu (ovládání potenciometrem), 6 – regulátor HNC100 akčního pohonu, 7 – regulátor HACD, 8 – regulátor HNC100 reakčního pohonu, 9 – šuplík pro klávesnici a myš, 10 – nastavení externích karet připojených do racků, 11 – racky pro další karty, 12 – volba regulátoru (HACD/HNC100) 13 – zapínání analogového snímače polohy, 14 – zapínání SSI měřiče polohy, 15 – počítač.

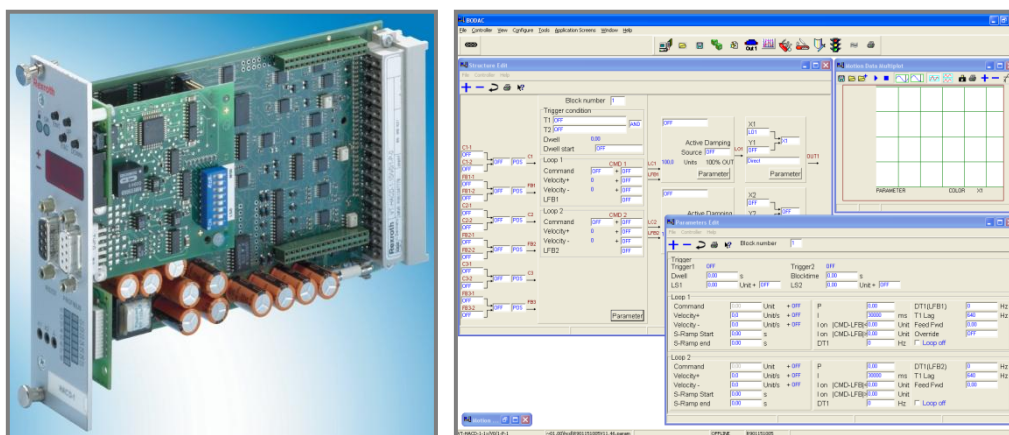
#### 5.2.4.1 Regulátor HACD

Regulátory HACD (*Hydraulic Closed-loop Axis Controller for Electrohydraulic Drives*) představují skupinu regulátorů určenou pro jednoduché regulační úlohy. Svým určením nahrazují regulátory analogové, přičemž nabízejí širší možnosti nastavení při realizaci regulačních úloh. Tento regulátor je realizován jako karta Euro formátu normalizovaného pro zasunutí do racku. V současné době společnost Bosch Rexroth nabízí pět modifikací tohoto regulátoru, přičemž na zařízení je použit HACD-1, který má následující vlastnosti:

- použití jako PID regulátor,
- vstup pro inkrementální nebo SSI snímač,
- 6 analog. vstupů ( $\pm 10V$ ,  $0..10V$ ,  $4..20mA$ ), 2 analog. výstupy ( $\pm 10V$ ,  $0..10V$ ),
- 8 digitálních vstupů, 7 digitálních výstupů,
- konfigurace přes rozhraní RS232.

Regulátor má 3 volné softwarové konfigurace – 3 módy, jejichž parametry se nastavují v prostředí aplikace Bodac.

- Mód 1: V tomto režimu je možno použít HACD jako regulátor PDT1 a pro matematické operace se signály přivedenými na vstup. Výsledkem je zpracovaný signál přivedený na výstup.
- Mód 2: Tento režim je vhodný pro regulaci polohy podle zadaného rychlostního profilu. Je možné vytvořit čtyři různé rychlostní profily, které jsou mezi sebou přepínány kombinací binárních vstupů. U rychlostního profilu lze zadat zrychlení, rychlost a zpomalení pohybu.
- Mód 3: Regulátor umožní definovat 32 samostatných bloků, které jsou postupně aktivovány na základě předdefinovaných binárních vstupů. Režim umožňuje vytvořit sekvenci úkonů, které se mají provést. Lze tedy provést například přechod z polohové regulace na tlakovou.



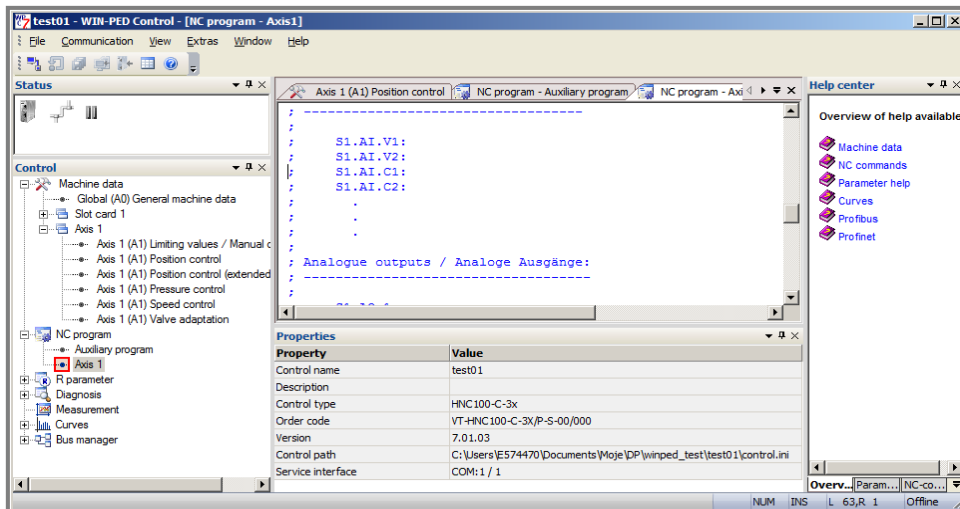
Obr. 23 vlevo: regulátor HACD, vpravo: rozhraní aplikace Bodac

#### 5.2.4.2 Regulátor HNC100

Regulátory HNC100 jsou programovatelné a konfigurovatelné pomocí vývojového prostředí WIN-PED, ve kterém lze parametrizovat regulační smyčky, editovat a kompilovat NC programy, ladit a diagnostikovat regulátor. Na regulátorech HNC100 lze realizovat polohovou regulaci, tlakovou regulaci, rychlostní regulaci a lze synchronizovat více os (až 4 osy). Pro synchronizaci většího počtu os (více než 4) je nutné regulátory propojit pomocí sběrnice Local CAN.



Obr. 24 Regulátor HNC100



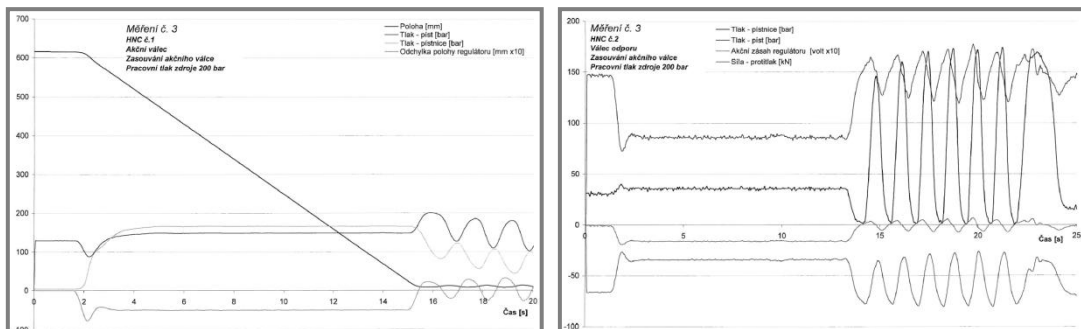
Obr. 25 Rozhraní vývojového prostředí WIN-PED 5.0

### 5.3 Úlohy řešené v projektu IMPULS

Z dostupných materiálů k zařízení [21] bylo zjištěno, že byly realizovány následující simulace skokové změny požadované pozice, tedy simulace přechodové odezvy, za níže uvedených parametrů:

- rychlost vysouvání válce  $v_{max}=45 \text{ mm/s}$ ,
- maximální zrychlení  $a_{max}=100 \text{ mm/s}^2$ ,
- redukovaná hmotnost  $m=390 \text{ kg}$ ,
- vysunutí na pozici 650 mm.

Shrnutí dostupných výsledků měření udává tab. 4. Ze závěrů konstatovaných řešiteli měření vyplývá, že při dojezdech do krajních poloh docházelo k rozkmitání systému, zřejmě z důvodu hydraulické závislosti akčního a reakčního pohonu, což bylo nejvíce patrné v případě třetího měření (obr. 26), kdy se systém stal nestabilním a rozkmital se [21]. Bohužel dostupná zpráva neuvádí žádné informace o nastaveních regulátoru, která je pro jakoukoli další analýzu nezbytná. Řešitelé se odkazují na nevhodně navrženou mechanickou vazbu mezi akčním a reakčním pohonem, která způsobuje, že se reakční pohon aktivně podílí na dynamickém chování systému, což je nežádoucí. Uveďme ještě na tomto místě, že během procesu revitalizace bylo zjištěno, že rozváděč reakčního pohonu byl zapojen obráceně, než je uvedeno na obr. 27, což mohlo také způsobovat nežádoucí chování.



Obr. 26: Záznam měření č. 3 – zasouvání akčního pístu [21]

Zmíněné měření č. 3, fáze zasunutí přímočarého hydromotoru do počáteční polohy, je uvedeno v příloze č. 2.

nastavení	měřená veličina	měření 1	měření 2	měření 3
	pracovní tlak zdroje [bar]	100	150	200
	protitlak reakčního pohonu [bar]	50	100	150
fáze vysouvání	počáteční poloha [mm]	0	10	0
	koncová poloha [mm]	650	650	650
	překročení koncové polohy [%]	0,5	0,3	0,2
	max. tlak akčního pohonu [bar]	87	103	170
	max. odchylka [mm]	19,2	7,9	1,9
	max. zatěžovací síla reakčního pohonu [kN]	43	32	84
fáze zasouvání	počáteční poloha [mm]	650	650	650
	koncová poloha [mm]	0	10	10
	překročení koncové polohy [%]	0,15	0,15	0,15
	max. tlak akčního pohonu [bar]	95	141	174
	max. odchylka [mm]	10,5	10,5	7,8
	max. zatěžovací síla reakčního pohonu [kN]	15	16	-81

Tab. 4: Shrnutí výsledků simulačních testů přechodové odezvy [21]

V rámci projektu nebyly provedeny testy s regulátorem HACD. Dále nedošlo k ověření chování obvodu při změně hydraulické kapacity akčního obvodu a nebyla odzkoušena a porovnána odezva na skokovou změnu polohy při různých hodnotách hmotnosti pojezdu.

#### 5.4 Revitalizace zařízení – konstrukční úpravy

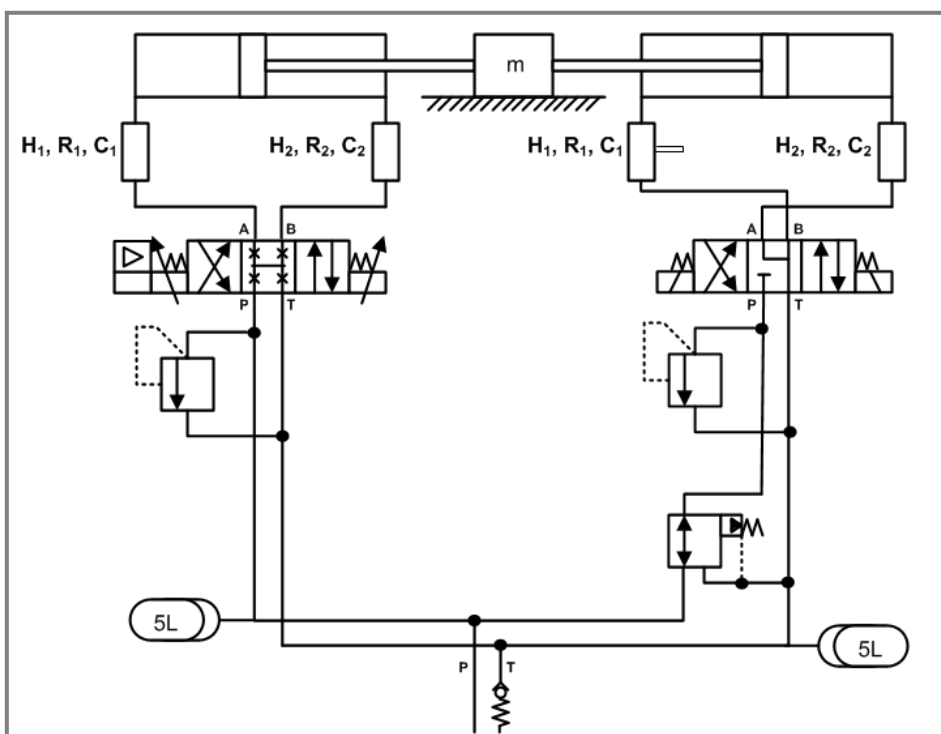
Zjednodušené schéma zařízení, tak jak bylo používáno pro měření, je uvedeno na obr. 27. Na zařízení byly provedeny následující úpravy:

- Zkrácení délky přívodního potrubí od rozváděče reakčního obvodu k hydromotoru. Během předešlých měření se ukázalo, že při dojezdu do krajních poloh při požadavku na skokovou změnu polohy docházelo k rozkmitání obvodu, což mohlo být způsobeno zvýšenou hydraulickou kapacitou potrubí vedoucího k hydromotoru sekundárního obvodu. Panel pro připojení hydraulického rozváděče byl přesunut do těsné blízkosti hydromotoru a hadice nahrazeny trubkami.
- Regulační ventil byl zaměněn za obyčejný směrový (černobílý) typu 4WE 10, který je možno ovládat ručně, tak aby bylo možno otestovat regulátor HACD.

- Obvod lze považovat v podstatě za uzavřený, protože kapalina vytlačena akčním pístem se pohybuje do reakčního, který má stejné rozměry. Hydraulický agregát zde slouží k nastavení systémového tlaku a doplňování oleje, který uniká v lekáži. Při průtoku kapaliny přes hydraulický odpor, dochází k jejímu zahřívání. Dosahuje-li systémový tlak v zařízení 300 bar, nelze již toto zahřívání opomíjet. Proto byl na zařízení, v místě přípojného bodu na reakčním hydromotoru osazen teploměr, podle kterého se obsluha může orientovat, zda je ještě možné provádět další měření.
- Do odpadní větve byl připojen hydraulický akumulátor z důvodu krytí možných tlakových špiček.
- Původní zpětné ventily umístěné v odpadních větvích každého okruhu bránily možnosti přepouštění, proto byly demontovány a nahrazeny zpětným ventilem ve společné části odpadního vedení.

Díky uvedeným změnám lze na simulačním zařízení simulovat:

- pracovní cykly řízené pomocí regulátoru HACD, kterým lze ovládat pouze jeden regulační rozváděč,
- sílu reakčního okruhu proti, resp. po směru pohybu akčního válce, což se uplatní zejména při polohové regulaci (simulace síly po směru ve své podstatě představuje gravitační zrychlení působící na beran lisu),
- poruchové impulsy během polohové i tlakové regulace prostým vypnutím a opětovným zapnutím směrového rozváděče



Obr. 27: Zjednodušené schéma simulačního zařízení

Velikost síly je možné měnit podle požadavku: je-li rozváděč vypnutý, přepouští se celý objem s minimálním odporem, který je dán pouze odpory H, R, C a odporem zpětného ventilu, resp. odporem jeho pružiny (cca 3 bary). Při zapnutí rozváděče

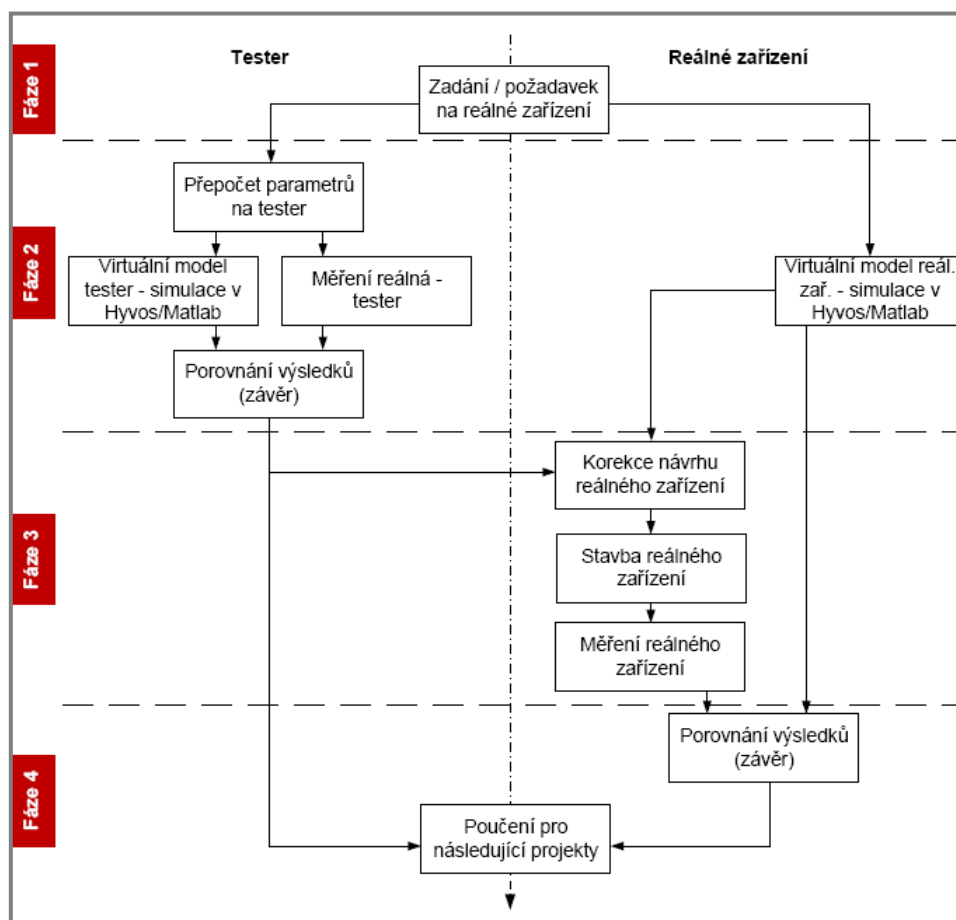
začne plnit svou funkci redukční ventil, kterým obsluha nastaví tlak, který je pomocí rozváděče směřován buď do plné strany pístu, nebo do strany s pístnicí. Výsledkem je tlaková, resp. tahová reakce.

## 5.5 Využití testeru

Následující schéma (obr. 28) popisuje možné využití hydraulického testovacího zařízení během vývoje nového hydraulického mechanismu. Jedná se o proces, který lze rozdělit na 4 časové fáze. V první fázi přichází zhotoviteli požadavek na návrh nového zařízení. Ve druhé se provádí virtuální simulace reálného zařízení paralelně s testováním na zkušebním testeru. Pro účely testování je zadání přepočteno v měřítku pomocí koeficientu, který vztahuje plochy akčních přímočarých hydromotorů, tedy

$$k = \frac{S_{real}}{S_{stand}} \quad (45)$$

Veškeré síly (gravitační zrychlení, setrvačné hmoty), které působí na hydromotory a které ovlivňují tlak v systému, se projeví právě zde. Výsledky jsou porovnány, případně je korigován reálný návrh zařízení. Ve třetí fázi je zařízení realizováno a implementováno. V poslední čtvrté fázi jsou porovnány výsledky s modelem za účelem zlepšení prvotních návrhů v dalších projektech.



Obr. 28: Schéma možného využití simulačního testeru



Jinou možností využití zkušebního zařízení je ověření chování nových typů rozváděčů, které zatím nejsou zahrnuty v simulačním softwaru. Jedná se zejména o zjištění přechodové charakteristiky, průtokové charakteristiky, vyšetření hystereze nebo opakovatelnosti. Z naměřených charakteristik lze získat podklady pro matematický popis, resp. stanovení koeficientů rovnic popisujících jejich chování za účelem jejich začlenění do simulačního program Hyvos či pro vyladění parametrů virtuálních modelů navrhovaných prostřednictvím jiného softwaru jako je např. Matlab SimHydraulics.

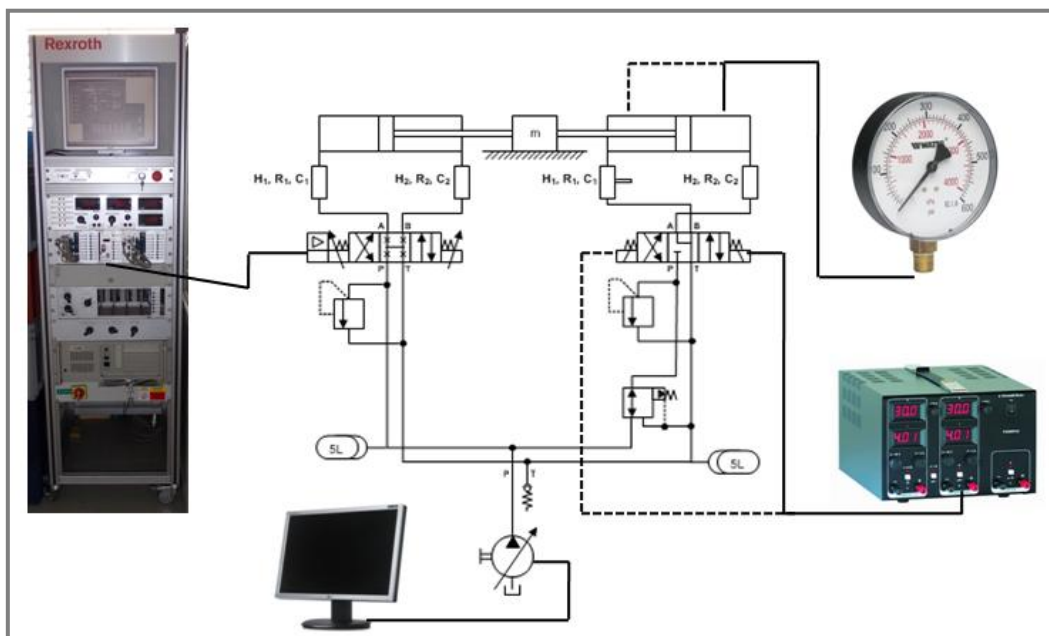
V současné době jsou na testeru osazeny pouze dva typy regulátorů, HNC100 a HACD. Na trhu jsou ale dostupné i jiné typy těchto zařízení a to i od jiných výrobců. Pokud tyto respektují euro formát karet, mohou být připojeny do stávající elektroskříně, kde jsou pro tento účel připraveny racky. Na základě výsledků testů lze pak doporučit konečné řešení a zákazníkovi či dodat již vyladěný, nebo alespoň předpřipravený regulátor.

Zajímavou možností z pohledu společnosti Bosch, jíž testovací zařízení náleží, je možnost jeho využití z pohledu edukačního. Bosch Rexroth pravidelně organizuje školení z oblasti hydraulických systémů a práce na simulačním standu je vítanou možností, jak demonstrovat prezentované teoretické poznatky. V rámci této práce jsou řešeny dva modelové případy, které vycházejí z požadavků zákazníků a které by mohly po určitém rozvedení být právě takto využity. Posluchači školících kurzů, ať už zaměstnanci společnosti nebo externisté, by si sami mohli vyzkoušet práci na zařízení reálných rozměrů, zejména způsoby nastavení regulátorů. Příloha č. 4 představuje stručný manuál pro základní ovládání regulátoru HACD.

## 6 MODELOVÁNÍ A REALIZACE TESTŮ

Kapitola je věnována řešení úloh definovaných v kapitole 4, tedy úloze polohové regulace a úloze polohové regulace s přechodem na tlakovou. Je uvedeno nastavení simulace provedené v programu Hyvos a nastavení regulátoru v programu Bodac.

Kromě nastavení regulátoru, které je popsáno dále, bylo nutno připravit pro simulaci i vlastní zařízení. Schéma měřicího pracoviště je uvedeno na obr. 29. Zejména se jednalo o nastavení reakčního obvodu, který simuloval působení poruchových veličin. Zde byl ručně nastavován tlak na redukčním a pojistném ventilu vedoucímu k šoupátkovému rozváděči reakčního obvodu (manometr byl připojen na přípojné místo hydraulického pístu). Rozváděč byl ovládán obsluhou také ručně – podle charakteru testu vypnut nebo zapnut. Podle strany, na kterou byla připojena cívka rozváděcího ventilu sekundárního obvodu, byl tlak nastavený na redukčním ventilu přenesen buď na plnou stranu reakčního pístu (rozdávěč v pozici *a*), nebo na stranu pístnice (rozdávěč v pozici *b*). Takto byla simulována buď konstantní síla působící proti pohybu akčního hydromotoru, nebo po jeho směru, což odpovídá simulování tíže beranu vertikálního lisu způsobené jeho vlastní vahou. Pro každé měření byl nastaven systémový tlak a maximální průtok pomocí regulačního hydrogenerátoru.



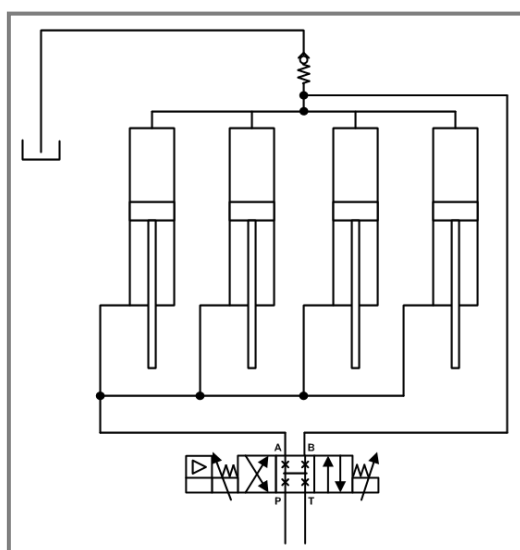
Obr. 29: Schéma měřicího pracoviště

### 6.1 Úloha 1 – polohová regulace

Polohová regulace je klasickým případem pracovního cyklu hydraulických lisů. Příklad takového zařízení je uveden na obr. 30 a jeho zjednodušené funkční schéma z hlediska modelování na obr. 31. Ve schématu není zahrnutý např. bezpečnostní ventil s hlídanou polohou šoupátka, pojišťovací ventil pro vyrovnání vlastní hmotnosti beranu, resp. brzdový ventil zaručující konstantní tlakový spád na řídicí hraně rozváděče P-B, pojišťovací ventil proti multiplikaci tlaku apod. které tvoří další hydraulické odpory ovlivňující chování obvodu. Podrobnější informace o zapojení hydraulického obvodu lisu lze vyhledat např. v [3]. Příklad skutečného obvodu hydraulického lisu je uveden v příloze č. 3.



Obr. 30: Příklad simulovaného lisovacího stroje - Backwood Press Company



Obr. 31: Zjednodušené schéma lisu

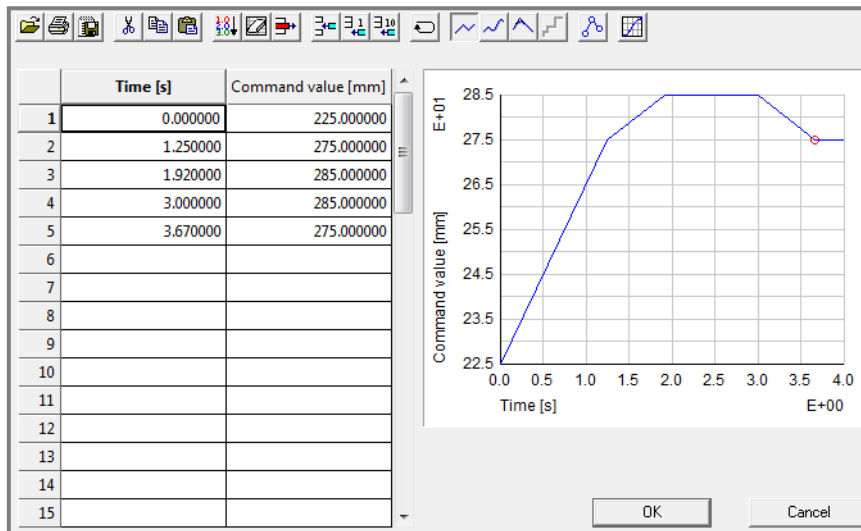
### 6.1.1 Model reálného a simulačního zařízení

Jak bylo uvedeno v kapitole 2.3.1 lze v programu Hyvos modelovat pouze jeden přímočarý hydromotor. Je možné tedy buď přepočítat parametry všech akčních hydromotorů na parametry jednoho motoru, nebo k modelu přistupovat jako ke čtvrtinovému, tedy i veškeré působící síly a hmotnosti budou přepočteny v měřítku. Pokud by byl zvolen první postup, tedy výpočet s plnou silou, při plochách všech čtyřech pístů přepočtených na jednu, vyjde přímočarý hydromotor velkých rozměrů, pro jehož ovládání (dosažení požadované rychlosti) by bylo nutné v simulaci použít podstatně větší rozváděč, což do ní může vnést chybu. V našem případě proto volíme druhou možnost (síly přepočteny v měřítku), protože je možné simulovat reálný hydromotor a pro dosažení požadovaných rychlostí lze navrhnout reálný rozváděč.

Parametry modelu lze zadávat v libovolném pořadí. V tomto případě zadáme postupně hodnoty požadované pozice, typ zdroje tlaku, typ rozváděče, parametry pístu, hmotnost beranu, dobu simulace a hodnoty poruchové veličiny.

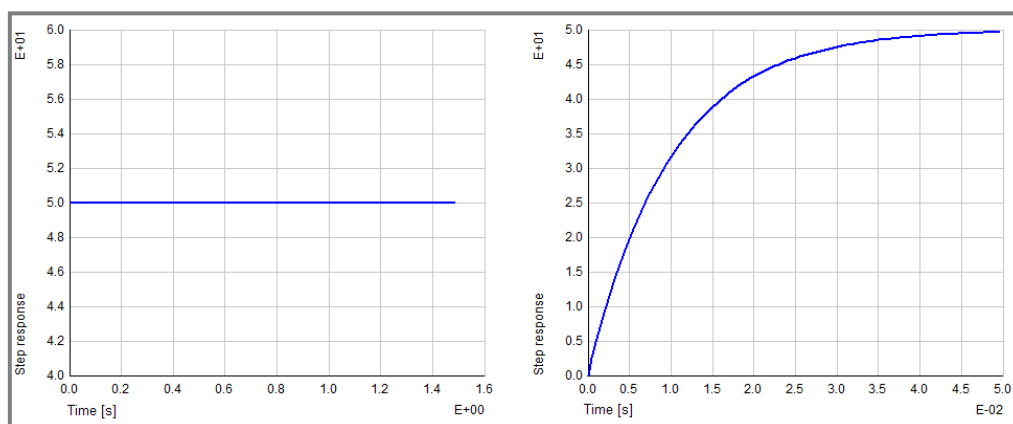
Pracovní cyklus podle zadání je uveden na obr. 32. Fáze rychloposuvu není v simulaci uvažována. V případě vertikálních hydraulických lisů se v tomto režimu kapalina nasává pomocí speciálního potrubí přímo z nádrže (průtoky dosahují i několik 1000 l/min). V simulaci se tedy omezíme na fázi přibližování pracovní rychlostí a dosednutí na obrobek podle předepsané polohové regulace. Hodnoty

pozice jsou posunuté o polovinu délky pístu, protože program Hyvos považuje nulovou hodnotou pozice za středovou. Tedy hodnota 225 odpovídá vysunutí pístu na polohu 600 mm (z polohy -375 na 225).



Obr. 32: Simulovaný pracovní cyklus stroje – zadání požadované hodnoty

Dále jsou uvedeny zadávací hodnoty parametrů modelu reálného a simulačního zařízení. Jak bylo uvedeno v kapitole 5.5, zadávací parametry modelu testeru byly přepočteny v měřítku. Parametry simulací jsou uvedeny v tab. 5. Zdroj tlaku byl nastaven jako regulační hydrogenerátor. Rozváděče spadají v obou případech do kategorie regulačních rozváděčů (*High response controll valves*). V případě 4WRTE se jedná o dvoustupňový rozváděč. Parametry přímočarého hydromotoru dle zadání, resp. podle typu osazeného na simulačním zařízení. Hmotnost pohyblivé hmoty a hodnoty tíhy resp. přepočtená hmotnost a přepočtená tíha v měřítku standu. V dalším kroku je nutné definovat maximální sílu, kterou je lis schopen působit po dosednutí na obrobek. Tato je definována v závislosti na poloze (v tomto případě začne působit od polohy 285 mm). Po zadání všech těchto parametrů je spuštěna simulace a ladí se parametry PID regulátoru. Hodnota T1 představuje časové zpoždění. V uvedeném případě pak hovoříme o tzv. PT1 regulátoru jehož odezva na jednotkový skok při T1 = 10 ms je znázorněna na obr. 33.



Obr. 33: Porovnání odezvy na jednotkový skok regulátoru P a PT1

Komponenta HO	Parametr	Reálné zařízení	Tester
Hydrogenerátor	Jednotkový objem [cm <sup>3</sup> ]	115	71
	Frekvence otáčení [1/min]	1500	1500
	Systémový tlak [bar]	300	300
Rozváděč	Typ rozváděče	4WRTE	4WRSEH
	Velikost	NG10	NG10
	Nominální průtok [l/min.]	100	50
	Maximální průtok [l/min.]	3000	180
	Max. hystereze [%]	0,1	0,05
Přímočarý hydromotor	Průměr plné strany [mm]	280	80
	Průměr strany s pístnicí [mm]	260	56
	Zdvih [mm]	750	750
Pohyblivá hmota	Hmotnost [kg]	5000	408
Potrubí	Délka	1000	300
	Průměr	20	14
Regulátor	P [V/V]	50	80
	I [ms]	--	--
	D [ms]	--	--
	T1 [ms]	10	10
Poruchové veličiny	Tíha [N]	-49050	-4002
	Max. reakce od působení na obrobek v závislosti na poloze [kN]	1675	124,5

Tab. 5: Nastavení parametrů simulačních modelů úlohy 1 v programu Hyvos


### 6.1.2 Realizace testů

Jak bylo uvedeno v předchozí kapitole, řízení pohonů testovacího zařízení je ovládáno pomocí regulátorů HACD a HNC100. Regulátor HACD je ovládán pomocí programu Bodac (viz 5.2.4.1). Bližší seznámení s programem a jeho základní ovládání je popsáno v příloze č. 4. Pro úlohy definované v kapitole 4.2 se použije tzv. mód 3, ve kterém se definuje sekvence bloků (až 32), které jsou postupně aktivovány na základě předdefinovaných vstupů (spouštěčů – tzv. *triggerů*).

Pro řízení pracovního cyklu je nutno definovat 4 bloky:

- posuv pracovní rychlostí (1),
- přiblížení na polohu a výdrž (2),
- odjetí od obrobku (3),
- návrat pracovní rychlostí do základní polohy (4).


Konfigurace probíhá pomocí dialogového okna *Structure edit*, které lze vyvolat

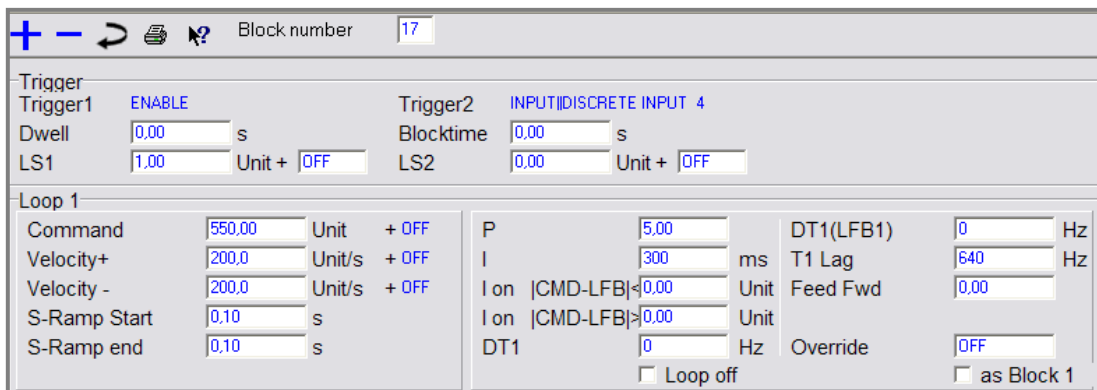
ikonou  nebo z nabídky menu *Configure – Structure edit*. Nastavení pro úlohu 1 je patrné z obr. 34. Pracovní cyklus se spustí, je-li sepnut hlavní spínač karty HACD (*Trigger 1* nastaven na hodnotu *ENABLED*) a zároveň je sepnuto tlačítko 4 (*DISCRETE INPUT 4*). Ostatní bloky již navazují na první (v tomto případě blok 17) automaticky pomocí nastavení tzv. *Dwell time*, což je doba, po kterou je daný blok aktivní. Doba *Dwell time* se začne měřit, je-li splněna podmínka uvedená v *Dwell start*. Tato hodnota je u všech bloků nulová, přepínání na následující blok tedy nastává v okamžiku, kdy je splněna daná podmínka. Výjimkou je blok 18, ve kterém je nastavena výdrž při působení na obrobek 1 s. Protože se jedná o zpětnovazební řízení (ve smyčce) je nutné v každém bloku nastavit, který vstupní signál je aktuální hodnotou, která se porovnává s požadovanou. V případě polohové regulace bude tímto vstupem pouze aktuální poloha snímaná SSI snímačem nastavená ve vstupní matici jako *FBI (Feedback 1)*.

Block number 17	Block number 18	Block number 19	Block number 20
Trigger condition T1 <input type="text" value="ENABLE"/> AND T2 <input type="text" value="INPUT DISCRETE INPUT 4"/> AND Dwell 0.00 Dwell start <input type="text" value=" CMD1 - LFB1  &lt; LS1"/>	Trigger condition T1 <input type="text" value="ENABLE"/> AND T2 <input type="text" value="BLOCK17 DWELL FINISH"/> AND Dwell 1.00 Dwell start <input type="text" value=" CMD1 - LFB1  &lt; LS1"/>	Trigger condition T1 <input type="text" value="ENABLE"/> AND T2 <input type="text" value="BLOCK18 DWELL FINISH"/> AND Dwell 0.00 Dwell start <input type="text" value=" CMD1 - LFB1  &lt; LS1"/>	Trigger condition T1 <input type="text" value="ENABLE"/> AND T2 <input type="text" value="BLOCK19 DWELL FINISH"/> AND Dwell 0.00 Dwell start <input type="text" value="OFF"/>
Loop 1 Command <input type="text" value="INTERN"/> + <input type="text" value="OFF"/> Velocity+ 200 + <input type="text" value="OFF"/> Velocity - 200 + <input type="text" value="OFF"/> LFB1 <input type="text" value="FB1"/>	Loop 1 Command <input type="text" value="INTERN"/> + <input type="text" value="OFF"/> Velocity+ 40 + <input type="text" value="OFF"/> Velocity - 40 + <input type="text" value="OFF"/> LFB1 <input type="text" value="FB1"/>	Loop 1 Command <input type="text" value="INTERN"/> + <input type="text" value="OFF"/> Velocity+ 200 + <input type="text" value="OFF"/> Velocity - 200 + <input type="text" value="OFF"/> LFB1 <input type="text" value="FB1"/>	Loop 1 Command <input type="text" value="INTERN"/> + <input type="text" value="OFF"/> Velocity+ 250 + <input type="text" value="OFF"/> Velocity - 250 + <input type="text" value="OFF"/> LFB1 <input type="text" value="FB1"/>
Loop 2 Command <input type="text" value="OFF"/> + <input type="text" value="OFF"/> Velocity+ 0 + <input type="text" value="OFF"/> Velocity - 0 + <input type="text" value="OFF"/> LFB2 <input type="text" value="OFF"/>	Loop 2 Command <input type="text" value="OFF"/> + <input type="text" value="OFF"/> Velocity+ 0 + <input type="text" value="OFF"/> Velocity - 0 + <input type="text" value="OFF"/> LFB2 <input type="text" value="OFF"/>	Loop 2 Command <input type="text" value="OFF"/> + <input type="text" value="OFF"/> Velocity+ 0 + <input type="text" value="OFF"/> Velocity - 0 + <input type="text" value="OFF"/> LFB2 <input type="text" value="OFF"/>	Loop 2 Command <input type="text" value="OFF"/> + <input type="text" value="OFF"/> Velocity+ 0 + <input type="text" value="OFF"/> Velocity - 0 + <input type="text" value="OFF"/> LFB2 <input type="text" value="OFF"/>

Obr. 34: Nastavení bloků polohové regulace

Dále je třeba pro každý blok nastavit parametry pomocí dialogu *Parameters edit*

(tlačítko ) nebo pomocí tlačítka *Parameter*, které je součástí každého bloku v dialogu *Structure edit*. V tomto okně se nastavuje žádaná hodnota, požadovaná rychlost dosažení žádané hodnoty, hodnota doby provádění bloku (*Dwell time*) a nastavení konstant PID regulace. Pro simulaci polohové regulace bude nastavení parametrů podobné bloku 17. Hodnoty PID se budou lišit v závislosti na nastaveném systémovém tlaku a průtoku od hydrogenerátoru. Čím vyšší je hodnota systémového tlaku, tím nižší by měla být hodnota zesílení (složka P), jinak dojde k rozkmitání obvodu. Dialog pro nastavení parametrů bloku je uveden na obr. 35.



Obr. 35: Nastavení spouštěcího bloku polohové regulace

Simulaci tak, jak byla navržena ve virtuálním modelu, bohužel v současné době není možné plně realizovat, protože na zařízení není žádný mechanismus, který by simuloval reakci tělesa. Abych se co nejvíce přiblížil návrhovým parametrům požadovaného pracovního cyklu, bylo nutné jej rozdělit a provést dvě samostatná měření:

- měření pracovního cyklu s konstantním působením tíhové síly ve směru pohybu hydromotoru a
- měření reakce obvodu při skokové změně maximální síly působící na beran při jeho dosednutí na obrobek.

Pro větší názornost, možnost porovnání virtuálního modelu a rovněž možnost porovnání výsledků s předešlými měřeními realizovanými pomocí regulátoru HNC100 v rámci projektu IMPULS bylo měření navrženo pro pohyby pístnice 10x větší, než v modelové úloze. Pracovní cyklus měl tento charakter:

- změna pozice ze 100 na 550 mm rychlostí 200 mm/s,
- změna pozice z 550 na 600 mm rychlostí 40 mm/s,
- návrat na pozici 550 mm rychlostí 200 mm/s,
- návrat do počáteční pozice rychlostí 250 mm/s.

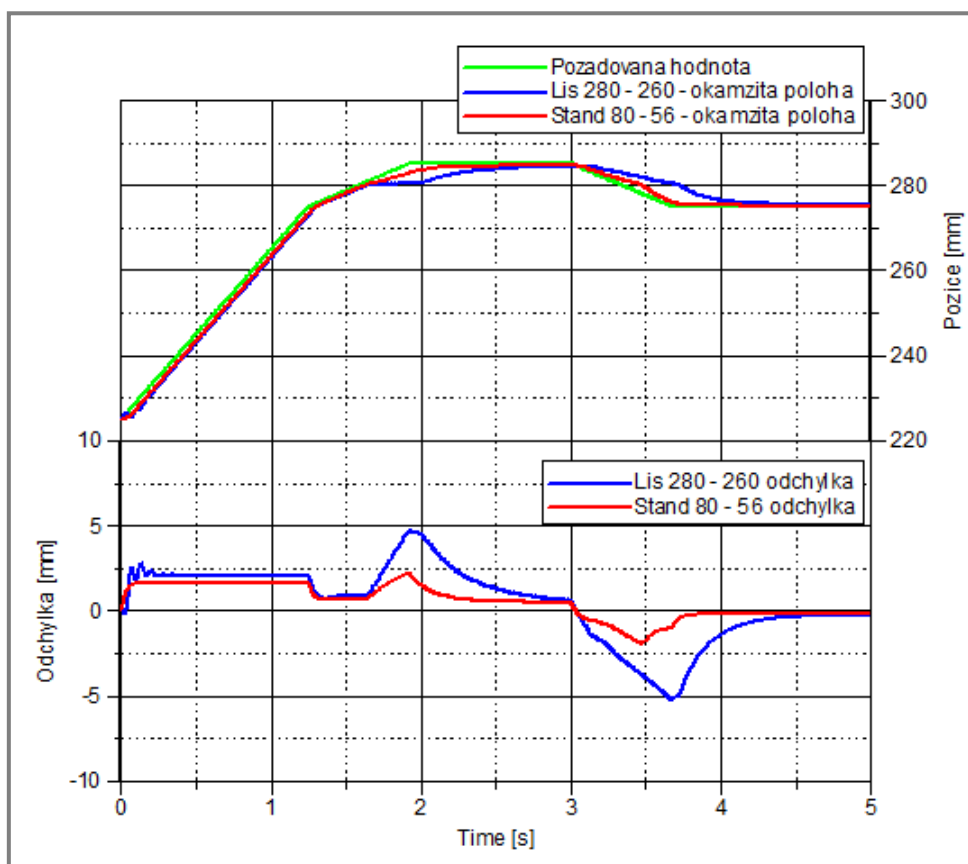
V první části měření působila na akční pohon síla ve směru pohybu přímočarého hydromotoru a simulace byla provedena pro systémové tlaky 100, 200 a 300 bar, přičemž na reakčním válci byl nastaven tlak 80 bar, což odpovídá síle 4 kN vyvozené vlastní hmotností beranu přepočtené v měřítku. V druhé části bylo najeto do polohy bez působení reakčního pohonu a poté byla sledována odezva na skokovou změnu síly reakčního obvodu v podobě tlakového impulsu 240 bar, který odpovídá síle 125 kN.

### 6.1.3 Porovnání výsledků úlohy 1

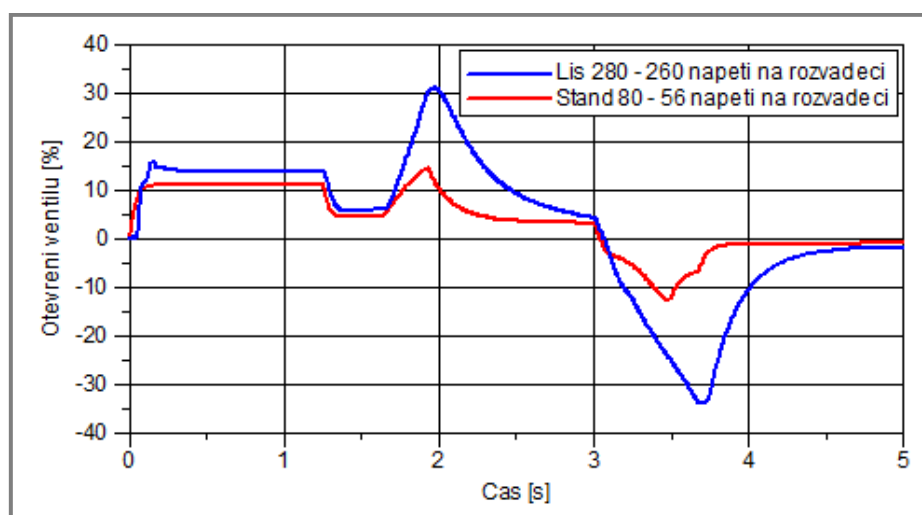
#### 6.1.3.1 Výsledky virtuálních simulací

Výsledky simulací reálného zařízení a testeru zobrazuje graf 4 a graf 5. Z průběhu otevření ventilů je patrné, že v obou případech by bylo možné navrhovat rozváděcí ventily pro menší průtoky. Otevření v případě simulace reálného zařízení dosahuje max. 30%, což vede ke snížené rozlišovací úrovni a tedy zhoršené přesnosti řízení. Vzhledem k tomu, že se jedná o regulační rozváděče s hodnotou opakovatelnosti

0,01% a hysterezi 0,1% a 0,05% je možné je pro tyto případy použít a regulace je stále dostatečně přesná. V případě použití menších rozváděčů by bylo třeba mnohem vyšší zesílení a obvod by byl náchylnější ke kmitání.

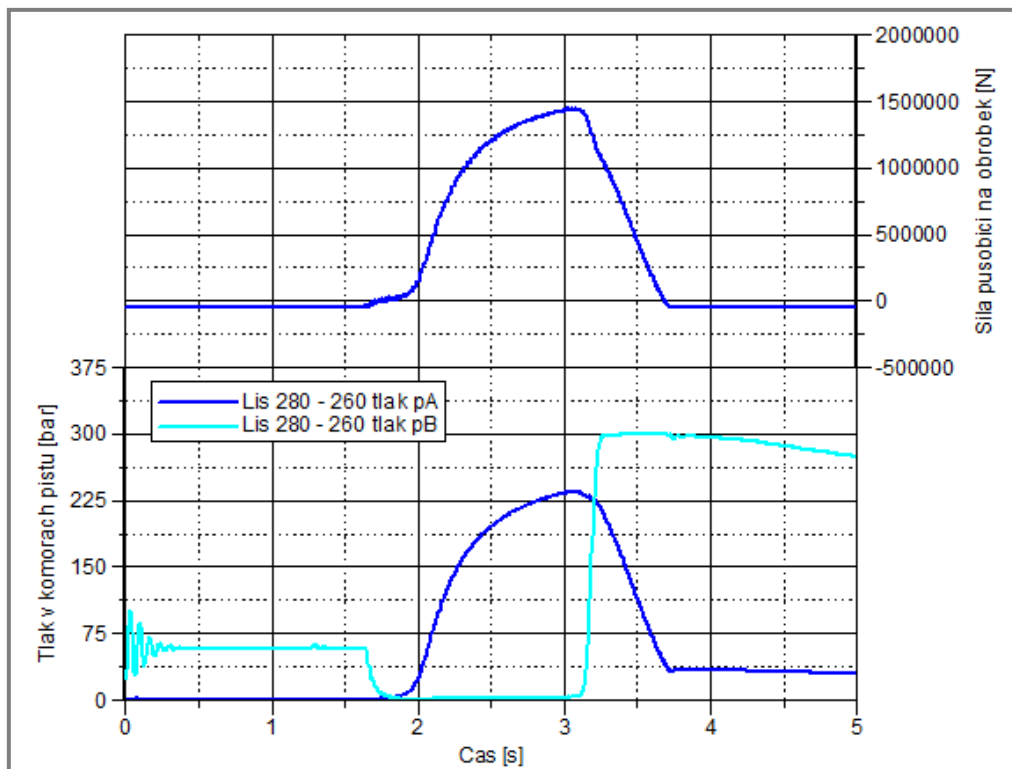


Graf 4: Simulace reálného zařízení a simulace v měřítku testeru – žádaná pozice vs. skutečná pozice, odchylka od žádané hodnoty

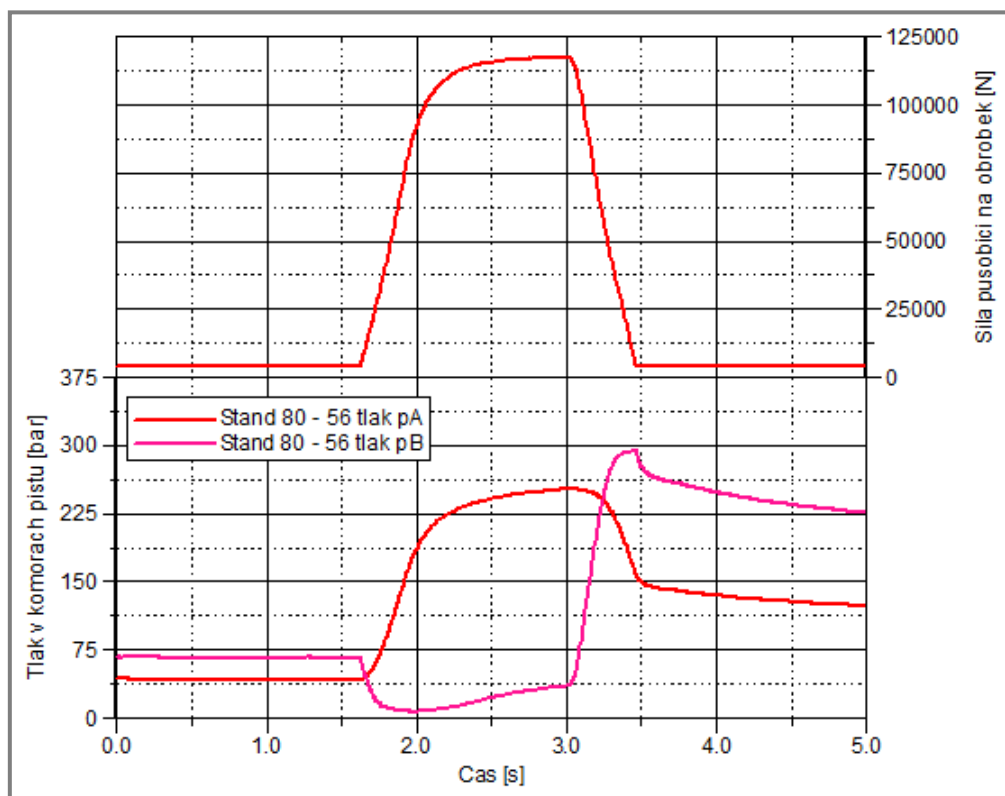


Graf 5: Otevření rozváděcího rozváděče reálného zařízení a rozváděče testeru



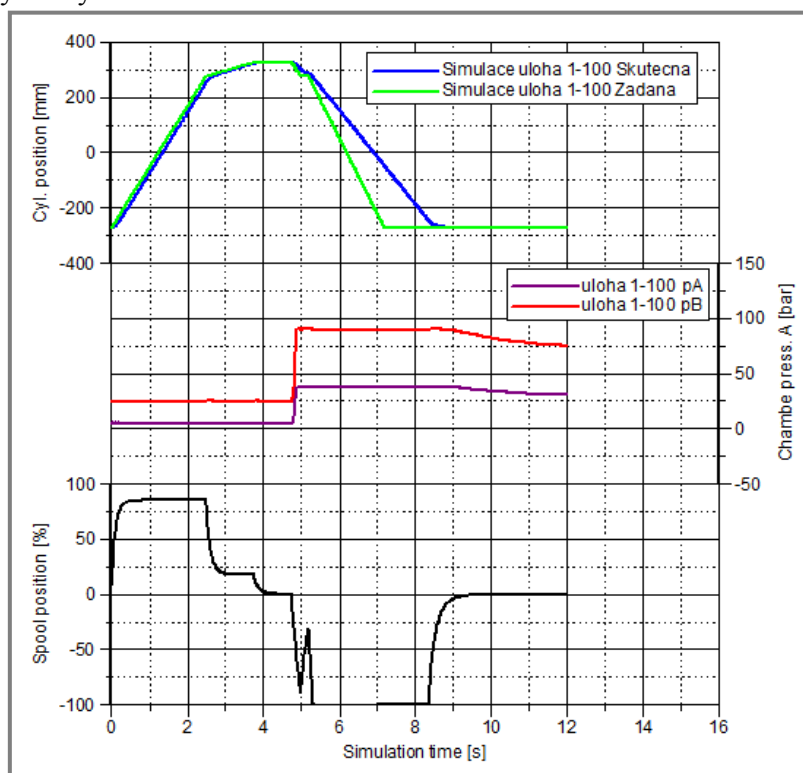


Graf 6: Průběh tlaků v obou komorách přímočarého hydromotoru v závislosti na síle působící na obrobek – simulace reálného zařízení

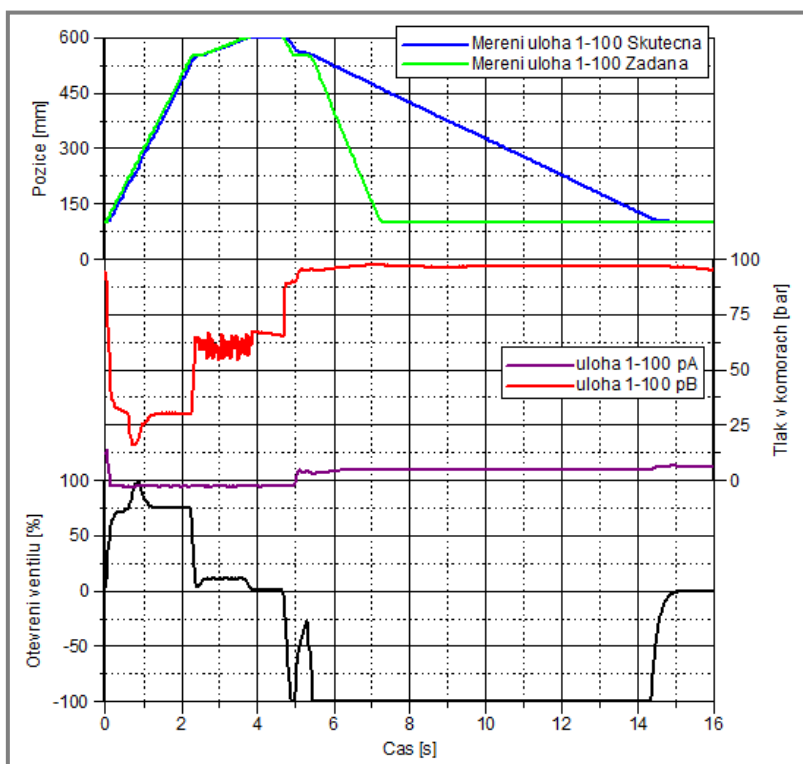


Graf 7: Průběh tlaků v obou komorách přímočarého hydromotoru v závislosti na síle působící na obrobek – simulace testeru

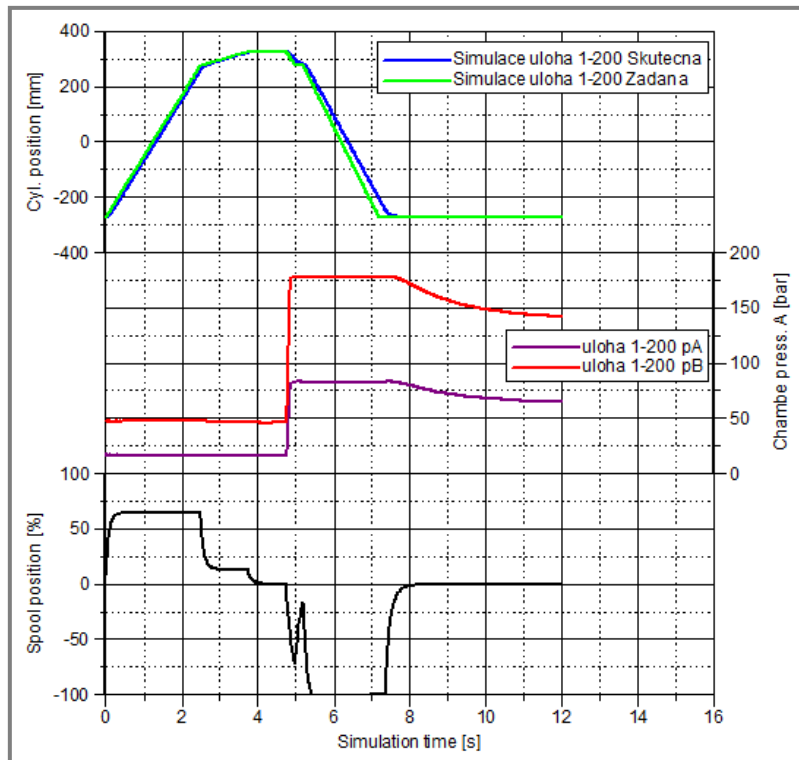
6.1.3.2 Výsledky měření



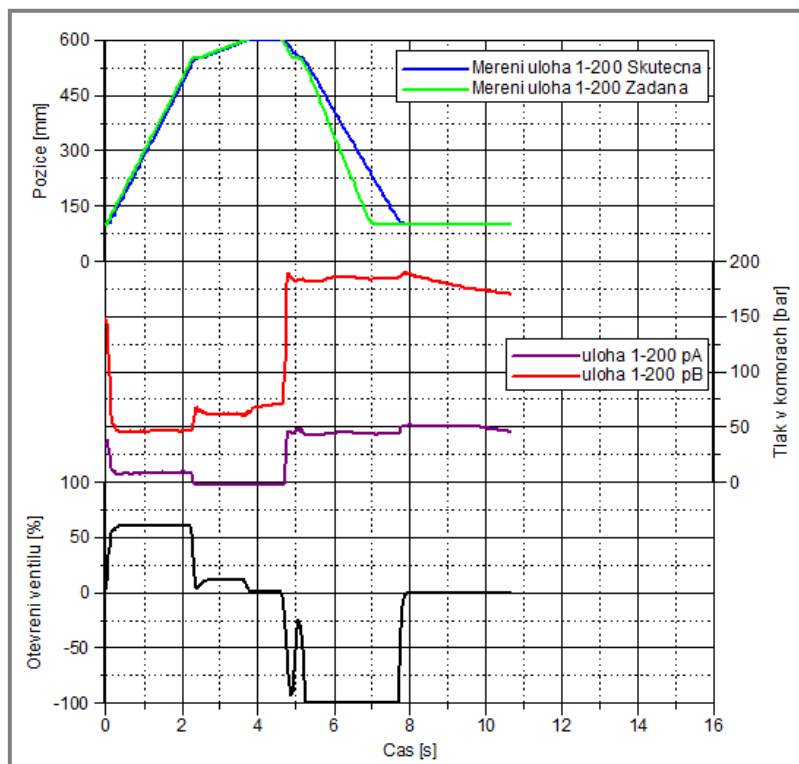
Graf 8: Simulace úlohy 1 – první část pro systémový tlak 100 bar



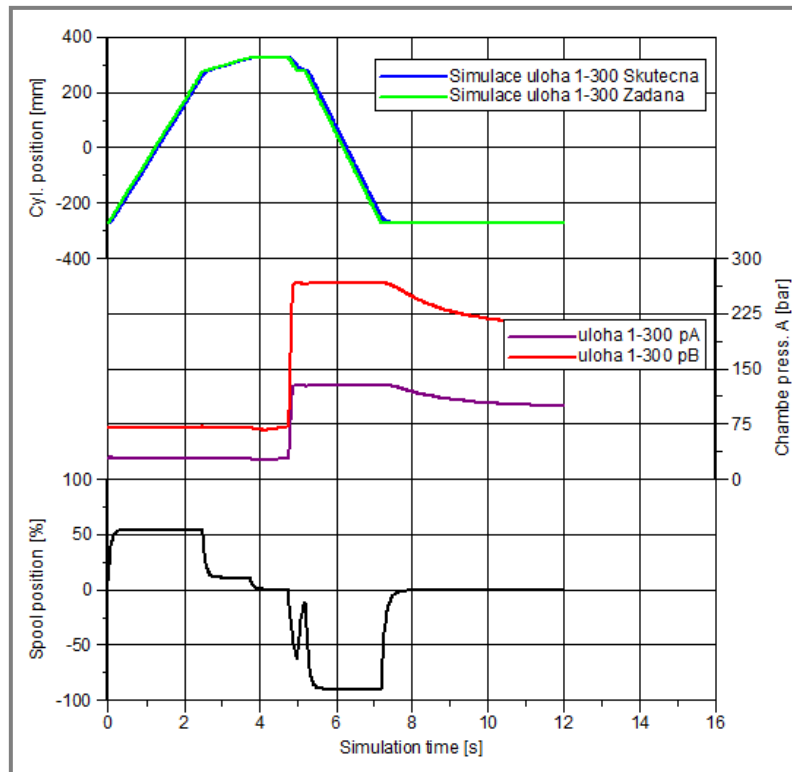
Graf 9: Měření úlohy 1 – první část pro systémový tlak 100 bar



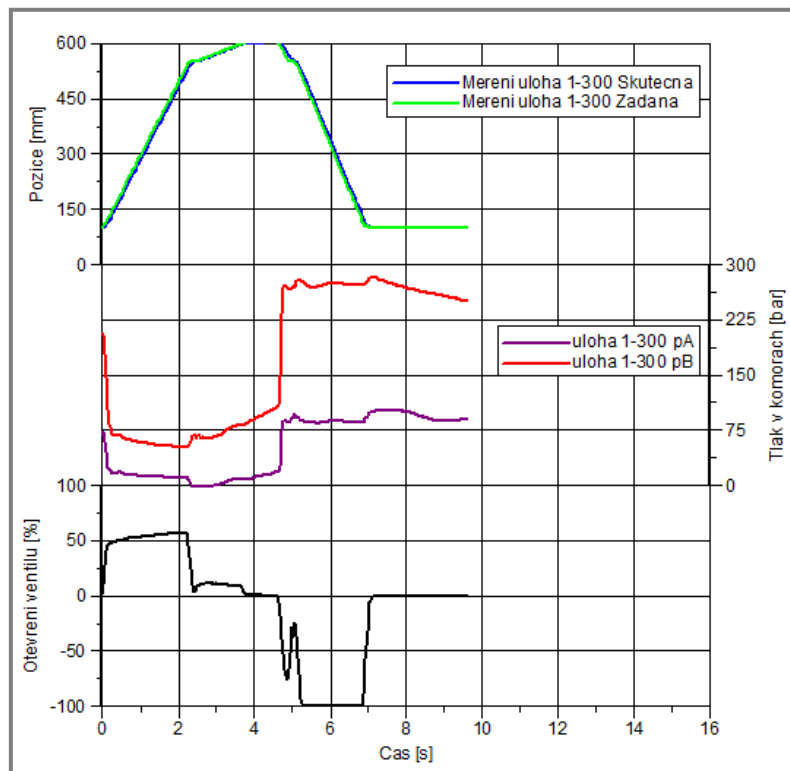
Graf 10: Simulace úlohy 1 – první část pro systémový tlak 200 bar



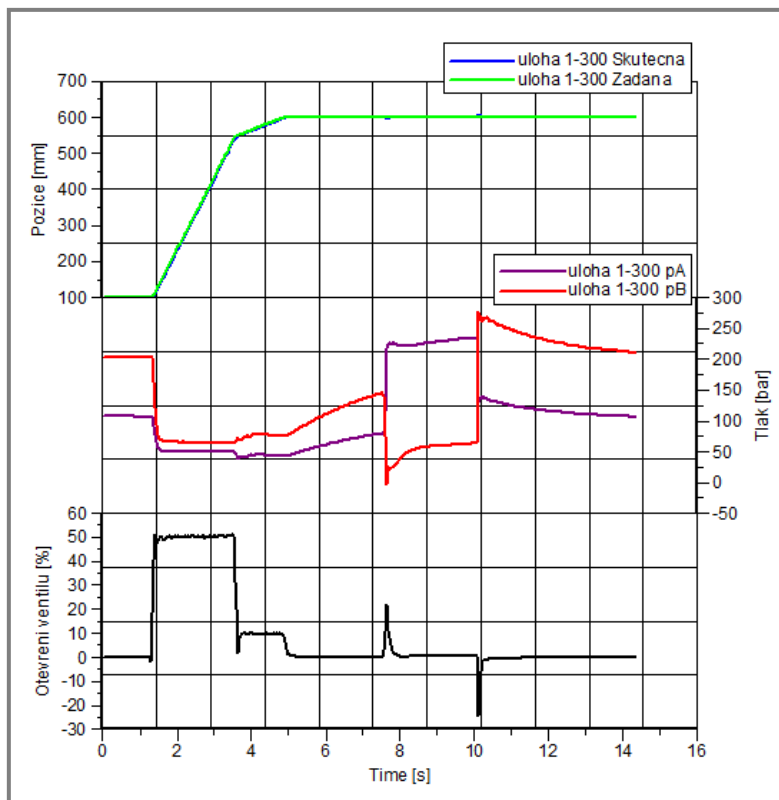
Graf 11: Měření úlohy 1 – první část pro systémový tlak 200 bar



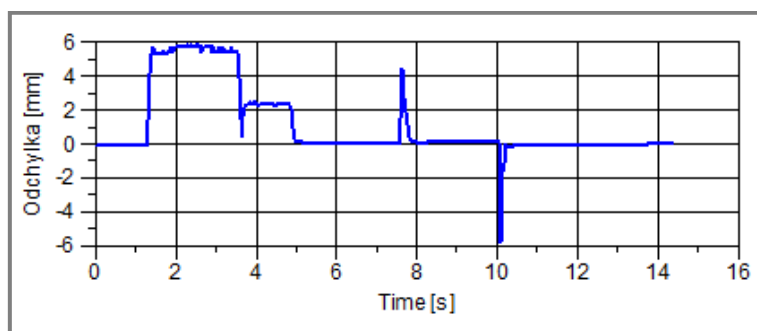
Graf 12: Simulace úlohy 1 – první část pro systémový tlak 300 bar



Graf 13: Měření úlohy 1 – první část pro systémový tlak 300 bar



Graf 14: Měření úlohy 1 – druhá část pro systémový tlak 300 bar



Graf 15: Měření úlohy 1, druhá část pro systémový tlak 300 bar – průběh odchylky

První část měření provedená pro tři různé systémové tlaky (graf 9, graf 11, graf 13) ukázala, že výsledky simulací v programu Hyvos (graf 8, graf 10, graf 12) odpovídají reálně změřeným hodnotám na testovacím zařízení. Průběh otevírání rozváděče v čase se shoduje s průběhem simulovaným, stejně jako si odpovídají tlaky měřené a simulované v obou komorách přímočarého hydromotoru. Odlišnost sledujeme pouze v případě měření pro tlak 100 barů, při kterém se výrazně lišila doba návratu do výchozí pozice pístu.

Druhá část měření prokázala, že regulátor reaguje podle očekávání na skokovou změnu působení síly, jak ukazuje graf 15. Změřená výchylka až 6 mm může být pro některé aplikace zásadní a neúměrně vysoká. Jednalo se ale o rázovou změnu, která by při procesu lisování neměla nastat, protože pohon lisu poté, co jeho beran dosedne na obrobek, zvyšuje své působení plynule a nižší rychlostí. Odchylka by tedy měla být mnohem menší.

V rámci řešení úlohy polohové regulace byly realizovány další měření stejného pracovního cyklu ale jinými parametry síly působící proti nebo po směru pohybu (simulace tíhy) a jinými parametry PID regulátoru. Proměřeny byly tyto kombinace:

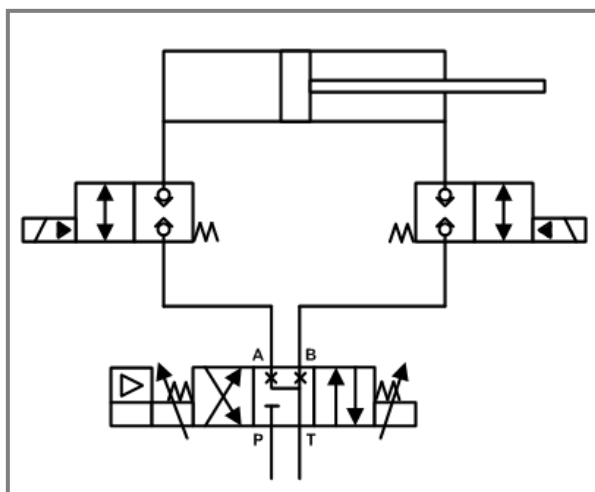
Systémový tlak [bar]	Tlak reakčního pohonu [bar]	Přepočtená síla [kN]
100	20; 40; 60; 80	10; 20; 30; 40
200	20; 40; 60; 80; 100; 150	10; 20; 30; 40; 50; 75
300	50; 100; 150; 200	25; 50; 75; 100

Tab. 6: Seznam provedených měření polohové regulace

Veškeré záznamy z měření jsou dostupné na přiloženém CD, na kterém je nahrán i instalační soubor programu Bodac, ve kterém je možné si jejich průběhy zobrazit. Popis práce s tímto programem je uveden v příloze č. 4.

## 6.2 Úloha 2 – polohová regulace s přechodem na tlakovou

Zjednodušené schéma obvodu hydraulického upínače se uzamykáním tlaku je uvedeno na obr. 36. Příklad zapojení reálného zařízení je uveden v příloze č. 3. Mezi rozváděčem a vlastním přímočarým hydromotorem jsou do obvodu připnuty bezprosakové ventily, které zabraňují úniku oleje z části mechanismu. Tlak v systému je udržován na konstantní hodnotě bez nutnosti běhu hydrogenerátoru a bez nutnosti použití drahé regulační techniky. Jedná se o úsporu jak investičních nákladů, tak nákladů provozních. Pro účely modelování v programu Hyvos tyto zámky zanedbáme, model zjednodušíme a převedeme na modelové schéma programu.



Obr. 36: Zjednodušené schéma hydraulického upínače se zamykáním tlaku

V této úloze se rozměr hydromotoru shoduje s parametry hydromotoru zkušebního zařízení. Odpadá tedy nutnost přepočtu hodnot v měřítku. Protože se ale jedná o přechod z polohové regulace na tlakovou a v hydraulických obvodech není možné současně regulovat pozici i tlak, je nutné z hlediska modelování úlohu rozdělit na dvě a pro každou navrhnout vhodný regulátor zvlášť. Typ rozváděče musí být v obou případech stejný.

### 6.2.1 Tvorba modelu

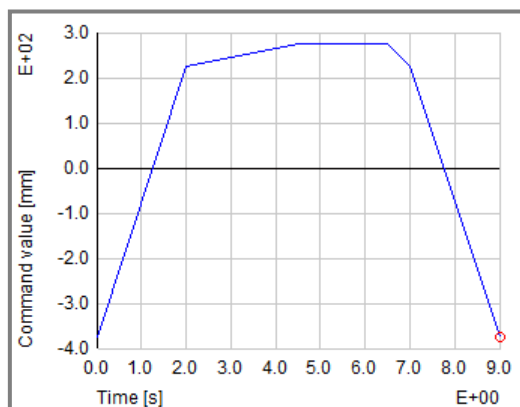
V první části řešení modelujeme pouze polohovou regulaci, tedy požadovanou hodnotou je změna polohy dle obr. 37. Ve druhé části je požadovanou hodnotou upínací síla 75 kN. Přepočteno na parametry přímočarého hydromotoru dostáváme požadovanou hodnotu tlaku 150 bar (obr. 38 vlevo). Během upnutí se projeví účinky poruchové veličiny, tedy síly o velikosti 100 kN a 50 kN (obr. 38 vpravo). Simulace prokáže, jestli při daných parametrech systému regulátor dokáže eliminovat poruchové impulsy.

Komponenta HO	Parametr	Polohová regulace	Tlaková regulace
Hydrogenerátor	Jednotkový objem [cm <sup>3</sup> ]	70	70
	Frekvence otáčení [1/min]	1500	1500
	Systémový tlak [bar]	300	300
Rozváděč	Typ rozváděče	4WRSEH	4WRSEH (4WRSE)
	Velikost	NG10	NG10
	Nominální průtok [l/min.]	50	50
	Typ šoupátka	V	V (V1)
Přímočarý hydromotor	Průměr plné strany [mm]	80	80
	Průměr strany s pístnicí [mm]	56	56
	Zdvih [mm]	750	750
Pohyblivá hmota	Hmotnost [kg]	200	200
Potrubí	Délka	300	300
	Průměr	14	14
Regulátor	P [V/V]	50	2
	I [ms]	--	--
	D [ms]	--	--
	T1 [ms]	10	--
Poruchové veličiny	Tíha [N]	--	--
	Upínací síla [kN]	--	75
	Poruchové impulsy [kN]	--	100, 50

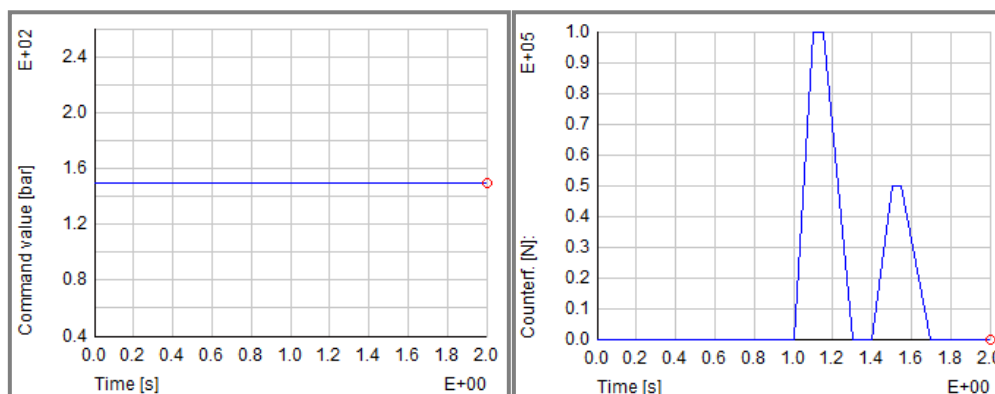
Tab. 7: Nastavení parametrů simulačních modelů úlohy 2 v programu Hyvos

Tabulka uvádí záměrně dva typy rozváděčů, které se liší typem šoupátka. Pro ovládání diferenciálního přímočarého hydromotoru zejména v případě tlakové regulace je nutné používat šoupátko s poměrem průtokových průřezů 2:1. V následující kapitole popisující výsledky simulací 6.2.3.1 bude tato skutečnost objasněna.

Hodnota tíhy se v tomto případě nezadává, protože poloha hydromotorů je vertikální. Odporovou sílu by tvořily odpory vzniklé třením, které v modelu neuvažujeme.



Obr. 37 Úloha 2, část I – požadovaná hodnota polohové regulace



Obr. 38 Úloha 2, část II – vlevo: požadovaná hodnota tlaku 150 bar, vpravo: profil působící poruchové veličiny (silového impulsu)

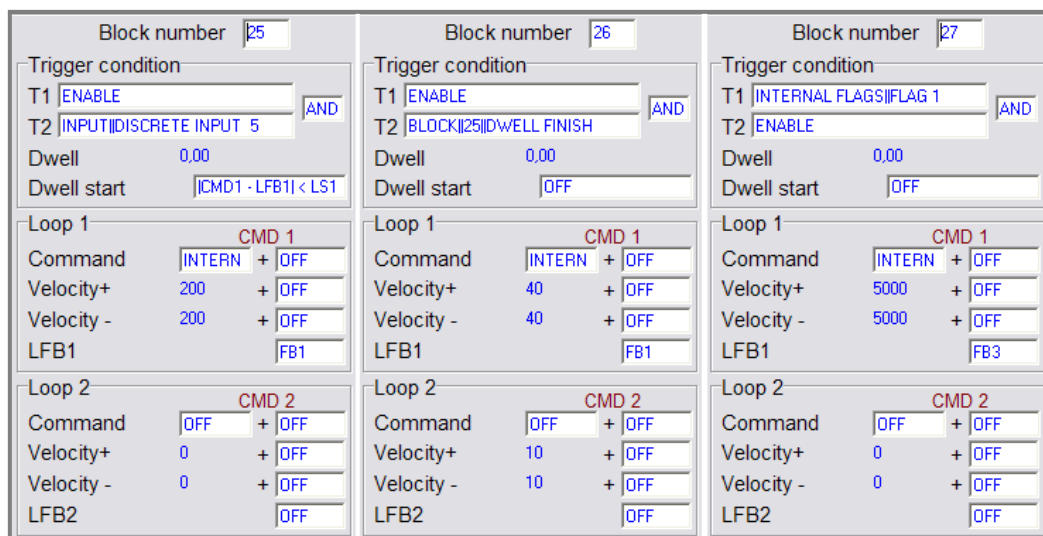
## 6.2.2 Realizace testů

Jak je patrné z obr. 35, pro každý blok HACD regulátoru je možné nastavit parametry PID regulátoru zvlášť, což v případě modelovacího programu Hyvos možné není. Díky této vlastnosti lze regulátor použít pro přechod z polohové regulace na tlakovou v rámci jednoho pracovního cyklu složeného v tomto případě ze 3 bloků:

- přiblížení pracovní rychlostí 200 mm/s na polohu 550 mm,
- dosednutí na obrobek rychlostí 40 mm/s na polohu 600 mm,
- přepnutí na tlakovou regulaci s požadavkem tlaku 150 bar.

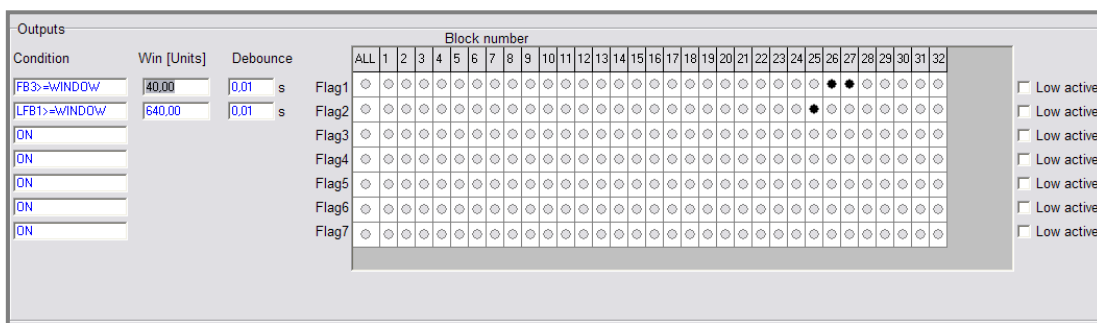
Pro účely měření úlohy 2 byl systémový tlak nastaven na hodnotu 300 barů, hydrogenerátor dodával průtok 100 l/min. Konfigurace regulátoru je patrná z obr. 39.





Obr. 39: Nastavení bloků HADC pro tlakovou regulaci

Nastavení parametrů bylo popsáno v předešlé úloze. Přejech na tlakovou regulaci v bloku 27 je zajišťován pomocí nastaveného příznaku (*flag*) – v bloku 27 spouštěč 1 (*trigger 1*). Nastavení příznaku se spouští volbou z hlavního menu *Configure* – *Internal Flags*. Pro jednotlivá měření je nutno upravovat jeho hodnotu. Naroste-li hodnota tlaku v bloku 25 výše než je uvedena v této podmínce, blok 26 (dojetí na krajní pozici) se vynechá a přejde se rovnou na tlakovou regulaci. V tu chvíli ale ještě píst není ve své krajní poloze, takže dojde k nárazu.



Obr. 40: Nastavení podmínky spuštění tlakové regulace

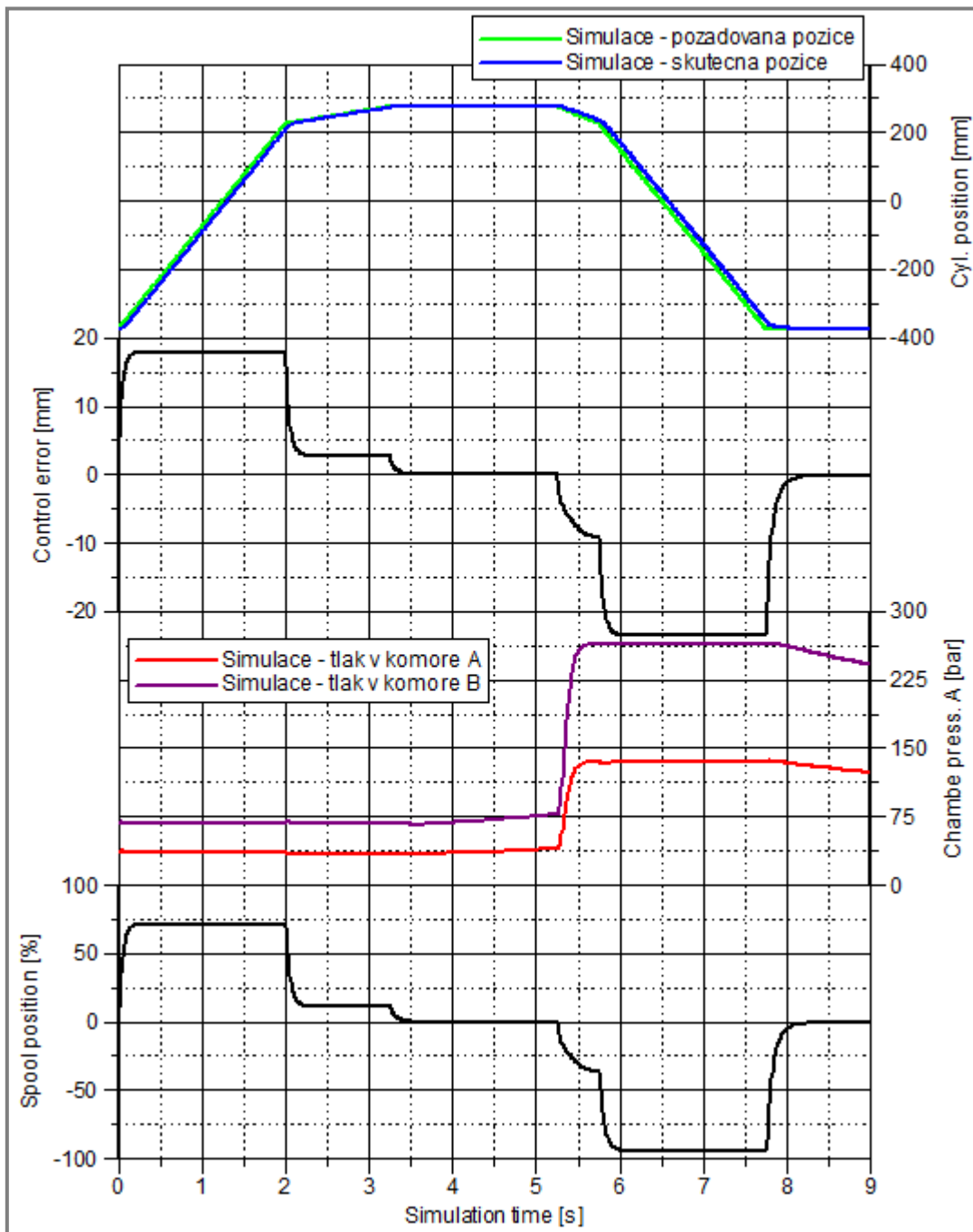
Zpětnou vazbou bloku 27 je hodnota FB3. Jedná se o analogový vstup ze snímače tlaku na plné straně akčního hydromotoru.

### 6.2.3 Porovnání výsledků úlohy 2

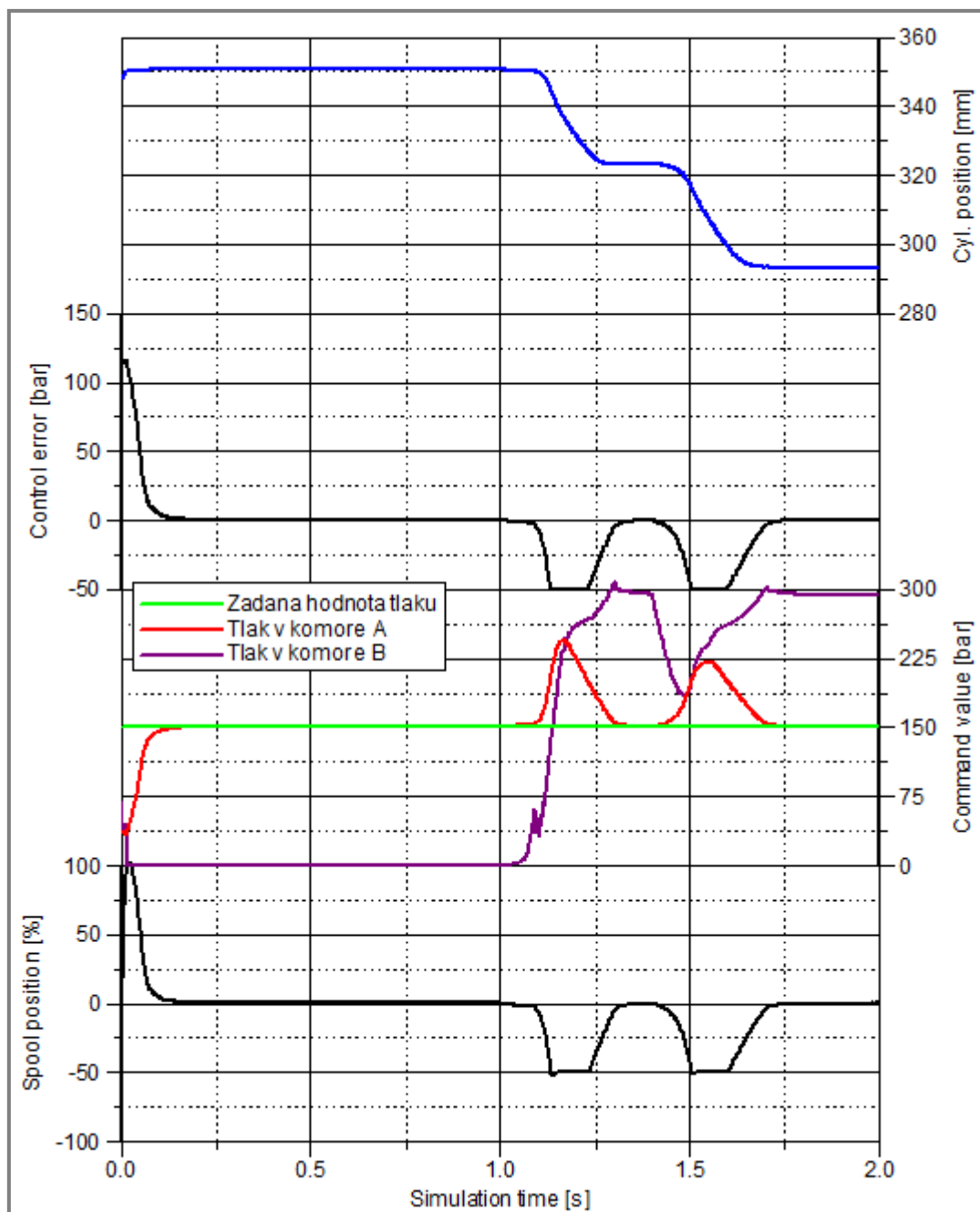
#### 6.2.3.1 Výsledky virtuálních simulací

Graf 16 znázorňuje simulaci první části úlohy – polohování. Odchylka ve fázi upnutí v čase 3,3 s až 5,3 s je nulová. Během tohoto okamžiku je přepnuto na tlakovou regulaci, jejíž průběh pro rozváděč osazený na testovacím zařízení vykresluje graf 17. Je vidět, že podle simulace silový impuls 100kN (200 bar) způsobí pohyb pístu směrem k počáteční poloze. To je způsobeno tím, že působením silového impulsu se zvýší tlak v komoře pístu A, rozváděč začne přepouštět kapalinu z komory A do komory B, což způsobí další nárůst účinku silového impulsu, protože se začne zvyšovat tlak v komoře B. Rozváděč poté, aby vyrovnal požadovaný tlak v komoře A na 150 bar, změní polohu šoupátka, aby se zvýšil průtok upouštění. Tím se uvolní

cesta P-B (z hydrogenerátoru do komory B) a v grafu je patrný nárůst tlaku v komoře B. Upouštění kapaliny probíhá rychleji a trvá do chvíle, kdy tlak v komoře A klesne pod požadovanou hodnotu. Šoupátko je poté přesunuto opačným směrem, aby se tlak opět vyrovnal na požadovanou hodnotu. Tato skutečnost se projeví u rozváděčů s oběma typy šoupátek, nicméně má-li šoupátko poměr průtokových poměrů 2:1, je možné s ním regulovat poruchové impulsy mnohonásobně vyšší než s klasickým s poměrem průtokových průřezů 1:1.

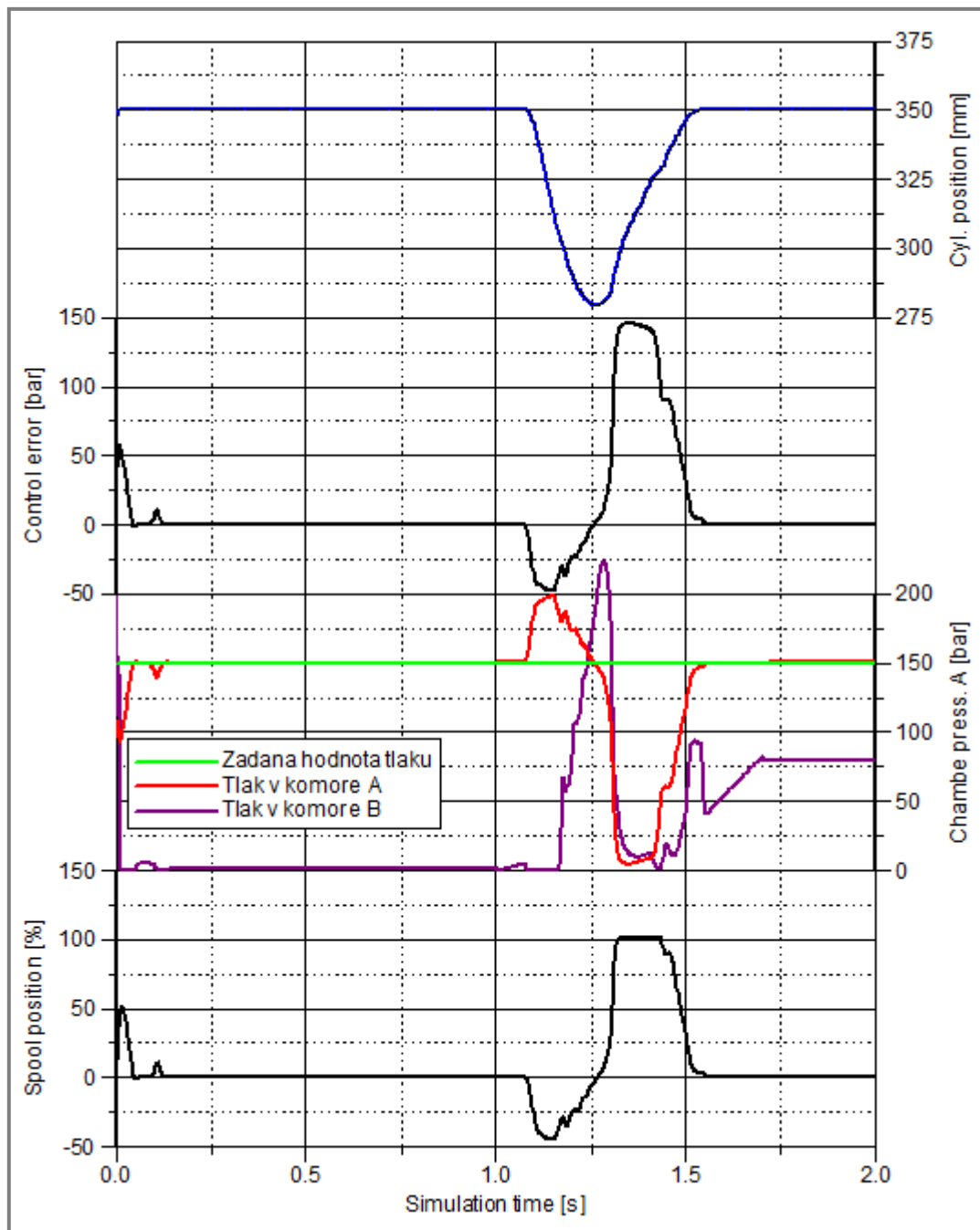


Graf 16: Úloha 2, část I – polohová regulace

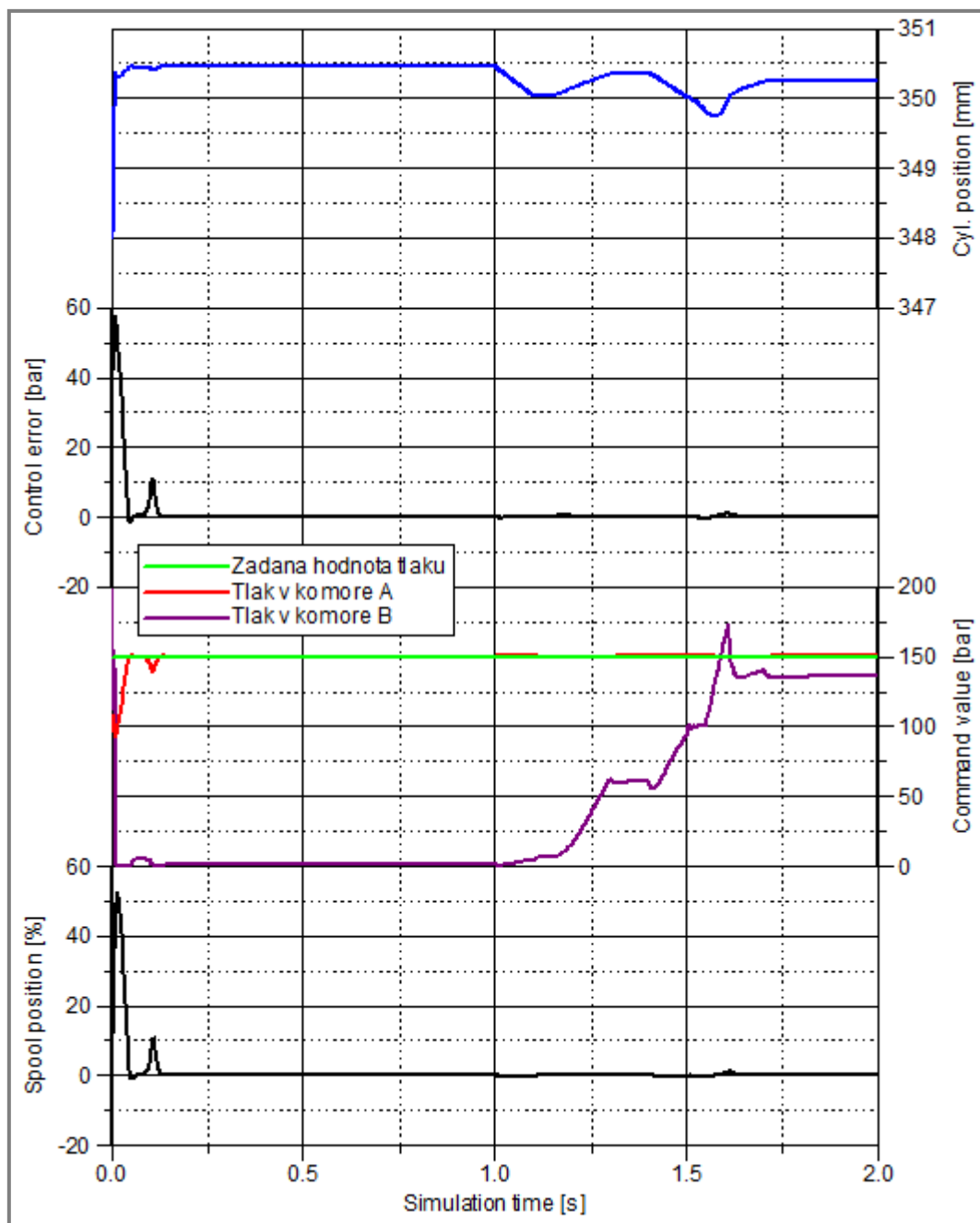


Graf 17: Úloha 2, část II – tlaková regulace rozváděče 4WRSEH NG 10 V

Simulace byla dále provedena pro podobný rozváděč s označením 4WRSE V1, jehož poměr průtokových průřezů je 2:1, jak je vyžadováno pro diferenciální přímočaré hydromotory. Bylo zjištěno, že ani pro uvedené silové impulsy není tento rozváděč schopen správně regulovat na požadovaný tlak, aniž by došlo ke změně polohy pístnice. Hodnota impulsu byla tedy postupně snižována až na hodnotu 70 kN, při které již výchylka způsobená tlakovým impulsem nepřekročí hranici 0,5 mm.



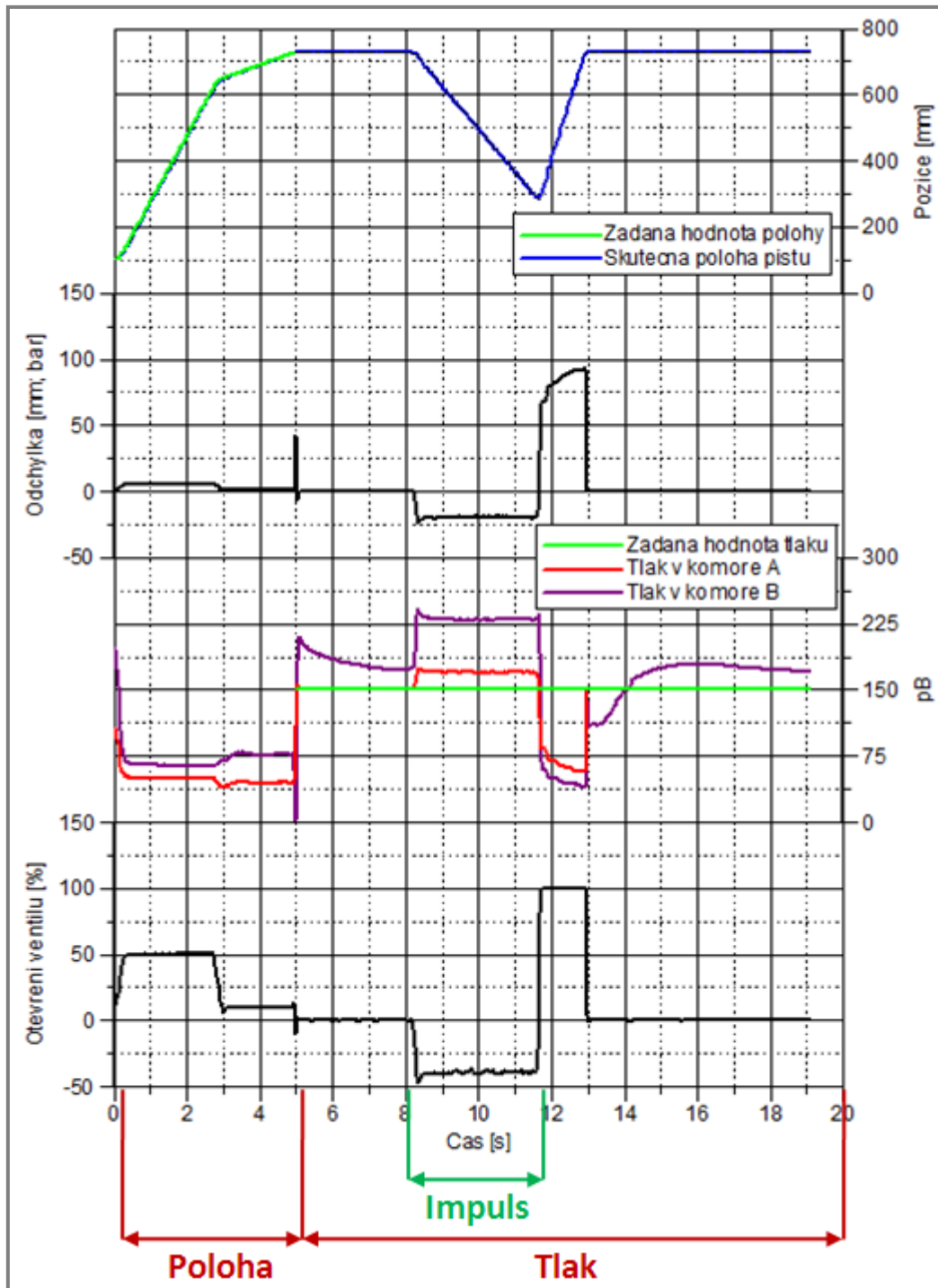
Graf 18: Úloha 2, část II – tlaková regulace rozváděče 4WRSEH NG 10 V pro impuls 100 kN



Graf 19: Úloha 2, část II – tlaková regulace rozváděče 4WRSEH NG 10 V pro impuls 70 kN

### 6.2.3.2 Výsledky měření

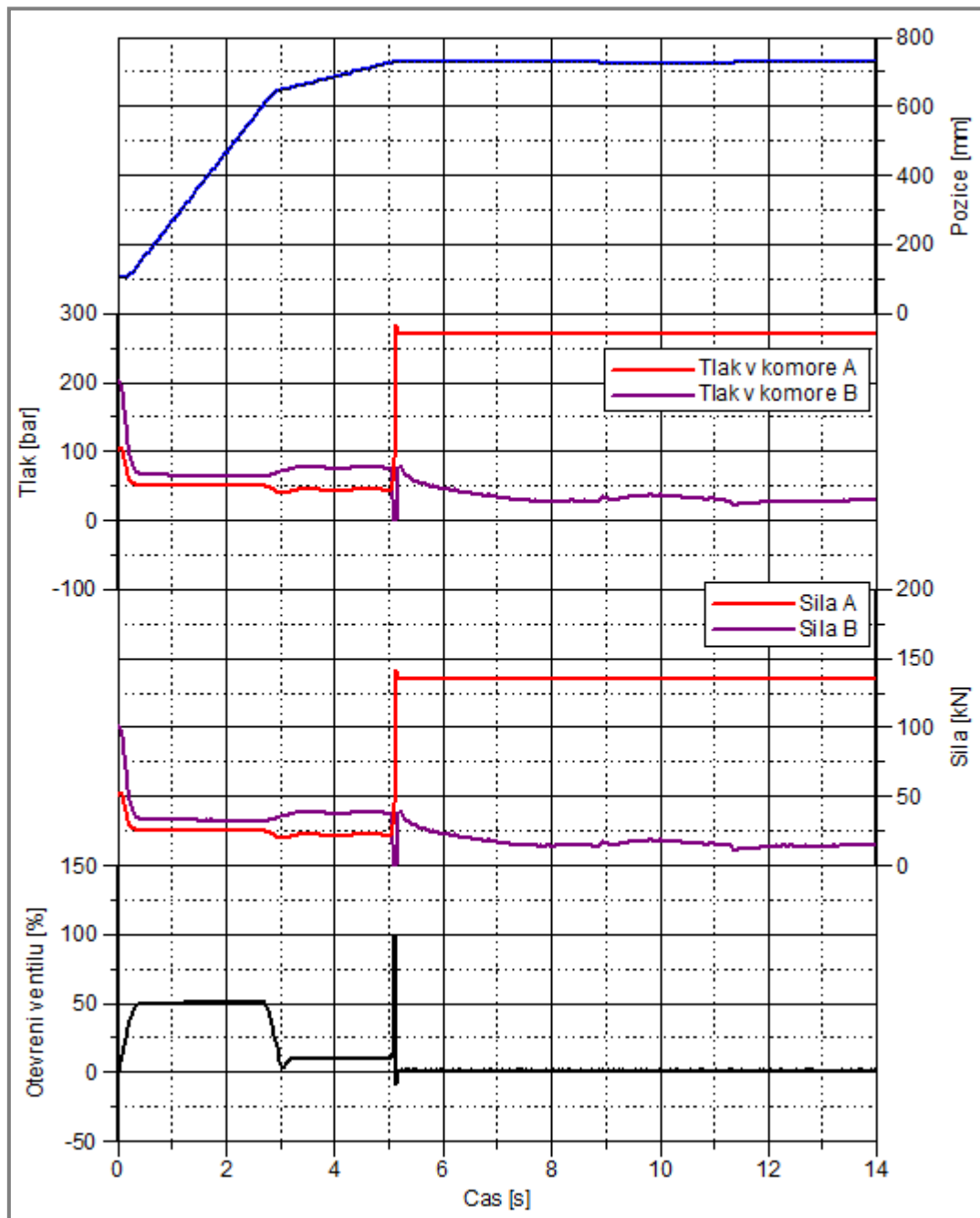
V případě úlohy 2 se jedná o vertikální zařízení a během najíždění do polohy není mechanismus vystaven žádné poruchové veličině (tření zanedbáváme). Pracovní cyklus a různé kombinace zátěže na polohovou regulaci byly prověřeny v úloze 1 a virtuální simulace nenaznačila, že by během pracovního cyklu neměl nastat jakýkoliv problém. Pozornost tedy soustředíme pouze na silový impuls působící během fáze tlakové regulace. Jak bylo ukázáno ve výše uvedených simulacích, skutečně docházelo k posunu pístnice, jak naznačuje graf 20 pro silový impuls 65 bar (32,5 kN).



Graf 20: Úloha 2, část II – měření průběhu odezvy na silový impuls v průběhu tlakové regulace rozváděče 4WRSEH NG 10 V pro impuls 65 bar [32,5 kN]

V rámci řešení úlohy tlakové regulace byly proměřeny různé kombinace systémových tlaků, požadovaných upínacích sil (tlaků) a jejich odezvy na poruchové silové impulsy simulované sepnutím a vypnutím reakčního pohonu různých hodnot. V případě, že žádaná hodnota tlaku byla dostatečně vysoká oproti hodnotě impulsu a tlak v komoře pístu B nepřekročil určitou mez danou součinem tlaku v komoře B a plochy na straně pístu na pístnici, nedošlo ke zpětnému pohybu hydromotoru. Tento stav zobrazuje graf 21. Systémový tlak byl nastaven na 300 bar, žádaná hodnota na

270 bar, impuls 200 bar. V tomto případě se uplatnil rozdíl velikosti povrchů ploch obou stran pístu.



Graf 21: Úloha 2, část II – tlaková regulace rozváděče 4WRSEH NG 10 V pro impuls 200 bar, při požadované hodnotě tlaku 270 bar, systémový tlak 300 bar

Další měřené kombinace uvádí tab. 8, data jsou uvedena na doprovodném CD, stejně jako instalační soubor programu Bodac, ve kterém mohou být zobrazena, viz příloha č. 4.

V případě, že by hodnota žádaného tlaku v komoře A byla nastavena výše, než je systémový tlak, jakýkoliv realizovatelný impuls (jehož hodnota může nabývat maximálně hodnoty systémového tlaku) nezpůsobí žádné vychýlení pístu, protože regulátor se snaží neustále dorovnat žádanou hodnotu. Impuls maximální možné

hodnoty nezpůsobí navýšení tlaku v komoře A na tolik, aby rozvaděč z této začal upouštět. Tato varianta byla otestována jak virtuální simulací, tak na testeru.

Systémový tlak [bar]	Požadovaná hodnota tlaku v komoře A [bar]	Velikost impulsu od reakčního pohonu [bar]
100	90	30; 50; 75
200	180	25; 50; 75; 100; 125; 150
300	270	50; 75; 100; 125; 150; 175; 200

Tab. 8: Seznam provedených měření tlakové regulace



## 7 ANALÝZA A INTERPRETACE ZÍSKANÝCH ÚDAJŮ

Analýzou provedených měření a jejich porovnáním s výsledky virtuálních modelů vytvořených v programu Hyvos byla prokázána jejich velmi dobrá shoda.

Dostupné podklady k testovacímu zařízení, jakožto průvodní zpráva o provedených měření neobsahují základní parametry nutné pro pozdější analýzu. Kmitání systému, jehož příčina byla řešiteli projektu IMPULS označena jako mechanická vazba mezi akčním a reakčním pohonem nebyla pozorována.

Během práce se simulačním testerem bylo zaznamenáno několik podnětů, které by mohly vést ke zjednodušení jeho ovládání či vylepšení, rozšíření jeho funkcí. Mezi navrhované úpravy patří následující:

- Instalace jiného typu rozváděče (např. 4WRSE NG10 V1) s poměrem průtokových průřezů 2:1, který by měl být použit v případě aplikace s diferenciálním přímočarým hydromotorem.
- Osazení vhodně dimenzované pružiny na místo pojezdu, tak aby je bylo možné zaměnit by rozšířilo možnost volby simulovaného pracovního cyklu, resp. regulačního obvodu. Typicky se jedná o případ první úlohy.
- Jak bylo uvedeno v kapitole 5.4, lze hydraulický obvod zařízení považovat za uzavřený. Pracovní kapalina totiž zůstává a koluje v zařízení. Z toho důvodu doporučuji na zařízení instalaci chladiče, protože zejména v místech rozváděčů nebo redukčního ventilu dochází vlivem řízení škrcením ke značným tlakovým ztrátám, kdy se tlaková energie kapaliny mění v tepelnou, olej se zahřívá, což může vést ke snížení jeho životnosti.
- Teploměr by měl být osazen co nejbližší k redukčnímu nebo rozváděcímu ventilu, nikoli na hydromotoru.

## 8 ZÁVĚR

V rámci řešeného projektu se podařilo splnit hlavní cíl práce, kterým bylo znovu uvedení do provozu testovacího zařízení. Na testeru byly realizovány některé změny, které umožnily rozšíření variability testovacích pracovních cyklů, které odpovídají reálným požadavkům zákazníků. Další změny vedoucí ke zlepšení práce se zařízením byly shrnuty v předposlední kapitole. Za součást revitalizace lze považovat i sumaci možného využití zařízení pro obchodní zájmy společnosti Rexroth, či jeho využití pro zjišťování vlastností nově vyvíjených komponent, zejména rozváděcích ventilů, které poté mohou být implementovány do modelovacího softwaru.

Revitalizované zařízení bylo dále použito k realizaci testů navržených modelových úloh polohové a tlakové regulace. Byly provedeny virtuální simulace v programu Hyvos, interní aplikace Bosch Rexroth. Proměřeno bylo celé spektrum možných zadání obou regulací a byla konstatována shoda výsledků virtuálních modelů a výsledků měření.

## 9 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

1. **Škopán, M.** Studijní text - sylabus. *Hydraulické pohony strojů*. Brno : Ústav dopravní techniky, Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství , 2009.
2. **Kolektiv.** Řízení hydraulických systémů pro průmyslové aplikace. *Proporcionální ventily, regulační ventily, servoventily*. místo neznámé : Bosch Rexroth, spol. s.r.o.
3. —. *Příručka hydraulika svazek 2 - Proporcionální technika a servotechnika*. Lohr am Main : Mannesmann Rexroth GmbH, 1986. ISBN 3-8023-0898-0.
4. **Pavlok, B., Hružík, L., Bova, M.** Hydraulická zařízení strojů - učební text. Ostrava : Technická universita Ostrava, 2007.
5. Manuál aplikace Hyvos 7.0. místo neznámé : Bosch Rexroth AG, 1998 - 2008.
6. **Noskievič, P.** Hydrostatické pohony a jejich řízení. *Automa, časopis pro automatizační techniku*. 2002, 01/2002.
7. —. *Modelování a identifikace systémů*. Ostrava : Montanex, a. s., 1999. ISBN 80-7225-030-2.
8. Hyvos7.0 online manual. místo neznámé : Bosch Rexroth AG, 1998 - 2008. Release 7.0.004.
9. **Noskievič, P.** *Modelování a identifikace systému*. místo neznámé : MONTANEX a.s., 1999. ISBN 80-7225-030-2.
10. **Schauer, P.** Interní materiál FAST VUT v Brně. *Doplňkové texty BB01 - Hydraulika*. 2006.
11. **Kozubková, M.** *Simulace a modelování hydraulických systémů*. Ostrava : Vysoká škola Báňská, Technická universita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, 2009.
12. **Kotek, Z., Vysoký, P., Zdráhal, Z.** *Kybernetika*. Praha : SNTL, 1990.
13. **Noskievič, P.** *Klasifikace regulátorů elektrohydraulických servopohonů*. Brno : Sborník přednášek 16. mezinárodní konference Hydraulika a pneumatika 98, s.227 - 233, 1998. ISBN 80-86122-23-9.
14. **Klán, P.** Moderní metody nastavení PID regulátorů - část I. *Automa*. 2000, 9.
15. **Vysoký, P., Myslivec, I.** *Systémy řízení dopravních prostředků*. Praha : Vydavatelství ČVUT, 2004. ISBN 80-01-03115-2.

16. **Kirnig, M.** Technický popis zkušebního zařízení. OCHI-Inženýring, spol. s.r.o. : BOSCH REXROTH, spol. s.r.o., 2005. Sv. 4-OCHI-25 384.
17. —. Technická zpráva - Realizace a vyhodnocení experimentálního ověření funkčních vzorků fluidních regulačních systémů. OCHI-Inženýring, spol. s.r.o. : BOSCH REXROTH, spol. s.r.o., 2006. Sv. 058 AHAG 1313-1-4-0.
18. Technická dokumentace. *Axial Piston Variable Pump A4VSO for Explosive Areas*. místo neznámé : Rexroth Bosch Group. Sv. RE 92050-01-X-B2/05.10.
19. Technická dokumentace. *Hydraulic cylinder, mill type - Series CDH3 / CGH3 / CSH3*. místo neznámé : Rexroth Bosch Group. RE 17338/04.11.
20. Technická dokumentace. *4/3 and 4/4 high response directional control valves, direct operated, with electrical position feedback, Type 4WRSEH*. místo neznámé : Rexroth Bosch Group. RE 29 069/02.03.
21. **Kirnig, M.** Technická zpráva. *Realizace a vyhodnocení experimentálního ověření funkčních vzorků fluidních regulačních systémů*. OCHI-Inženýring, spol. s.r.o. : BOSCH REXROTH, spol. s.r.o., 2006. Sv. 058 AHAG 1313-1-4-0.

**10 SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ**

Obr. 1: Stlačitelnost kapalin: 1 – silikonová kapalina, 2 – minerální olej, 3 – ricínový olej, 4 – voda, 5 – glycerín [2] .....	17
Obr. 2: Ztrátový součinitel kolene .....	18
Obr. 3: Volba pracovního bodu pohonu [4]: 1 – momentová charakteristika pohonu, 2, 3, 4 – momentové charakteristiky pracovního mechanismu, A – pracovní bod [4] .....	19
Obr. 4 Vlevo: určení vlastní frekvence ventilu, vpravo: rychlost přesunu šoupátka v závislosti na velikosti vstupního signálu [5] .....	20
Obr. 5: Zpětnovazební řízení polohy šoupátka [6] .....	21
Obr. 6: Vlastní frekvence pístu s průběžnou pístnicí .....	22
Obr. 7: Náhradní schéma hydraulického obvodu .....	27
Obr. 8: Pracovní rozhraní Hyvos7.0: 1 – rozváděč, 2 – typ hydraulického válce, 3 – typ zdroje tlaku, 4a – regulátor, 4b – senzor řízené veličiny, 5 – požadovaná hodnota, 6 – zadávání poruchové veličiny, 7 – volba zobrazení výsledků, 8 – ikony pro spouštění dialogů systémových parametrů) .....	28
Obr. 9: Dialog pro zadávání parametrů rozváděče [8] – vlevo obecné zadávání, vpravo výběr rozváděčů z katalogu .....	29
Obr. 10: vlevo dialogové okno pro zadání parametrů pístu [8], vpravo možné ukotvení válce [8] .....	29
Obr. 11: Dialogové okno pro volbu zdroje tlaku – hydrogenerátoru [8] .....	30
Obr. 12: Dialogové okno pro volbu typu regulace [8] .....	30
Obr. 13: Vlevo – dialogové okno pro zadání žádané hodnoty, vpravo – typický průběh žádané polohy pístu pro lis [8] .....	31
Obr. 14: Dialog pro zadání poruchové veličiny [8] .....	31
Obr. 15: Blokové regulační schéma hydraulického obvodu [6]: $e, e_u$ – odchylky řízené veličiny; $F$ – síla; $G_R(s)$ – přenos regulátoru; $K_F, K_M, K_Q, K_{sn}, K_{sv}$ – zesílení zatěžující síly, zesílení hydromotoru, průtokové zesílení regulačního rozváděče, zesílení snímače polohy, zesílení regulačního rozváděče, $Q, Q_F, Q_{sv}$ – průtok do hydromotoru, průtok vlivem zatěžující síly, průtok regulačním rozváděčem; $T_F, T_M, T_{sv}$ – časová konstanta působení zatěžující síly, časová konstanta hydromotoru, časová konstanta regulačního rozváděče; $u_{sv}$ – řídicí napětí regulačního rozváděče; $v$ – rychlost; $w$ – žádaná poloha; $x$ – poloha pístnice; $\zeta_M, \zeta_{sv}$ – součinitel poměrného tlumení hydromotoru, regulačního rozváděče; $s$ – komplexní proměnná .....	33
Obr. 16: Regulační obvod hydraulického systému s přímočarým hydromotorem [2]: $K_R, K_V, K_{sn}$ – elektrické zesílení regulátoru, zesílení regulačního rozváděče, zesílení snímače polohy/tlaku; $U_E, U_A, U_{sig}, U_{sn}$ – napětí na vstupu, napětí za regulátorem, napětí přivedené na solenoid šoupátka rozváděče, napětí ze snímače polohy, $Q$ – průtok kapaliny rozváděčem; $I_{sn}$ – aktuální poloha pístnice .....	35
Obr. 17: 3D model testovacího zařízení – původní konstrukce [17]: 1 – nosný rám, 2 – vozíček s redukovanou hmotností, 3 – lineární vedení, 4a – píst akčního pohonu, 4b – píst zátěže, 5 – přípojovací kostka, 6 – rozváděcí řídicí ventil, 7 – potrubí pro připojení akumulátoru, 8 – potrubí připojitelné hydraulické kapacity .....	39
Obr. 18: Hydraulické schéma zkušebního zařízení – původní realizace [17]: 1 – akční a zátěžový píst s redukovanou hmotností, 2a – obvod akčního pohonu, 2b – obvod zátěžového pohonu, 3 – hydraulická kapacita akčního obvodu, 4 – obvod akumulátoru .....	40
Obr. 19 Univerzální charakteristika hydrogenerátoru A4VSO Bosch Rexroth [18] .....	41
Obr. 20: Řídicí rozváděč 4WRSEH-NS10 [20] .....	42
Obr. 21 vlevo: přechodová charakteristika rozváděče 4WRSEH-NS10, vpravo: frekvenční charakteristika rozváděče 4WRSEH-NS10 [20] .....	42
Obr. 22 Vlevo: elektroskříň zařízení, vpravo: ovládací panel: 1 – hlavní vypínač, 2 – nouzový vypínač, 3 – uzamykatelný spínač napájení pro regulátory, 4 – digitální panely pro sledování aktuální polohy a řídicího napětí, 5 – sepnutí manuálního režimu (ovládání potenciometrem), 6 – regulátor HNC100 akčního pohonu, 7 – regulátor HACD, 8 – regulátor HNC100 reakčního pohonu, 9 – šuplík pro klávesnici a myš, 10 – nastavení externích karet připojených do racků, 11 – racky pro další karty,	

12 – volba regulátoru (HACD/HNC100) 13 – zapínání analogového snímače polohy, 14 – zapínání SSI měřiče polohy, 15 – počítač .....	43
Obr. 23 vlevo: regulátor HACD, vpravo: rozhraní aplikace Bodac .....	44
Obr. 24 Regulátor HNC100 .....	44
Obr. 25 Rozhraní vývojového prostředí WIN-PED 5.0 .....	45
Obr. 26: Záznam měření č. 3 – zasouvání akčního pístu [21] .....	45
Obr. 27: Zjednodušené schéma simulačního zařízení .....	47
Obr. 28: Schéma možného využití simulačního testeru .....	48
Obr. 29: Schéma měřicího pracoviště .....	50
Obr. 30: Příklad simulovaného lisovacího stroje - Backwood Press Company .....	51
Obr. 31: Zjednodušené schéma lisu .....	51
Obr. 32: Simulovaný pracovní cyklus stroje – zadání požadované hodnoty .....	52
Obr. 33: Porovnání odezvy na jednotkový skok regulátoru P a PT1 .....	52
Obr. 34: Nastavení bloků polohové regulace .....	54
Obr. 35: Nastavení spouštěcího bloku polohové regulace .....	55
Obr. 36: Zjednodušené schéma hydraulického upínače se zamykáním tlaku .....	62
Obr. 37 Úloha 2, část I – požadovaná hodnota polohové regulace .....	64
Obr. 38 Úloha 2, část II – vlevo: požadovaná hodnota tlaku 150 bar, vpravo: profil působící poruchové veličiny (silového impulsu) .....	64
Obr. 39: Nastavení bloků HACD pro tlakovou regulaci .....	65
Obr. 40: Nastavení podmínky spuštění tlakové regulace .....	65
Graf 1: Průtoková charakteristika proporcionálního ventilu [3] .....	22
Graf 2: Závislost vlastní frekvence přímočarého hydromotoru na zdvihu [8] .....	23
Graf 3: Závislost kritického zesílení regulačního obvodu s regulátory typu P, PT1, PDT [6] .....	34
Graf 4: Simulace reálného zařízení a simulace v měřítku testeru – žádaná pozice vs. skutečná pozice, odchylka od žádané hodnoty .....	56
Graf 5: Otevření rozváděcího rozváděče reálného zařízení a rozváděče testeru .....	56
Graf 6: Průběh tlaků v obou komorách přímočarého hydromotoru v závislosti na síle působící na obrobek – simulace reálného zařízení .....	57
Graf 7: Průběh tlaků v obou komorách přímočarého hydromotoru v závislosti na síle působící na obrobek – simulace testeru .....	57
Graf 8: Simulace úlohy 1 – první část pro systémový tlak 100 bar .....	58
Graf 9: Měření úlohy 1 – první část pro systémový tlak 100 bar .....	58
Graf 10: Simulace úlohy 1 – první část pro systémový tlak 200 bar .....	59
Graf 11: Měření úlohy 1 – první část pro systémový tlak 200 bar .....	59
Graf 12: Simulace úlohy 1 – první část pro systémový tlak 300 bar .....	60
Graf 13: Měření úlohy 1 – první část pro systémový tlak 300 bar .....	60
Graf 14: Měření úlohy 1 – druhá část pro systémový tlak 300 bar .....	61
Graf 15: Měření úlohy 1, druhá část pro systémový tlak 300 bar – průběh odchylky .....	61
Graf 16: Úloha 2, část I – polohová regulace .....	66
Graf 17: Úloha 2, část II – tlaková regulace rozváděče 4WRSEH NG 10 V .....	67
Graf 18: Úloha 2, část II – tlaková regulace rozváděče 4WRSEH NG 10 V pro impuls 100 kN .....	68
Graf 19: Úloha 2, část II – tlaková regulace rozváděče 4WRSEH NG 10 V pro impuls 70 kN .....	69
Graf 20: Úloha 2, část II – měření průběhu odezvy na silový impuls v průběhu tlakové regulace rozváděče 4WRSEH NG 10 V pro impuls 65 bar [32,5 kN] .....	70
Graf 21: Úloha 2, část II – tlaková regulace rozváděče 4WRSEH NG 10 V pro impuls 200 bar, při požadované hodnotě tlaku 270 bar, systémový tlak 300 bar .....	71

**11 SEZNAM TABULEK**

Tab. 1: Vhodnost regulačních členů regulátoru PID [2] .....	34
Tab. 2: Doporučená volba regulátoru polohového hydraulického mechanismu [6] .....	35
Tab. 3: Stanovení hydraulické kapacity, resp. odporu proti deformaci přípojného potrubí.....	41
Tab. 4: Shrnutí výsledků simulačních testů přechodové odezvy [21] .....	46
Tab. 5: Nastavení parametrů simulačních modelů úlohy 1 v programu Hyvos .....	53
Tab. 6: Seznam provedených měření polohové regulace .....	62
Tab. 7: Nastavení parametrů simulačních modelů úlohy 2 v programu Hyvos .....	63
Tab. 8: Seznam provedených měření tlakové regulace .....	72

## **12 SEZNAM PŘÍLOH**

Příloha č. 1 – Hydraulické schéma testovacího zařízení

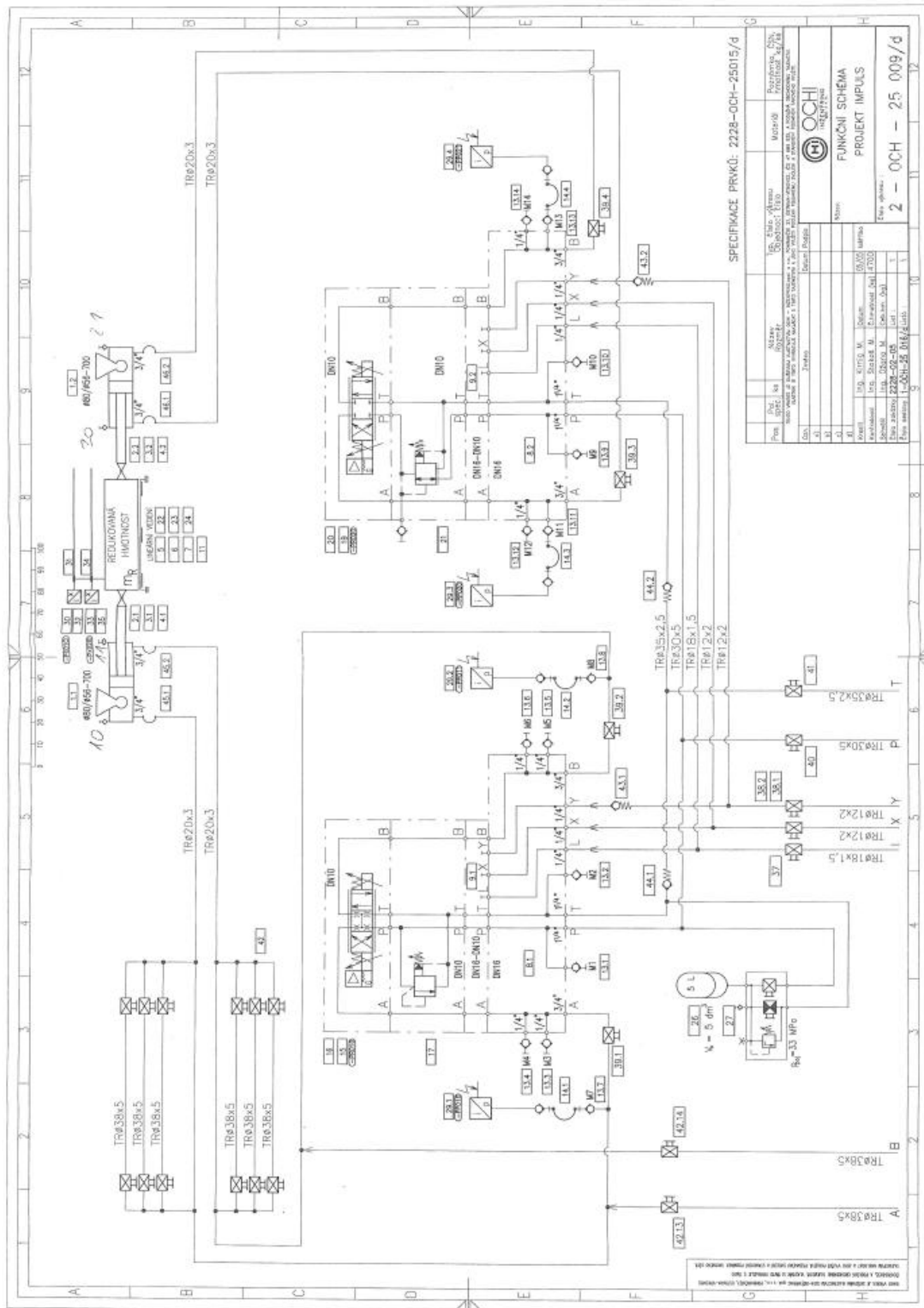
Příloha č. 2 – Měření č. 3 provedené v rámci projektu MPO IMPULS (zadávací parametry, záznam z měření)

Příloha č. 3 – Příklady hydraulických obvodů reálných zařízení (hydraulický lis, upínací mechanismus)

Příloha č. 4 – Základní ovládání programu Bodac



# PŘÍLOHA 1 – HYDRAULICKÉ SCHÉMA TESTOVACÍHO ZAŘÍZENÍ



## PŘÍLOHA 2 – MĚŘENÍ Č. 3 PROVEDENÉ V RÁMCI PROJEKTU MPO IMPULS (ZADÁVACÍ PARAMETRY, ZÁZNAM Z MĚŘENÍ)

### 4.3 Měření 3

#### 4.3.1 Nastavené podmínky

Nastavení regulátoru

Reakce na

Pracovní tlak zdroje

Nastavený protitlak na reakčním válci

Redukovaná hmotnost

Kapacita (hydraulické potrubí)

$v_{max}$  = 45 mm/s

$a_{max}$  = 100 mm/s<sup>2</sup>

skoková změna požadované polohy

$P$  = 200 bar

$P_{21}$  = 150 bar

$m_{red}$  = 390 kg

nepřipojeno

#### 4.3.2 Zhodnocení

Vysouvání akčního válce:

Počáteční poloha

Koncová poloha

Při dojezdu na koncovou polohu došlo k překročení polohy o

Maximální tlak akčního válce

Odechylna regulátoru

Maximální zatěžovací síla reakčního válce

Po dojezdu do koncové polohy došlo k výraznému rozkmitání tlaků na válci. Systém se stal nestabilní, přesto má tendenci k utlumení.

$l_{sp}$  0 mm

$l_{sk}$  650 mm

0,2%

$p_1$  170 bar

$\Delta x$  1,9 mm

$F$  84 kN

Zasouvání akčního válce:

Počáteční poloha

Koncová poloha

Při dojezdu na koncovou polohu došlo k rozkmitání

Maximální tlak akčního válce na pístnici

Maximální odechylna regulátoru

Maximální zatěžovací síla reakčního válce

U tohoto měření došlo k absolutní výměně funkcí regulačních obvodů. Reakční válec zasouvá akční válec silou, kterou akční válec eliminuje. To znamená, že akční válec nemá protisílu svému pohybu ale sám reguluje na polohu se záporným zatížením.

$l_{sp}$  650 mm

$l_{sk}$  10 mm

0,15%

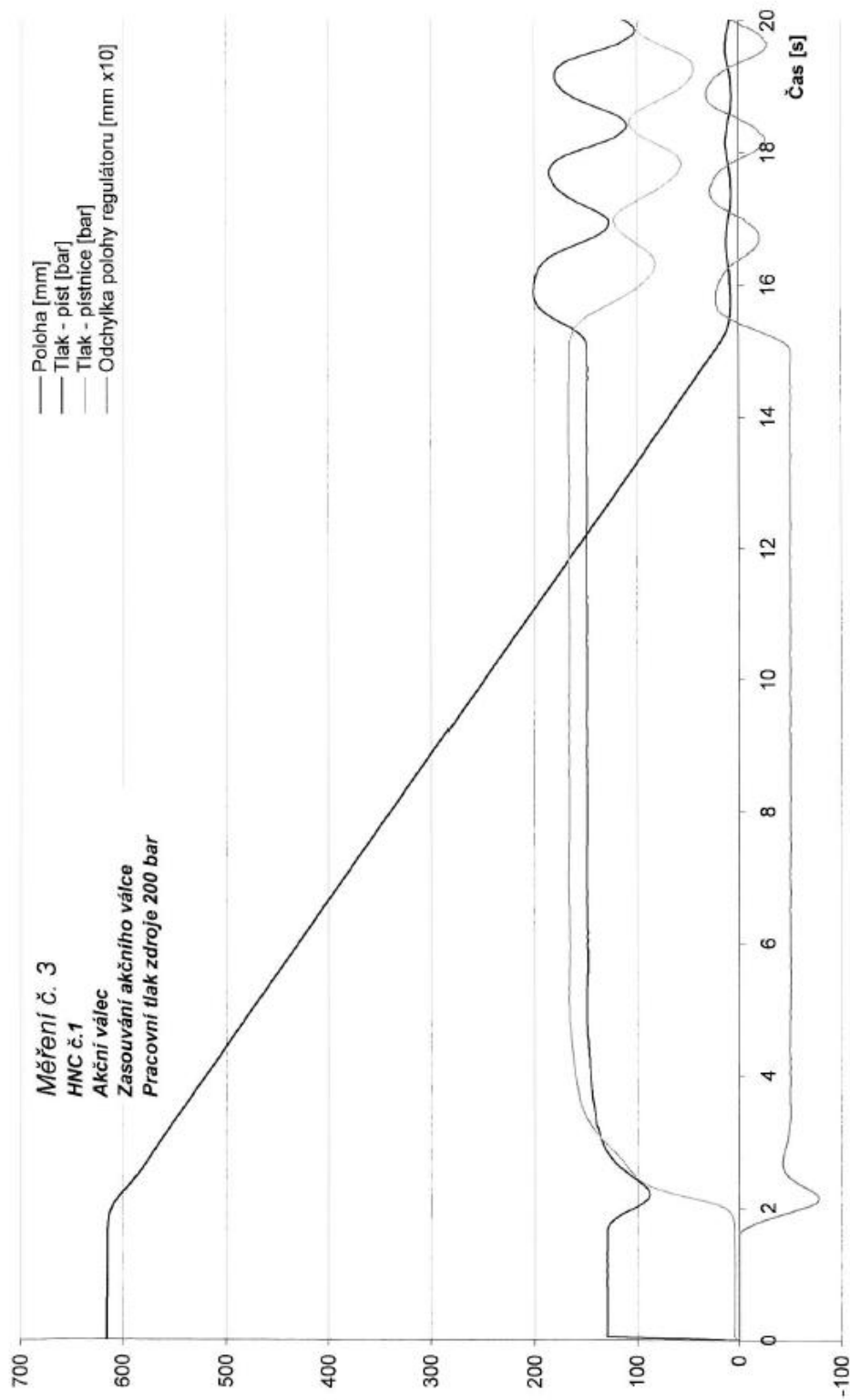
$p_2$  174 bar

$\Delta x$  7,8 mm

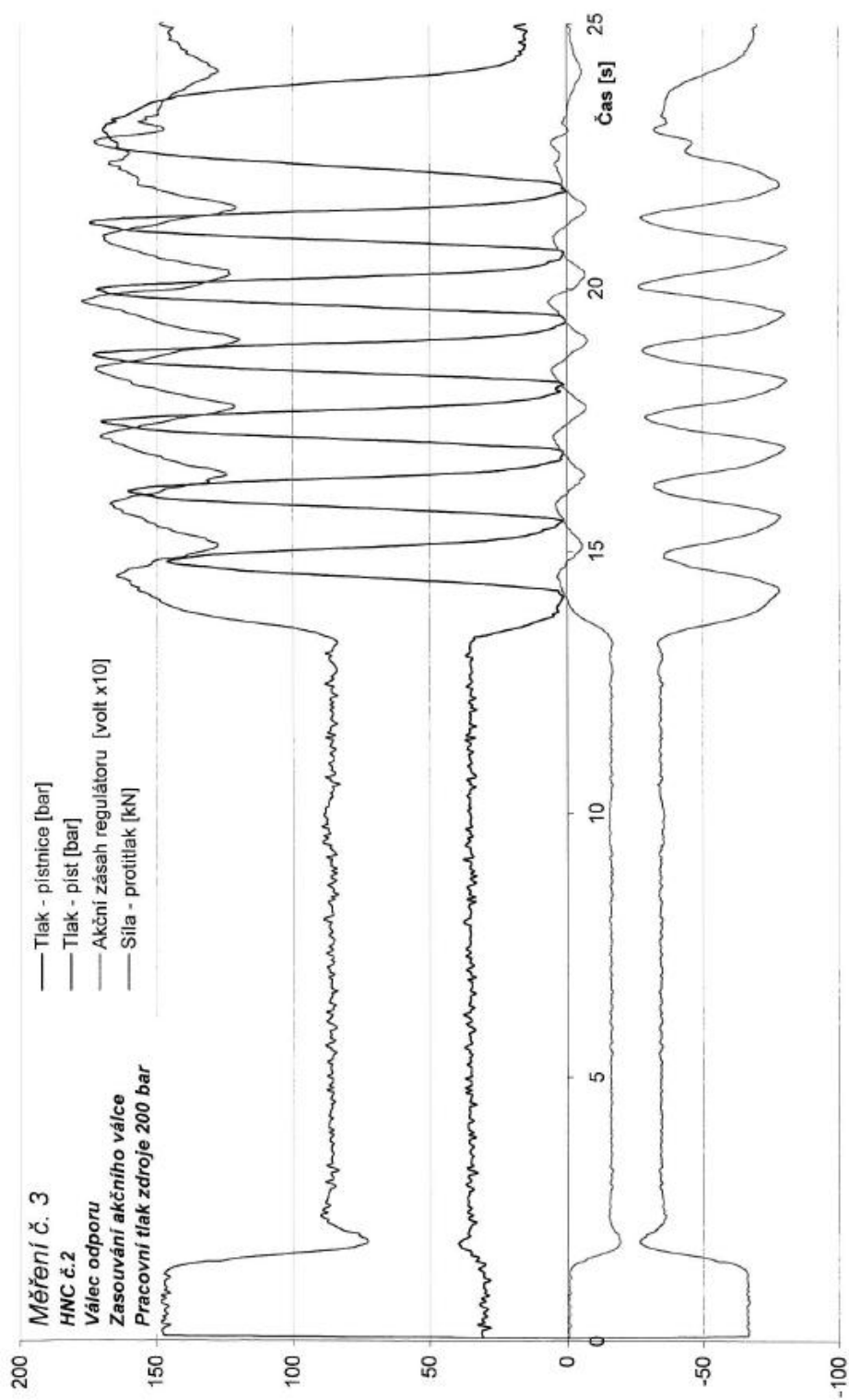
$F$  -81 kN

#### 4.3.3 Naměřené hodnoty

Vypracoval	Ing. Milan Kirmig	Datum	11/2006	Číslo výkresu <b>058 AHAG 1313-1-4-0</b>
Ověřil	Ing. Michal Ožana	List	17	
Schválil	Ing. Otakar Ožana	Listů	22	



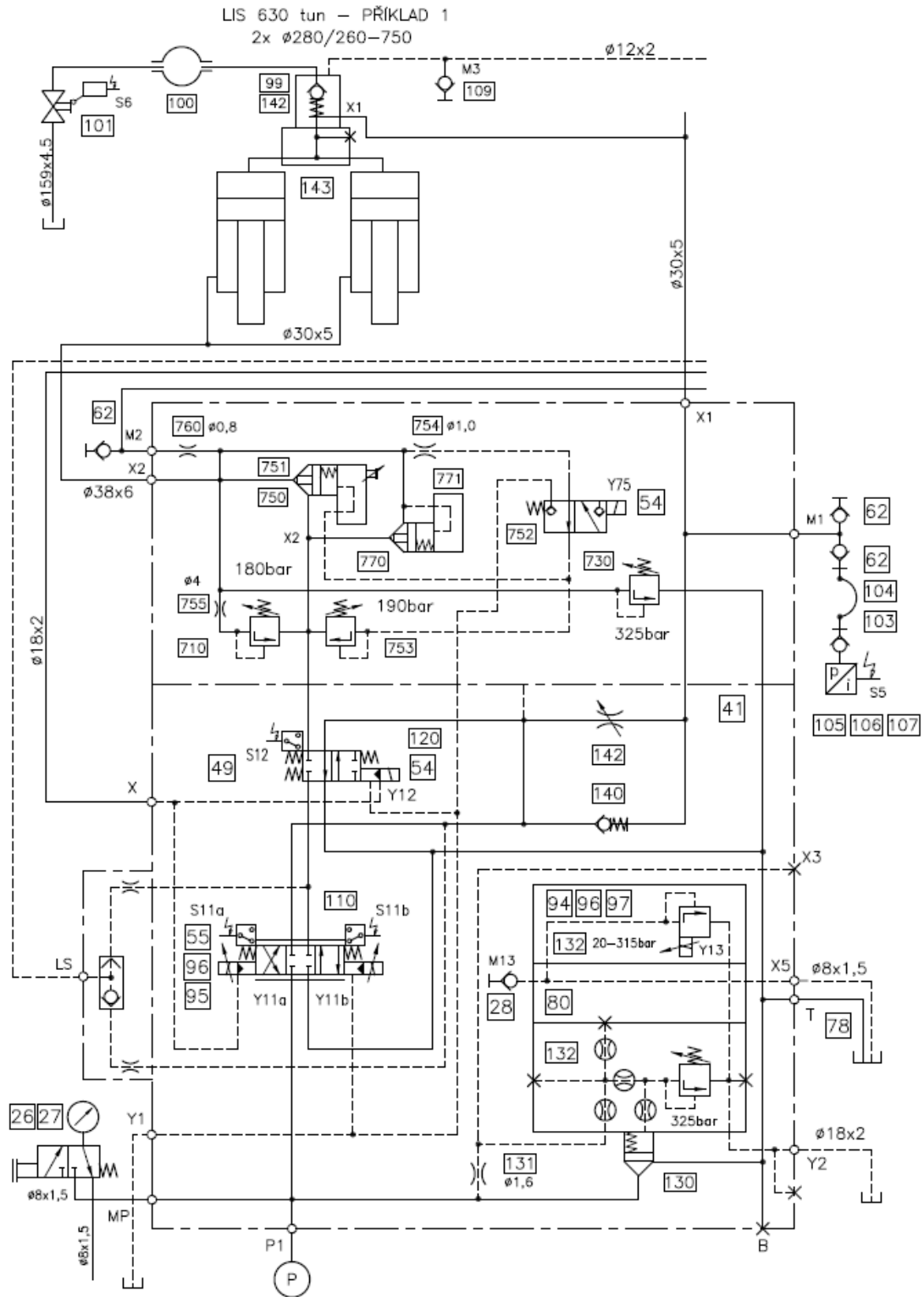
Vypracoval	Ing. Milan Kirmig	Datum	07/2006	Číslo výkresu	<b>058 AHAG 1313-1-40</b>
Ověřil	Ing. Tomáš David	List	20		
Schválil	Ing. Michal Ožana	Listů	22		

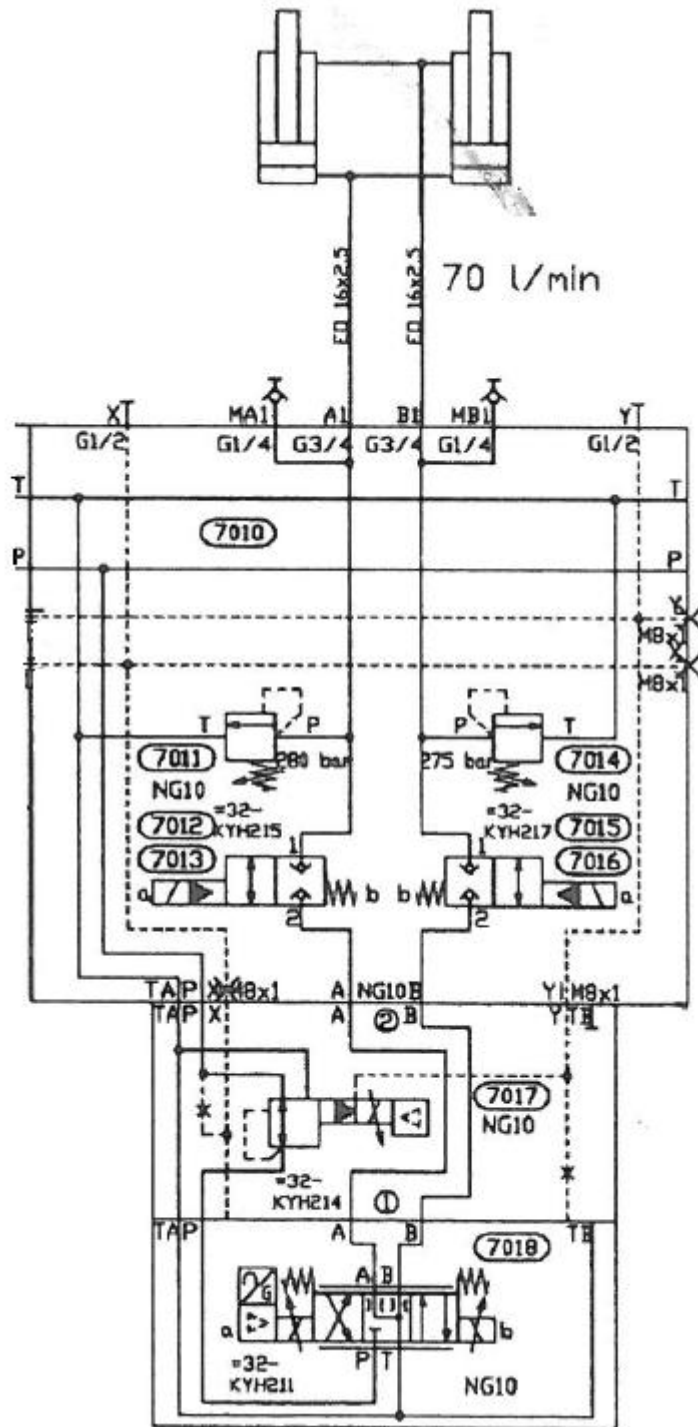


Vypracoval	Ing. Milan Kirnig	Datum	11/2006
Ověřil	Ing. Michal Ožana	List	21
Schwábil	Ing. Otakar Ožana	Listů	22

Číslo výkresu  
**058 AHAG 1313-1-4-0**

## PŘÍLOHA 3 – PŘÍKLADY HYDRAULICKÝCH OBVODŮ REÁLNÝCH ZAŘÍZENÍ (HYDRAULICKÝ LIS, UPÍNACÍ MECHANISMUS)






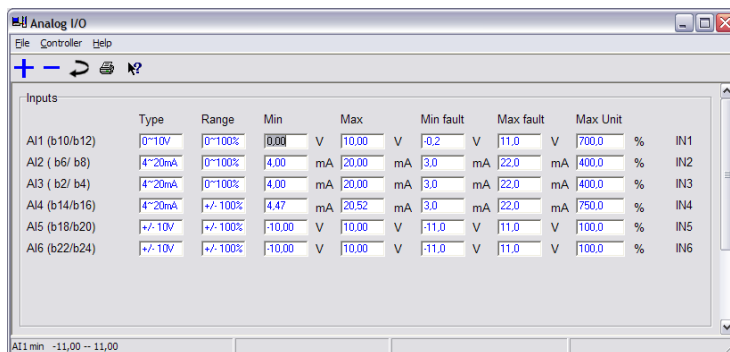
## PŘÍLOHA 4 – ZÁKLADNÍ OVLÁDÁNÍ PROGRAMU BODAC

### Nastavení vstupů signálu

Z hlavního menu: *Configure – Analog I/O*

Tlačítko: 

Dialog:



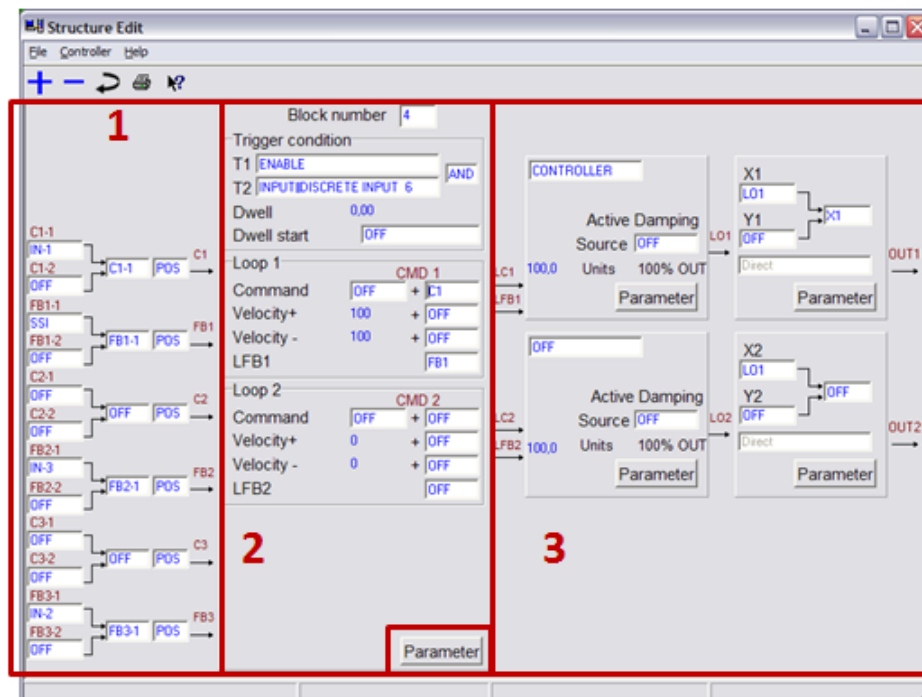
**Popis:** pomocí dialogu lze nastavovat parametry vstupů do regulátoru. V uvedeném příkladě je první vstup přiřazen snímači polohy, druhý snímači tlaku v komoře pístu na plné straně pístu, třetí vstup snímači tlaku v komoře pístu na straně pístnice.

### Editace struktury

Z hlavního menu: *Configure – Structure Edit*

Tlačítko: 

Dialog:



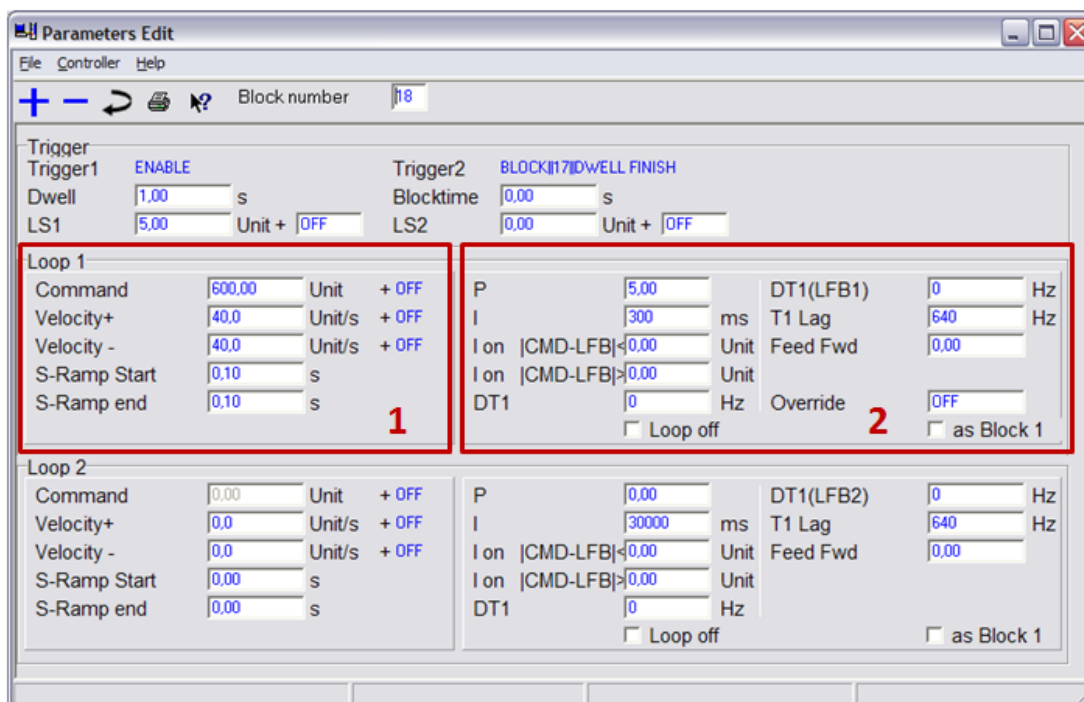
Popis: Dialog struktury lze rozdělit do tří polí. První pole je pole vstupů (analogových nebo digitálních). Může se jednat o vstupy nastavené pomocí dialogu *Analog I/O*. Vstupy jsou společné všem blokům zároveň. Druhé pole popisuje nastavení bloků. Počet bloků je 32 a lze mezi nimi přecházet kliknutím do okna s vyobrazeným číslem aktuálního bloku. Každému bloku je třeba definovat, za jakých podmínek bude spuštěn (tzv. *Trigger*). Lze nastavit dvě podmínky spuštění, přičemž je možné určit, zda pro spuštění bloku musejí být splněny obě dvě nebo právě jedna z nich. Položka *Dwell* označuje délku trvání bloku, *Dwell start* pak podmínku zahájení načítání času, např. je-li dosažena žádaná hodnota. Položky *Loop 1* a *Loop 2* slouží pro nastavení typu zpětné vazby označené *LFB1* (*Loop Feedback 1*), tedy např. podle kterého senzoru probíhá zpětnovazební řízení, jaká je požadovaná hodnota a obecná rychlost změny. Tlačítko *Parameter* vyvolá dialog pro editaci parametrů bloku (viz dále). Třetí oblast vyznačuje pole výstupů, jejichž parametry jsou opět společné všem blokům.

### Editace parametrů

Tlačítko:



Dialog:



Popis: V první oblasti se nastavuje požadovaná hodnota veličiny, vyplněním pozice *Command* (např. pozice), dále se nastavuje rychlost změny položkou *Velocity* (např. rychlost pohybu), parametr *S-Ramp* určuje dobu zrychlení na požadovanou rychlost. Ve druhém okně se nastavují parametry PID regulátoru, přičemž je možné určit, za jakých podmínek se bude používat integrační složka regulátoru.

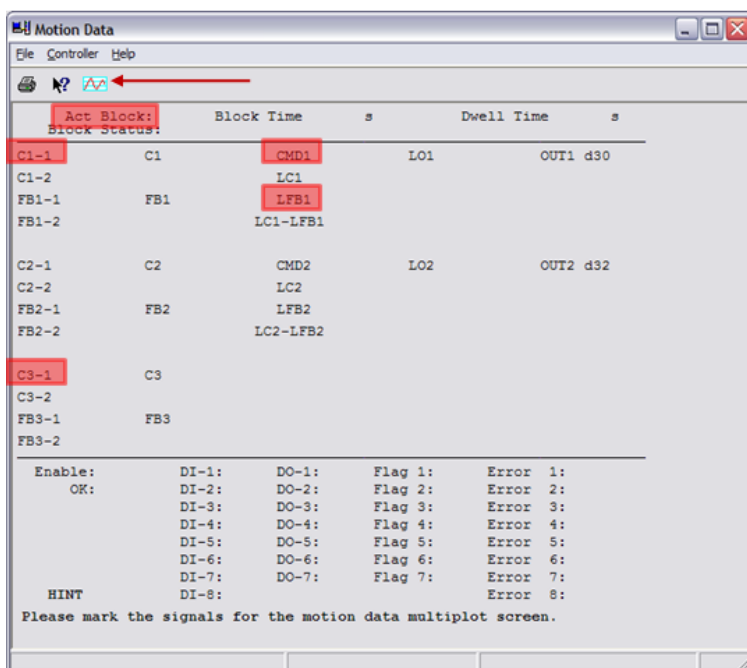
### Vykreslení sledovaných veličin do grafu


Tlačítko:

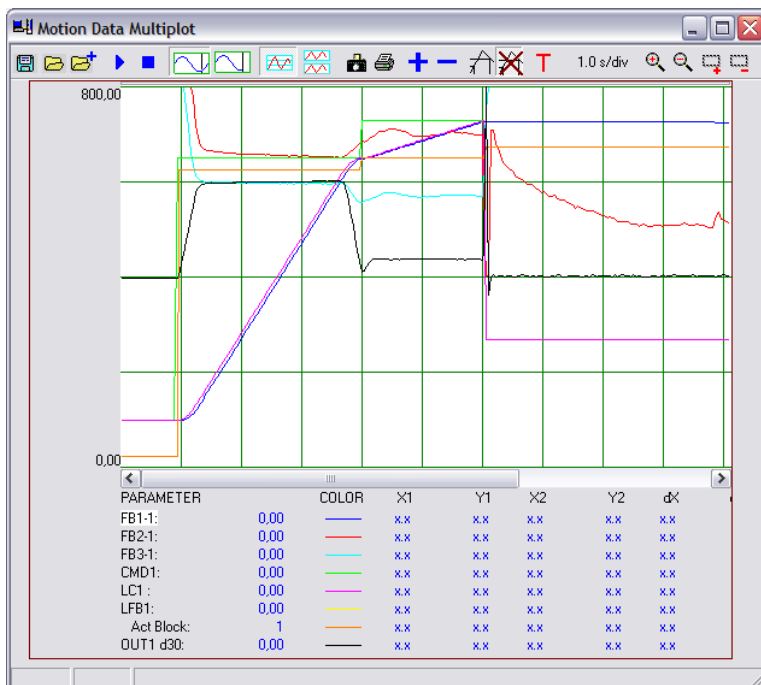








Dialog:

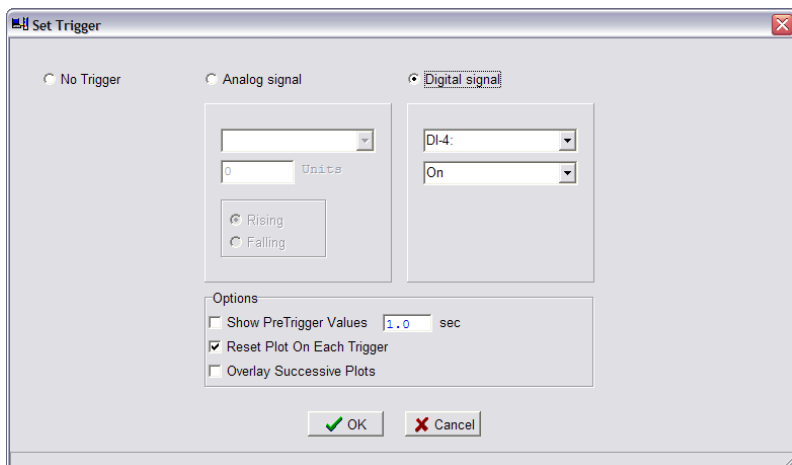


Popis: Dialog slouží pro sledování okamžitých hodnot vybraných veličin. Naráz lze sledovat až osm veličin v reálném čase. Vhodné je přímo v tomto dialogu kliknout na jednotlivé položky, jejich pozadí zčervená. V pořadí, v jakém byly vybrány, se potom zobrazí v legendě monitorovacího grafu (*Motion Data Multiplot*), který se spouští tlačítkem označeným šipkou .



Měření se spouští ikonou  a zastavuje . Měření je možné ukládat, nebo naopak načítat již dříve uložená data. Pro export dat do textového souboru, postačuje zvolit standardní ikonu , určit místo kam se soubor má uložit a zadat název souboru

s příponou *.txt*. Aby bylo možné s daty lépe pracovat, je vhodné spustit záznam určit spouštěč záznamu tlačítkem **T** (*Trigger*). V jeho dialogu lze poté nastavit podmínku zahájení záznamu měření. Tlačítko *Show Cursors*  zobrazí na grafu posuvné lišty, které lze myší libovolně podle potřeby přetahovat, zatímco se v dolní části okna vypisují aktuální hodnoty veličin v daných bodech.



Přehled všech použitých bloků je možný zobrazit volbou z hlavního menu *View – Structure Summary*, resp. *View – Parameters Summary*.