

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMATIZACE A INFORMATIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMATION AND COMPUTER SCIENCE

MODELÝ SILOVÉ ČÁSTI REGULACE VODNÍ TURBÍNY

MODELS OF THE POWER SET WATER TURBINE CONTROL

DIPLOMOVÁ PRÁCE
DIPLOMA THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. STANISLAV PRUDEK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Doc. Ing. ZDENĚK NĚMEC Csc.

BRNO 2009

ZADÁNÍ ZÁVĚREČNÉ PRÁCE

LICENČNÍ SMLOUVA

(na místo tohoto listu vložte vyplněný a podepsaný list formuláře licenčního ujednání)

ABSTRAKT

Práce se zabývá modelováním a simulací silové části Přečerpávací vodní elektrárny (PVE), pomocí které je ovládáno otevírání/zavírání rozváděcích lopatek Francisovi reverzní turbíny na PVE Dalešice. Jedná se o polohový servomechanismus, kde vstupním elektrickým signálem je požadované otevření turbíny. Cílem je tedy navrhnout počítačový model této silové části v prostředí Matlab-Simulink. Model musí dostatečně přesně vyjadřovat významné vlastnosti reálné soustavy a po úpravách by měl být obecněji použitelný i pro jiné elektrárny. Vlastnosti počítačového modelu je díky poskytnutým měřením možno verifikovat.

ABSTRACT

This thesis deals with modelling and simulation of the power set of pumped storage hydro plant. This power set control opening/closing the stator blades of Francis reverse turbine in Dalesice. It is a positional servomechanism where input signal is desired value of turbine opening. The goal of this work is to create computer model of this power set in Matlab-Simulink. This model must be comparable with properties of real power set and after modification usefull to other water power plants. Characteristics of computer model can be verify with real measuring.

KLÍČOVÁ SLOVA

silová část regulace PVE, přečerpávací vodní elektrárna, turbína, regulace, Simulink, modelování, Dalešice.

KEYWORDS

power set water turbine control, pumped storage hydro plant, turbine, regulation, simulation, Simulink, modelling, Dalesice.

PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych touto formou poděkovat vedoucímu diplomové práce Doc. Ing. Zdenku Němcovi za věcné rady a pomoc při vypracování této diplomové práce. Dále pak firmám ČKD Blansko a.s., EXMONT – Energo a.s., OSC za poskytnutou dokumentaci a měření k silové části TG2 v PVE Dalešice .

OBSAH:

ZADÁNÍ ZÁVĚREČNÉ PRÁCE	3
LICENČNÍ SMLOUVA.....	5
ABSTRAKT	7
PODĚKOVÁNÍ.....	9
OBSAH:.....	11
1 ÚVOD	13
2 ZÁKLADNÍ FYZIKÁLNÍ VLASTNOSTI KAPALIN	15
2.1 HUSTOTA (MĚRNÁ HMOTNOST) KAPALINY	15
2.2 SOUČINTEL OBJEMOVÉ STLAČITELNOSTI KAPALINY	15
2.3 MODUL OBJEMOVÉ PRUŽNOSTI KAPALINY	15
2.4 TEPLOTNÍ ROZTAŽNOST KAPALINY	15
2.5 TEČNÉ NAPĚTÍ, DYNAMICKÁ A KINEMATICKÁ VISKOZITA KAPALINY	16
2.5.1 Tečné napětí.....	16
2.5.2 Dynamická viskozita	16
2.5.3 Kinematická viskozita.....	16
3 VYBRANÉ ZÁKONY HYDROMECHANIKY	19
3.1 HYDROSTATIKA	19
3.1.1 Tlak a jeho působení za klidu v kapalině:	19
3.2 HYDRODYNAMIKA	19
3.2.1 Rovnice kontinuity pro jednorozměrné proudění.....	19
3.2.2 Bernoulliho rovnice.....	20
3.2.3 Bernoulliho rovnice pro proudění v ose potrubí mezi body 1 a 2:.....	21
3.2.4 Ztrátová měrná energie.....	21
4 HYDRAULICKÉ ODPORY	23
4.1 DRUHY PROUDĚNÍ SKUTEČNÉ KAPALINY:	23
4.1.1 Laminární proudění	23
4.1.2 Turbulentní proudění	23
4.1.3 Reynoldsovo číslo.....	24
4.2 ODPOR PROTI POHYBU KAPALINY	24
4.3 ODPOR PROTI DEFORMACI	25
4.3.1 Hydraulická kapacita	26
5 VYBRANÉ PRVKY HYDRAULICKÝCH MECHANISMŮ	27
5.1 HYDROMOTORY	27
5.2 ŘÍDÍCÍ HYDRAULICKÉ PRVKY	27
5.2.1 Jednosměrné ventily.....	27
5.2.2 Clony.....	28
5.2.3 Šoupátkové rozvaděče	28
6 ROZBOR REGULOVANÉ SOUSTAVY	33
6.1 SILOVÁ ČÁST PŘED GO	33
6.1.1 Popis částí původní regulované soustavy.....	34
6.2 SILOVÁ ČÁST PO GO	35
7 NÁVRH MODELŮ SILOVÉ ČÁSTI	37
7.1 SERVOVENTIL	37
7.1.1 Model dynamické části servoventilu	39

7.1.2	Model průtokové části servoventilu	39
7.2	HLAVNÍ ROZVODNÉ ŠOUPÁTKO	40
7.2.1	Model činného prostoru HRS	44
7.2.2	Model průtokové části HRS	45
7.3	PŘÍMOČARÝ HYDROMOTOR	46
7.3.1	Model servomotoru	48
7.4	OŠETŘENÍ DORAZŮ	49
7.5	SUBSYSTÉM CLON	50
7.6	CELKOVÝ MODEL SILOVÉ ČÁSTI	51
8	VERIFIKACE MODELŮ SILOVÉ ČÁSTI	53
8.1	SERVOVENTIL	53
8.2	HLAVNÍ ROZVODNÉ ŠOUPÁTKO	55
8.3	SERVOMOTOR A CLONY	58
8.3.1	Otevírání / zavírání rozvaděče plnou hydraulickou rychlostí – měření	59
8.3.2	Otevírání / zavírání rozvaděče plnou hydraulickou rychlostí – simulace	60
8.4	TESTOVÁNÍ FUNKCE DORAZU	61
9	NASTAVENÍ A ZKOUŠKY REGULÁTORŮ	63
9.1	SEŘÍZENÍ REGULÁTORU HRS	63
9.1.1	Testování regulátoru HRS	64
9.2	OPTIMÁLNÍ NASTAVENÍ A TESTY MODELU HLAVNÍHO REGULÁTORU POLOHY	66
9.2.1	Nastavení regulátoru pro verifikaci s uskutečněnými měřeními	68
10	PŘÍKLAD SOUČINOSTI PRVKŮ MODELU SILOVÉ ČÁSTI	71
11	ZÁVĚR	75
	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	77

1 ÚVOD

Hydraulické mechanismy jsou díky svým vyjímečným vlastnostem nezeměnitelnou součástí různých zařízení. Nastavování optimálních parametrů soustav sestavených z hydraulických prvků bylo ještě do nedávné doby věcí značně experimentální. Při seřizování se více vycházelo ze zkušeností projektanta, měření, vzorců empirického charakteru než řešení numerickou cestou. Matematické modely, které dostatečně přesně popisovaly vlastnosti různých hydraulických prvků existovaly ještě před rozmachem výpočetní techniky. Zjišťování dynamického chování celých hydraulických obvodů bylo však bez počítačů realizovatelné jen velmi obtížně. S rozvojem počítačů a účinných softwarových nástrojů dynamické analýzy je už dnes možno na základě matematické analýzy jednotlivých součástí hydraulického obvodu simulovat chování i dosti složitých soustav. I když existuje řada univerzálních programů různých firem z oboru hydrauliky tvorba počítačových modelů na základě matematického popisu zůstává klasickou cestou, kterou se ve své diplomové práci vydávám i já.

Prvořadým cílem této diplomové práce je s využitím matematického modelování vytvořit počítačový model silové části regulace Přečerpávací vodní elektrárny (PVE) v Dalešicích. Regulovanou soustavou je tedy v mém případě silová část PVE, která řídí otevírání/zavírání rozváděcích lopatek Francisovi reverzní turbíny. Dále pak ověřit činnost tohoto počítačového modelu a konfrontovat ho s poskytnutými měřeními uskutečněnými na PVE Dalešice.

2 ZÁKLADNÍ FYZIKÁLNÍ VLASTNOSTI KAPALIN

Zde uvádím pouze nejdůležitější fyzikální vlastnosti kapalin. Více informací je možno nalézt v [3].

2.1 Hustota (měrná hmotnost) kapaliny

Hustota ρ je definována jako poměr elementární hmotnosti dm [kg] a objemu dV [m^3] za podmínky kontinuálního rozložení kapaliny v prostoru.

$$\rho = \frac{dm}{dV} \text{ [kg} \cdot \text{m}^{-3}] \quad (2.1)$$

Hustota kapalin je závislá na tlaku a teplotě, přičemž s rostoucí teplotou se objem zvětšuje a hustota klesá. Naopak s rostoucím tlakem se objem zmenšuje a hustota roste. Tyto změny hustoty vlivem tlaku jsou ve většině případů zanedbatelné (např. u vody do cca 50 MPa).

Hustota běžných hydraulických olejů se pohybuje mezi 880 až 950 [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$] při 20 °C, střední hodnota je asi 900 [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$].

2.2 Součinitel objemové stlačitelnosti kapaliny

Jak již bylo řečeno, každá kapalina při změně tlaku mění svůj objem. Velikost této změny je definována součinitelem objemové stlačitelnosti kapaliny δ [Pa^{-1}].

Tento součinitel je dán podílem uvažované relativní změny objemu $\Delta V/V$ ku změně tlaku Δp při konstantní teplotě $T = \text{konst}$:

$$\delta = -\frac{1}{V} \cdot \left(\frac{\partial V}{\partial p} \right)_{T=\text{konst}} = \frac{\Delta V}{V \cdot \Delta p} \text{ [Pa}^{-1}] \quad (2.2)$$

Při stlačení kapaliny s počátečním objemem V_0 působením tlaku p bude mít objem kapaliny hodnotu:

$$V = V_0 - \Delta V = V_0 \cdot (1 - \delta \cdot \Delta p) \quad (2.3)$$

2.3 Modul objemové pružnosti kapaliny

Modul objemové pružnosti kapaliny je vyjádřen jako převrácená hodnota součinitele objemové stlačitelnosti kapaliny:

$$K = \frac{1}{\delta} = \frac{V \cdot \Delta p}{\Delta V} \text{ [Pa]} \quad (2.4)$$

Modul objemové pružnosti K vyjadřuje tuhost daného objemu kapaliny a má stejný fyzikální význam jako modul pružnosti v tahu E u pevných látek. Modul K je závislý na teplotě a tlaku, přičemž do tlaku 50 MPa je závislý pouze na teplotě.

2.4 Teplotní roztažnost kapaliny

Teplotní roztažnost kapalin udává součinitel teplotní roztažnosti kapaliny γ :

$$\gamma = \frac{1}{V} \cdot \left(\frac{\partial V}{\partial T} \right)_{p=\text{konst}} = \frac{\Delta V}{V \cdot \Delta T} \text{ [K}^{-1}] \quad (2.5)$$

γ je definovaná jako poměr relativní změny objemu $\Delta V/V$ a změny teploty (ΔT) za podmínky konstantního tlaku $p=\text{konst.}$

Při zahřátí kapaliny o objemu V_0 se změnou teploty ΔT objem vzroste:

$$V = V_0 - \Delta V = V_0 \cdot (1 - \gamma \cdot \Delta T) \quad (2.6)$$

2.5 Tečné napětí, dynamická a kinematická viskozita kapaliny

Viskozita je schopnost kapaliny klást při proudění odpor, který vzniká jako důsledek tečného napětí.

2.5.1 Tečné napětí

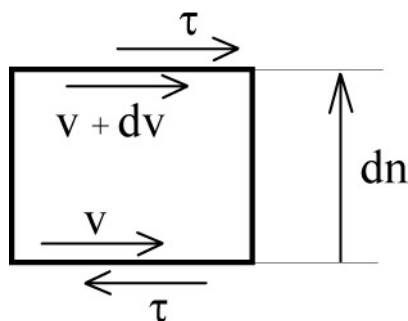
Síla dF působící na plochu dS má tečnou složku síly dF_t vyvolávající tečné napětí, to v kapalině způsobuje posuv částic.

Pro tečné napětí na stěně elementárního hranolu o výšce dn platí Newtonův zákon – obr. 1.

$$\tau = \frac{dF_t}{dS} = \eta \cdot \frac{dv}{dn} \quad [\text{N} \cdot \text{m}^{-2}] \quad (2.7)$$

η - dynamická viskozita kapaliny v [$\text{Pa} \cdot \text{s}$]

dv/dn – rychlostní spád (smyková rychlost v [s^{-1}])



Obr. 1. Třecí napětí působící na stěny elementárního hranolu

Tímto Newtonovým zákonem, který vyjadřuje lineární závislost tečného napětí τ na gradientu rychlosti ve směru kolmém k proudění se řídí tření většiny kapalin.

2.5.2 Dynamická viskozita

- závisí na teplotě a tlaku kapaliny, s rostoucí teplotou se její velikost zmenšuje
- závislost na tlaku je zanedbatelná.
- u newtonských kapalin se v závislosti na tečném napětí nemění tzn. $\eta=\text{konst.}$
- u nenewtonských kapalin je její hodnota závislá na tečném napětí a smykové rychlosti
 $\eta = f(\tau; dv/dn)$

2.5.3 Kinematická viskozita

- je dána poměrem dynamické viskozity a hustoty:

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad [\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}] \quad (2.8)$$

- její velikost se vzrůstající teplotou klesá $\nu=f(t)$ (vliv tlaku je do hodnoty tlaku cca 50MPa zanedbatelný)

Viskozita je v hydraulice velmi důležitá, protože je na ní závislé tření vznikající při průtoku kapaliny potrubím. S rostoucí viskozitou se zvětšují tlakové ztráty a zároveň klesají průtokové ztráty.

Viskozita kapalin je závislá na teplotě, to se projevuje zejména u minerálních olejů používaných v hydraulice.

Závislost viskozity na teplotě:

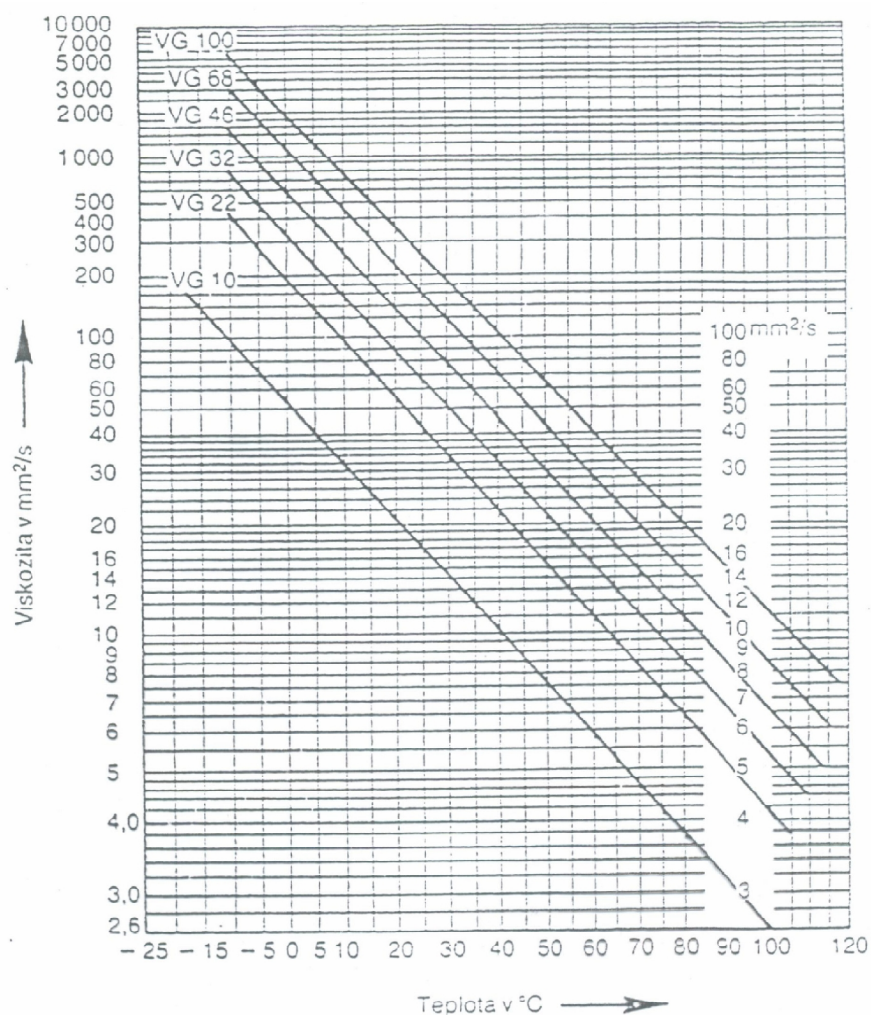
$$\eta = \eta_0 \cdot \left(\frac{t_0}{t}\right)^c \quad [\text{Pa} \cdot \text{s}] \quad (2.9)$$

η_0 – dynamická viskozita při teplotě t_0 [°C]

c – parameter jenž se u olejů pohybuje v rozmezí 2,5 .. 3,4 pro teploty $t = 25 \dots 54$ [°C]

Výrobci tuto závislost znázorňují pomocí grafu (viskozní křivka).

Diagram závislosti viskozity na teplotě dle ISO 3448 je na obr. 2. [9]



obr. 2. hodnoty viskozit dle ISO 3448

VG xx značí číslo třídy oleje, které udává jeho viskozitu [mm^2/s] při teplotě 40 [°C] Například oleje třídy VG 46 jsou určeny pro letní provoz ve střední Evropě. [9]

Jeden z možných způsobů jak udávat závislost viskozity na teplotě je *viskozní index*. Kapalina se srovnává s porovnávacími oleji s viskozními indexy 0 a 100. Čím je viskozní index vyšší, tím je viskozní křivka ploší. V dnešní době je viskozní index u minerálních olejů minimálně 90.

Význam závislosti viskozity na teplotě v hydraulice :

- u minerálních olejů dochází při nízkých teplotách k takovému zvýšení viskozity, že tlakové ztráty ve vedení významně rostou. To se nejdříve projeví v prodloužení doby rozběhu hydraulického mechanismu, zpomalením jeho chodu a hrozí i jeho úplné zastavení. Může docházet i ke kavitačním jevům.
- v případě vysokých provozních teplot dojde ke snížení viskozity na úroveň, při které může dojít i k zadření hydrogenerátoru či jiných prvků hydraulického obvodu. Zároveň se snižuje průtoková účinnost hydromotoru a hydrogenerátoru a zvětšuje se jejich opotřebení.

3 VYBRANÉ ZÁKONY HYDROMECHANIKY

3.1 Hydrostatika

Hydrostatika se zabývá rovnováhou sil působících na kapalinu v klidu, to je stav kdy se její částice vůči sobě nepohybují a objem kapaliny V je konstantní (nemění se). V tomto stavu je tečné napětí [2.5.1] od viskozity nulové, proto všechny rovnice platí jak pro ideální tak pro skutečnou kapalinu.

3.1.1 Tlak a jeho působení za klidu v kapalině:

Kapalina se nachází v rovnováze, když se její částice vůči sobě nepohybují (tvar objemu kapaliny se nemění).

Za tohoto stavu je tlak vyjádřen jako tlaková síla působící na jednotku plochy. Obecně je dán poměrem:

$$P = \frac{dF}{dS} \quad [\text{Pa}] \quad (3.1)$$

Chování tlaku v kapalině vyjadřuje Pascalův zákon, který zní takto:

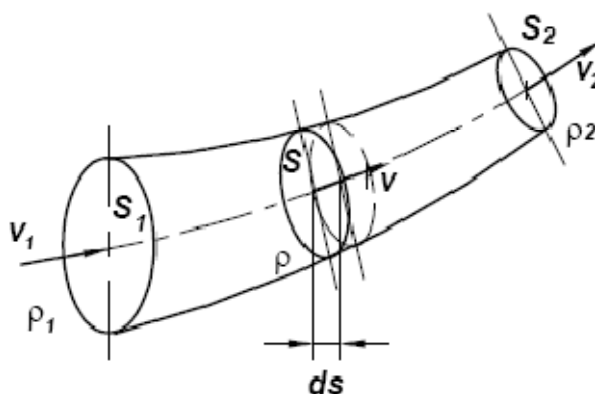
„Tlak působí v daném místě kapaliny všemi směry stejně a nezávisí na sklonu plochy, tzn. že tlak je skalární veličina”.

Na principu Pascalova zákona v hydraulice pracují například přímočaré hydromotory, lisy, hydraulické zvedáky atd.

3.2 Hydrodynamika

Hydrodynamika je jedna z důležitých oblastí hydromechaniky, která se zabývá prouděním kapalin.

3.2.1 Rovnice kontinuity pro jednorozměrné proudění



obr. 3. Potrubí s vyznačeným průtočným průřezem S a rychlostí v

Rovnice kontinuity vyjadřuje obecný fyzikální zákon o zachování hmotnosti. Znamená to, že kontrolní objem proudící kapaliny musí mít konstantní hmotnost a její změna musí být nulová. Změnou hmotnosti se myslí např. stlačování a rozpínání kapaliny.[3]

$$m = \text{konst.} \Rightarrow dm=0$$

Rovnice kontinuity pro jednorozměrné ustálené proudění:

- při ustáleném proudění platí nezávislost veličin na čase

$$Q_m = \rho \cdot S \cdot v = \text{konst} \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (3.2)$$

Q_m – hmotnostní průtok
 ρ – hustota kapaliny
 S – průtočný průřez
 v – rychlost proudění

Znamená to, že v každém průřezu potrubí na obr.3 [3] musí být splněno:

$$\rho_1 \cdot S_1 \cdot v_1 = \rho_2 \cdot S_2 \cdot v_2 = \rho \cdot S \cdot v = \text{konst} \quad (3.3)$$

Rovnice kontinuity pro jednorozměrné ustálené proudění nestlačitelné kapaliny:

- v tomto případě uvažujeme $\rho = \text{konst}$
- výsledkem je objem kapaliny proteklý za jednotku času

$$Q = v \cdot S = \text{konst} \quad [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}] \quad (3.4)$$

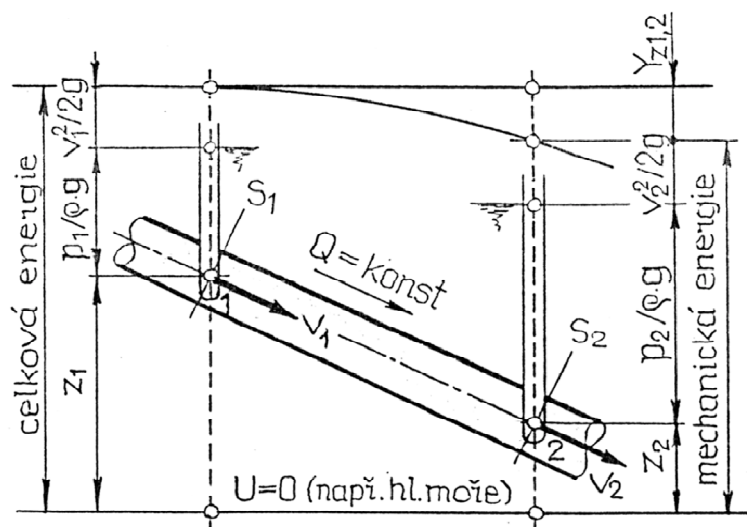
Opět platí rovnost:

$$S_1 \cdot v_1 = S_2 \cdot v_2 = S \cdot v = \text{konst} \quad (3.5)$$

3.2.2 Bernoulliova rovnice

Bernoulliova rovnice vychází z Eulerovy rovnice hydrodynamiky a udává zákon zachování energie při proudění kapaliny.

V případě proudění skutečné kapaliny se vlivem viskozity uvažují i třecí síly ($F_t \neq 0$). V rovnici tyto ztráty představuje veličina Y_z . Tato nevratná měrná energie se mění v teplo, proto se zmenšuje mechanická energie kapaliny, jak je patrné z obr.4. [3]



obr. 4. Celková měrná energie skutečné kapaliny

3.2.3 Bernoulliova rovnice pro proudění v ose potrubí mezi body 1 a 2:

$$\frac{v_1^2}{2} + \frac{p_1}{\rho} + g \cdot z_1 = \frac{v_2^2}{2} + \frac{p_2}{\rho} + g \cdot z_2 + Y_{z\,1,2} \quad (3.6)$$

$p_{1(2)}$ - tlak v bodě 1 (2)

$v_{1(2)}$ - rychlost kapaliny v bodě 1 (2)

$z_{1(2)}$ - polohová výška v bodě 1 (2)

ρ - hustota kapaliny

g - tíhové zrychlení

$Y_{z\,1,2}$ - ztrátová měrná energie

3.2.4 Ztrátová měrná energie

Ztrátová měrná energie se určuje z **Weisbachova** vztahu v němž jsou hydraulické ztráty vztaženy k měrné kinetické energii. Je vyjádřena součtem všech místních ztrát ξ_m (kolena, uzávěry, difuzory):

$$Y_z = \xi_c \cdot \frac{v^2}{2} = (\sum \xi_m + \sum \xi_t) \cdot \frac{v^2}{2} \quad (3.7)$$

ξ_c - celkový ztrátový součinitel mezi body 1 a 2 daného úseku

ξ_m - místních ztráty

ξ_t - ztráty způsobené třením po délce vypočítané ze vztahu:

$$\xi_t = \sum_{j=1}^n \lambda_j \cdot \frac{L_j}{D_{hj}} \cdot \frac{v_j^2}{2} \quad (3.8)$$

kde index j – je číselný index jednotlivých úseků potrubí 1 .. n (s různým průřezem S_j)

L_j – osová délka úseku potrubí s indexem j

λ_j – koeficient tření po délce na úseku potrubí s indexem j

D_{hj} – hydraulický průměr úseku potrubí s indexem j

Ztrátovou měrnou energii je také možno vyjadřovat vztahem:

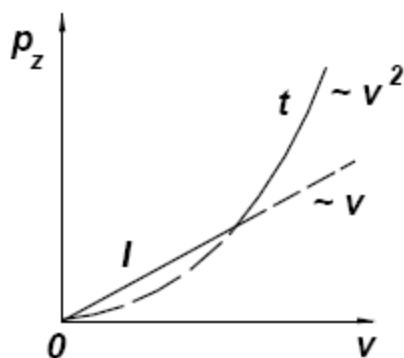
$$Y_z = \xi_c \cdot \frac{v^2}{2} = K_z \cdot Q^2 \quad (3.9)$$

,kde $K_z [m^{-4}]$ je výsledná ztrátová konstanta daného potrubí

4 HYDRAULICKÉ ODPORY

4.1 Druhy proudění skutečné kapaliny:

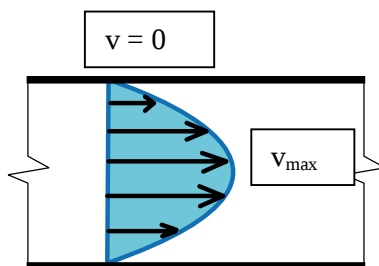
Skutečná kapalina může proudit buď laminárně nebo turbulentně. Oba druhy proudění se liší rychlostním profilem a velikostí hydraulických ztrát. U laminárního proudění platí lineární závislost hydraulického odporu proti pohybu p_z na rychlosti v , u turbulentního proudění je závislý na druhé mocnině rychlosti – obr. 5. [4]



obr. 5. Závislost p_z na rychlosti v

4.1.1 Laminární proudění

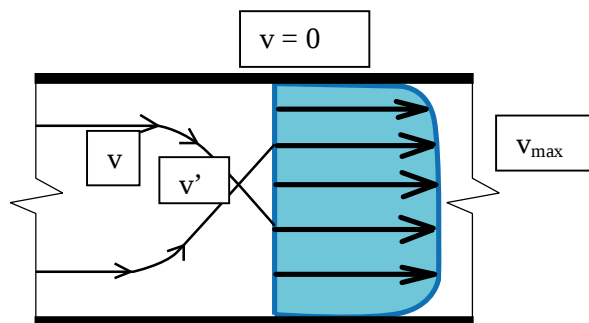
Jedná se o proudění při kterém se částice pohybují ve vrstvách, přičemž nedochází k přemísťování částic napříč průřezem. U laminárního proudění v potrubí má rychlostní profil tvar rotačního paraboloidu. Tento rychlostní profil laminárního proudění jsem znázornil na obr. 6. Přechod mezi režimy laminárního a turbulentního proudění nastává při kritické rychlosti závislé na viskozitě a průřezu potrubí. Pro určení typu proudění se používá Reynoldsovo číslo, které je bezrozměrné.



obr. 6. Laminární proudění

4.1.2 Turbulentní proudění

Při turbulentním proudění – obr. 7. - částice obsahují kromě postupné rychlosti v i turbulentní složku rychlosti v' , kterou se částice přemísťují po průřezu. Turbulentní rychlost mění s časem svou velikost i směr $v' = v'(t)$. Rychlostní profil turbulentního proudění v potrubí se podobá obdelníku, a to tím více, čím větší je turbulence.



obr. 7. Turbulentní proudění

4.1.3 Reynoldsovo číslo

Reynoldsovo číslo Re [-] slouží k určení druhu proudění kapaliny a k výpočtu koeficientu tření λ . Pro potrubí kruhového průřezu je:

$$Re = \frac{v_s \cdot d}{\nu} \quad (4.1)$$

v_s – střední rychlost v potrubí [$m \cdot s^{-1}$]

d – průměr potrubí

ν - kinematická viskozita [$m^2 \cdot s^{-1}$]

Při kritickém Reynoldsově čísle Re_k dochází k přechodu mezi laminárním a turbulentním prouděním.

$Re > Re_k \Rightarrow$ proudění je turbulentní

$Re < Re_k \Rightarrow$ proudění je laminární

Pro potrubí kruhového průřezu se udává přechod mezi laminárním a turbulentním prouděním hodnota Re_k v rozmezí 2000 až 2300

4.2 Odpor proti pohybu kapaliny

V úseku přímého potrubí při proudění skutečné kapaliny dochází ke ztrátám, ty se v hydraulice označují jako R . V důsledku ztrát dochází k přeměně kinetické energie na tepelnou a tím ke vzniku úbytku tlaku Δp . Pro určení tlakového úbytku se ve výpočtech používá koeficient tření λ vypočítaný z Reynoldsova čísla. Pro kruhové potrubí průměru d a délky l je Δp :

$$\Delta p = \frac{\lambda \cdot l \cdot \rho \cdot v^2}{d \cdot 2} \quad [Pa] \quad (4.2)$$

Pro laminární proudění závisí λ pouze na Re :

$$\lambda = \frac{64}{Re} = \frac{64 \cdot \nu}{v_s \cdot d} \quad (4.3)$$

Odpor proti pohybu je obecně definován jako:

$$R = \frac{d(\Delta p)}{dQ^n} \quad (4.4)$$

- pro oblast laminárního proudění je $n=1$ tzn. odpor je lineárně závislý na průtoku:

$$R_L = \frac{\Delta p}{Q} \quad [\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-5}] \quad (4.5)$$

- pro oblast turbulentního proudění je $n=2$, odpor je nelineární:

$$R_T = \frac{\Delta p}{Q^2} \quad [\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-5}] \quad (4.6)$$

Porovnáním tlakového úbytku při laminárním proudění v přímém potrubí kruhového průřezu a Δp určeného s využitím koeficientu tření se určí odpor proti pohybu R_L :

$$R_L = \frac{128 \cdot \rho \cdot l \cdot \nu}{\pi \cdot d^4} \quad [\text{N} \cdot \text{m}^{-5} \cdot \text{s}] \quad (4.7)$$

Při proudění v přechodové oblasti turbulentního proudění je koeficient tření závislý na Reynoldsově číslu Re a poměrné drsnosti vnitřního povrchu k_r . Poměrná drsnost je dána poměrem střední absolutní hodnoty výšky nerovnosti povrchu k průměru potrubí:

$$k_r = \frac{k}{d} \quad (4.8)$$

Hodnota koeficientu tření se uvádí v podobě empiricky zjištěných vztahů, jako je třeba Blasiusův vztah pro hladkou trubku kruhového průřezu:

$$\lambda = \frac{0,316}{\sqrt[4]{Re}} \quad (4.9)$$

Pro oblast plně turbulentního proudění v drsném potrubí platí:

$$\lambda = \left(\frac{200}{Re \cdot k_r} \right) \quad (4.10)$$

Odpor proti pohybu u turbulentního proudění je pro přímé kruhové potrubí:

$$R_T = \frac{\lambda \cdot l \cdot \rho}{d \cdot 2 \cdot S^2} = \frac{8 \cdot \lambda \cdot l \cdot \rho}{\pi^2 \cdot d^5} \quad [\text{N} \cdot \text{m}^{-8} \cdot \text{s}^2] \quad (4.11)$$

4.3 Odpor proti deformaci

Pomocí odporu proti deformaci můžeme vyjádřit závislost mezi změnou tlaku a změnou objemu kapaliny. Při změně tlaku Δp dojde ke změně objemu kapaliny ΔV :

$$D = \frac{\Delta p}{\Delta V} \quad (4.12)$$

,kde D značí hodnotu odporu proti deformaci.

Dále je možno odpor proti deformaci vyjádřit porovnáním tlakových změn Δp z předchozího vztahu a vzorce pro stlačitelnost kapaliny [2.3]:

$$D = \frac{K}{V} \quad [\text{N} \cdot \text{m}^{-5}] \quad (4.13)$$

Změnu objemu v čase lze vyjádřit jako:

$$\Delta V = \int_0^t Q(t) dt \quad (4.14)$$

Po jejím dosazení do základní rovnice odporu proti deformaci dostaneme:

$$D = \frac{\Delta p}{\int_0^t Q(t) dt} \Rightarrow Q = \frac{1}{D} \cdot \frac{dp}{dt} \quad (4.15)$$

4.3.1 Hydraulická kapacita

- je definována, jako převrácená hodnota odporu proti deformaci:

$$C_H = \frac{1}{D} = \frac{\Delta V}{\Delta p} \Rightarrow Q = C_H \cdot \frac{dp}{dt} \quad (4.16)$$

5 VYBRANÉ PRVKY HYDRAULICKÝCH MECHANISMŮ

V hydraulice existuje velké množství nejrůznějších prvků, díky kterým lze řídit velikost a směr toku energie přenášené kapalinou mezi jednotlivými částmi hydraulického obvodu. Zde jsem uvedl popis několika hydraulických zařízení, které hrají v silové části PVE podstatnou roli. Více o vlastnostech hydraulických prvků lze nalézt v [1].

5.1 Hydromotory

Hydromotor je zařízení převádějící tlakovou energii kapaliny na mechanickou energii. Jedná se tedy o výstupní prvek hydraulického obvodu. Výstupními veličinami jsou buď moment a otáčky u rotačních hydromotorů nebo síla a rychlost v případě přímočarých hydromotorů. Rotační hydromotory jsou většinou konstrukčně podobné hydrogenerátorům. Nejjednodušší z hlediska konstrukce jsou pístové přímočaré hydromotory, kterých je několik typů. Jeden z nich a to přímočarý hydromotor s jednostrannou pístnicí, který je prvkem modelovaného obvodu silové části PVE je na obr. 23.

Rozdělení hydromotorů: [5]

- rotační – lamelové, pístové (axiální, radiální, řadové)
- přímočaré pístové – jednostranné, oboustranné, teleskopické, s plunžrem
- s kyvným pohybem

5.2 Řídící hydraulické prvky

V hydraulických obvodech je obvykle třeba regulovat velikost průtoku kapaliny a její tlak v závislosti na požadavcích výstupních prvků. Tuto regulaci provádí řídicí prvky mezi jejichž základní úkoly patří:

- hrazení průtoku
- řízení průtoku
- řízení tlaku kapaliny

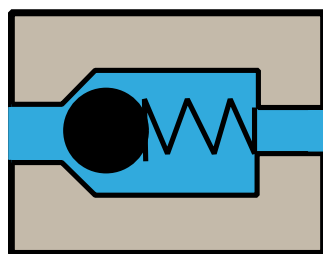
Základní konstrukční prvky, které provádí toto řízení jsou:

- šoupátka, kuličky, kuželky – používané především pro hrazení a řízení velikosti průtoku
- clona, tryska, kuželky a jejich kombinace – pro řízení tlaku

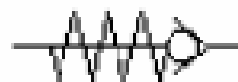
Všechny tyto prvky jsou v hydraulice odpory proti pohybu v nichž dochází k přeměně tlakové energie kapaliny na energii tepelnou.

5.2.1 Jednosměrné ventily

Funkcí jednosměrného ventilu je hrazení průtoku v jednom směru. Prvek regulující průtok (kuželka, kulička) je za klidu ovládán statickým tlakem, za pohybu většinou tlakem dynamickým případně silou pružiny – obr. 8.



obr. 8. a) Kuličkový jednosměrný ventil

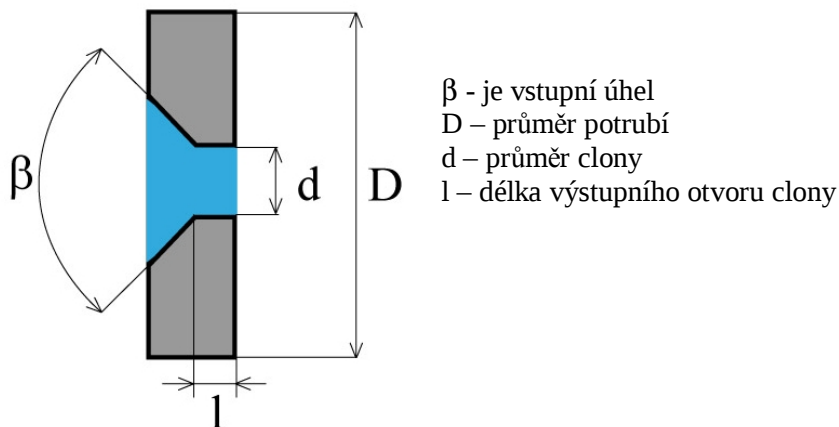


b) Značka dle ČSN ISO 1219-1

V řídicích hydraulických obvodech se využívají jednosměrné kuličkové a jehlové ventily konstruované pro menší světlost. Pro hrazení velkých průtoků jsou používány většinou jednosměrné ventily s kuželkou a to z důvodu zajištění těsnosti v uzavřeném směru.

5.2.2 Clony

Clony představují konstantní hydraulické odpory, kterými řídíme velikost tlakového spádu, či udržujeme konstantní průtok do základních konstrukčních částí hydraulického obvodu. Clona je tvořena kruhovým otvorem v clonovém kotouči umístěném v potrubí. Jak taková clona vypadá jsem nakreslil na obr. 9 **Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.**



obr. 9. Clona

Výstupním parametrem clony je její průtok Q , jež nejvíce ovlivňují tlakový spád Δp (rozdíl tlaků před a za clonou), průtokový součinitel α a průtočný průřez S_{pr} .

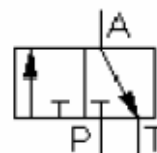
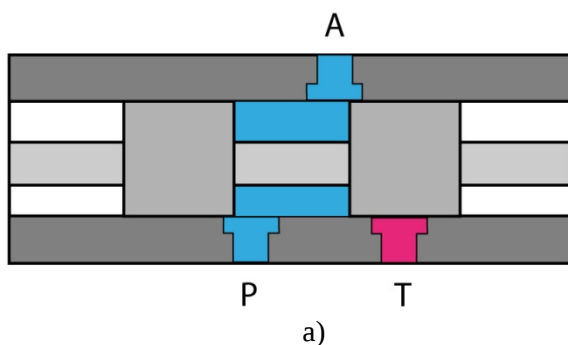
Průtok vyjádřený z Bernoulliho rovnice je dán:

$$Q = \alpha \cdot S_{pr} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} \quad (5.1)$$

Průtokový součinitel α se určuje experimentálně a závisí především na Reynoldsově čísle, poměru průměru škrťacího otvoru k průměru potrubí d/D a vstupním úhlu β .

5.2.3 Šoupátkové rozvaděče

Nejrozšířenějšími prvky pro hrazení průtoku v hydraulických obvodech jsou zařízení jejichž základním konstrukčním celkem je šoupátko. Základní rozdělení šoupátkových rozvaděčů je podle počtu poloh a funkčních kanálů, kterými může proudit kapalina, to se zpravidla zapisuje jako číselná hodnota oddělená lomítkem. Jako příklad jsem nakreslil dvoupolohový třicestný rozvaděč, uvedený na obr. 10 a) s označením jako 3/2. Počet cest a poloh znázorňuje i příslušná grafická značka – obr. 10 b), její součástí bývá obvykle i způsob ovládání. [1]



obr. 10. Dvoupolohový třicestný rozvaděč

Jako P se značí kanál připojený ke zdroji tlakové energie. T je kanál do odpadní nádrže a písmeny A,B,.. jsou označeny výstupní kanály (vedoucí např. do hydromotoru). V základní poloze definované u elektromagneticky ovládaných rozvaděčů nulovým řídicím signálem proudí kapalina pouze kanály P a A, zatímco kanál T je uzavřen. Přestavením šoupátka vlivem vnější síly se kanál P uzavře a kapalina bude proudit z kanálu A do odpadu T.

Rozdělení rozvaděčů podle počtu poloh:

- dvupolohové
- třípolohové
- vícepolohové

Rozdělení rozvaděčů podle počtu cest:

- dvou až pěticestné
- vícecestné

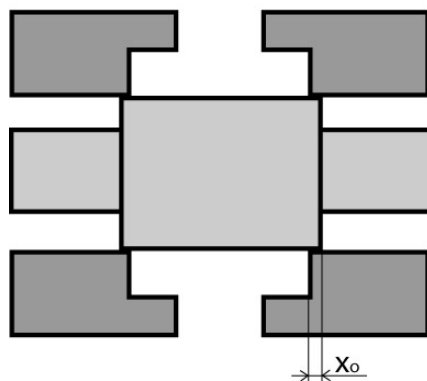
Rozdělení rozvaděčů podle typu ovládání:

- ruční
- mechanické
- elektromagnetické
- hydraulické
- pneumatické
- kombinace předchozích typů

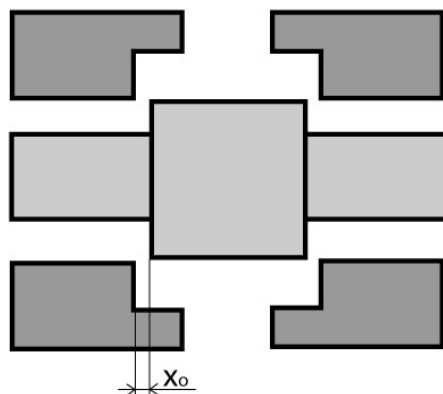


obr. 11. Schematická značka elektromagneticky ovládaného rozvaděče

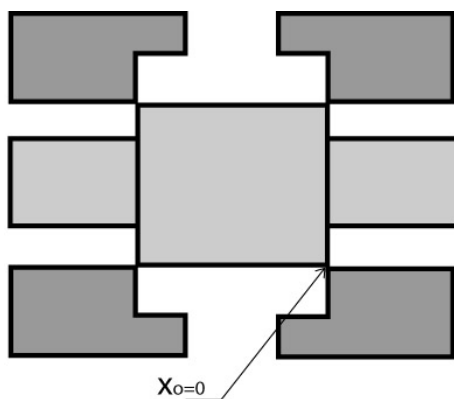
U rozvaděčů má velký vliv na jejich funkci uspořádání hran šoupátka vůči pouzdu s kanály, které je charakterizováno krytím. Rozlišujeme tři typy krytí obr. 12.



a) pozitivní krytí



b) negativní krytí



c) nulové krytí

obr. 12. Způsoby krytí šoupátek rozvaděčů

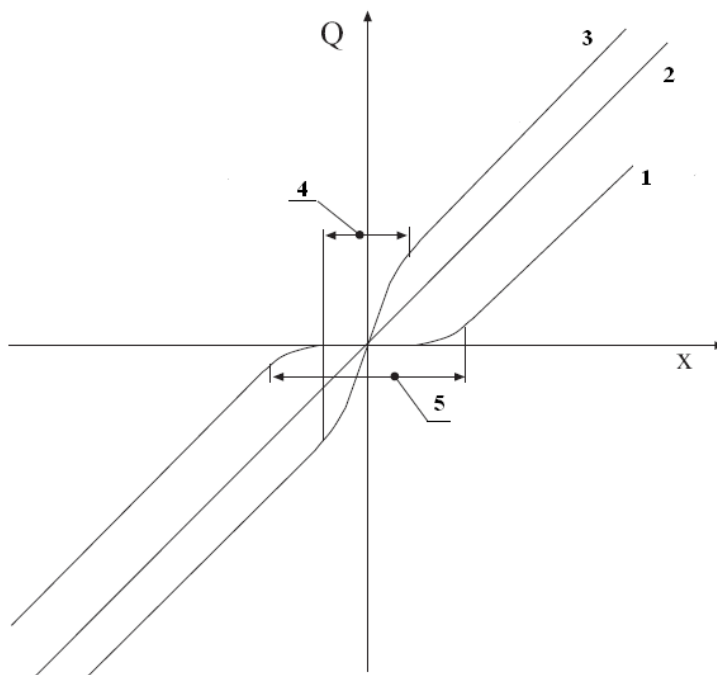
Pozitivní krytí obr.12 a) je nejpoužívanější. Vyznačuje se větší těsností ve střední poloze (velmi malými průsaky kapaliny), ale při přesouvání šoupátka nastává krátký časový úsek, kdy jsou všechny kanály uzavřeny. To má za následek vznik tlakových špiček, které se eliminují úpravou řídících hran šoupátka (tzn. jejich zkosením nebo trojúhelníkovým drážkováním). Platí, že čím větší překrytí tím menší jsou ztráty vlivem průsaků kapaliny.

V případě *negativního* krytí obr. 12 b) je propojen přívodní kanál P s kanálem odpadním T, tím pádem dochází k bezztrátovému přestavování šoupátka.

Nejvýhodnější je *nulové* krytí, které se však z důvodů ekonomických a výrobní náročnosti příliš nepoužívá – obr. 12 c).

Na obr. 13 jsem znázornil závislost průtoku Q rozvaděčem na poloze šoupátka x pro různá krytí:

- 1 - pozitivní krytí
- 2 - nulové krytí
- 3 - negativní krytí
- 4 - hodnota negativního krytí
- 5 - velikost překrytí u pozitivního krytí

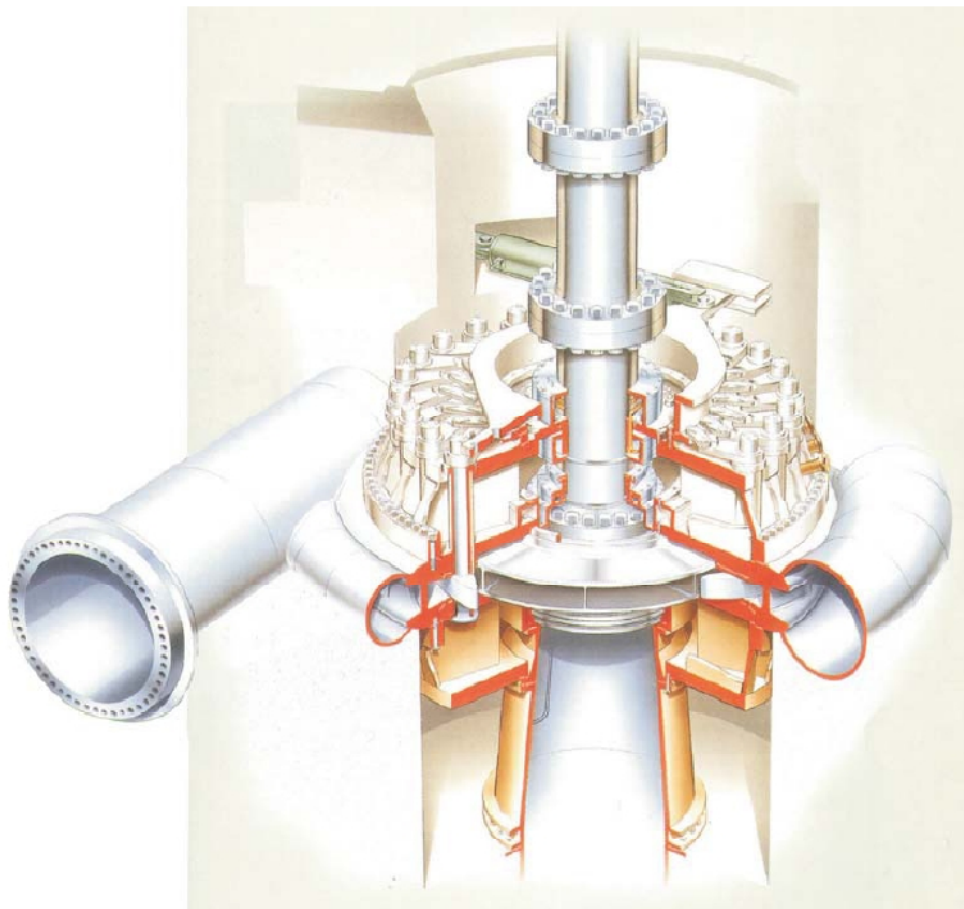


obr. 13. Průtočná charakteristika rozvaděče

6 ROZBOR REGULOVANÉ SOUSTAVY

Regulovaná soustava, kterou jsem se v diplomové práci zabýval má za úkol zajišťovat otevírání a zavírání rozváděcích lopatek oběžného kola Francisovy reverzní turbíny. Reverzní turbína může pracovat jak v turbínovém tak v čerpadlovém provozu, proto je ve spojení s generátorem využívána u přečerpávacích vodních elektráren (PVE).

V turbínovém provozu turbína pracuje jako zdroj energie, přeměňuje tedy pohybovou energii vody, proudící při otevření rozváděcích lopatek do jejího pracovního prostoru, na energii elektrickou. To zajišťuje generátor, který je přímo spojený s turbínou. V čerpadlovém provozu je tomu naopak, energie elektrická pohání turbínu. Průřez turbínou je na obr. 14. , je zde vidět jeden z hydromotorů ovládající pohyb celého kinematického mechanismu rozváděcích lopatek. [10]



obr. 14. Francisova reverzibilní turbína

6.1 Silová část před GO

Celý regulační obvod, který ovládá činnost rozváděcích lopatek se nazývá silová část regulace PVE. Jedná se o jednu z důležitých částí celého systému vodní elektrárny. Obecně lze říct, že její činnost zajišťují čtyři hlavní části vyznačené na obr. 15. číslý1 až 4:

- regulátor polohy A-ROT - 1
- elektrohydraulický převodník - 2
- hlavní rozvodné šoupátko - 3
- dvojice servomotorů - 4

b) Elektricko hydraulický převodník:

EHP je tvořen elektricko-mechanickým převodníkem (EMP) spojeným s mechanickohydraulickým převodníkem (MHP). MHP ovládá pomocí pákového mechanismu zdvih hlavního rozvodného šoupátka, který je úměrný vstupnímu napětí přivedeného na vstup do EMP. [7]

c) Hlavní rozvodné šoupátko:

Velikost průtoku hlavním rozvodným šoupátkem je úměrná jeho zdvihu. Důležitou charakteristikou HRS je jeho krytí [5.2.3], které má velký vliv na necitlivost polohové regulace.

d) Servomotory:

Servomotory jsou tomto případě výstupním prvkem hydraulického obvodu. Tlak kapaliny přivedené z HRS působí tlakovou silou na píst, jenž díky této působící síle uvede do pohybu nejen sebe, ale i celý mechanismus rozváděcích lopatek s nimiž je spojen. Výstupní veličinou je zdvih tzn. žádaná hodnota otevření rozváděcích lopatek.

6.2 Silová část po GO

PVE Dalešice už od zahájení provozu obsahuje celkem čtyři turbosoustrojí jejichž primárním účelem je výroba elektrické energie z energie vodní. Každé soustrojí má výkon 110 MW. Tyto turbosoustrojí jsou zde označeny jako TG 1, TG2, TG3, TG4. Od roku 1999 byly tato zařízení postupně rekonstruovány. Jako poslední bylo firmou ČKD Blansko Strojírny, a.s. v rámci generální opravy (GO) rekonstruováno soustrojí TG2.

V rámci GO byl vyměněn původní elektrohydraulický převodník za servoventil Bosch NG10 a HRS o původním průměru 200 [mm] za nové šoupátko o průměru 160 [mm]. Původní analogový elektrohydraulický regulátor A-ROT-06 nahradil digitální regulátor od firmy ZAT Příbram.

Následně zde byla provedena měření silové části TG2 po GO firmou OSC při nichž byly zjištěny tyto skutečnosti:

- doby závěru a otevření T_g a T_f se před a po rekonstrukci změnily velmi málo a odchylky jsou z provozního hlediska zanedbatelné.
- úroveň přepínání rychlosti zavírání je na 48 %, což odpovídá stavu před rekonstrukcí.
- krytí hlavního rozvodného šoupátka činí v době uvedení do provozu 0.75 mm. To se pravděpodobně projeví pozitivně na snížené četnosti dočerpávání ČARu (čerpací agregát).
- doba mezi dočerpáváním dle provozních záznamů činí řádově hodiny.
- necitlivost polohové regulace je z důvodu vyššího krytí šoupátka výrazně větší oproti stavu před rekonstrukcí. Pro běžný provoz však regulace vyhovuje. S postupným mechanickým opotřebením šoupátka dojde v průběhu provozu k zlepšení parametrů regulace.
- pokud současné krytí šoupátka nevyhoví pro náročnější druhy regulací (např. black-start a ostrovní provoz), bude nutno krytí šoupátka upravit.

Výsledky výše uvedených měření jsem využil při verifikaci počítačového modelu silové části. Schéma zapojení silové části po GO nebylo k dispozici, proto bylo předpokládáno, že celá soustava funguje následovně:

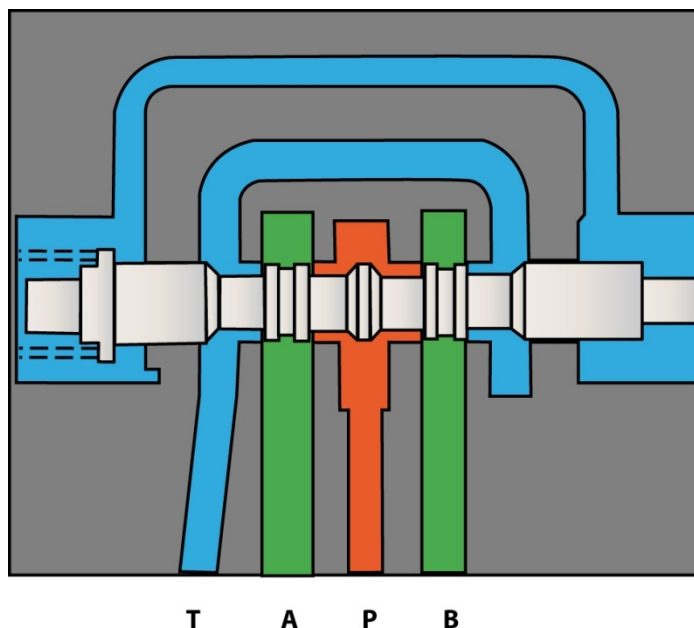
V obvodu jsou celkem dvě regulační smyčky. První obsahuje PI regulátor, jehož vstupem je regulační odchylka z rozdílu žádané hodnoty otevření rozváděcího kruhu a skutečné hodnoty otevření získané ze snímače. Druhá vnitřní smyčka obsahuje P regulátor do nějž je přiveden signál z rozdílu hodnot žádaného zdvihu HRS z první smyčky a skutečného zdvihu HRS ze snímače. Vygenerované napětí o velikosti ± 10 [V] z druhé smyčky je přivedeno na vstup servoventilu Bosch. Podle úrovně vstupního napětí se přestavuje šoupátko servoventilu jehož výstupní kanál je spojen s činným prostorem HRS, tlakem oleje ze servoventilu je tedy ovládán zdvih HRS. V závislosti na zdvihu HRS se začnou otevírat výstupní kanály vedoucí do pracovních prostorů hydromotorů a začne jimi proudit olej ze zdroje tlaku (potrubí se za HRS rozděluje na dvě části vedoucí k jednotlivým servomotorům). Tlakem působící kapaliny se začnou pohybovat servomotory a tím i otevírat rozváděcí lopatky oběžného kola. Velmi důležitou roli zde hrají clony umístěné v potrubí mezi HRS a hydromotory, které omezují rychlost otevírání (zavírání) rozváděcího kola. O těchto clonách nebyly poskytnuty žádné bližší informace.

7 NÁVRH MODELŮ SILOVÉ ČÁSTI

Pro modelování silové části regulace jsem použil program Matlab-Simulink verze 6.5. Modely byly sestaveny na základě fyzikálního popisu diferenciálními rovnicemi, které dostatečně přesně popisují činnost uvedených hydraulických prvků. Celkový počítačový model je možno nalézt na přiloženém DVD.

7.1 Servoventil

Servoventil je řízen napětím označeným jako U_{Bosch} z regulátoru vnitřní smyčky, ovládajícím úroveň zdvihu HRS. Šoupátko servoventilu je na obr. 16. A, B jsou výstupní kanály. P je přívodní a T odpadní kanál.



obr. 16. Šoupátko servoventilu

Jedná se o proporcionální servoventil jehož dynamické vlastnosti můžeme popsat proporcionálním členem se setrvačností 2. řádu: [6]

$$T_{sv}^2 \cdot \ddot{x}_{sv} + 2\xi_{sv} \cdot T_{sv} \cdot \dot{x}_{sv} + x_{sv} = K_{sv} \cdot u_{bosch} \quad (7.1)$$

Pro potřeby modelování je vhodná úprava na ODR 1. řádu:

$$\ddot{x}_{sv} = \frac{1}{T_{sv}^2} \cdot (K_{sv} \cdot u_{bosch} - 2\xi_{sv} \cdot T_{sv} \cdot \dot{x}_{sv} - x_{sv}) \quad (7.2)$$

, kde $\ddot{x}_{sv}$, $\dot{x}_{sv}$, x_{sv} jsou zobecněné souřadnice:

$$\ddot{x} = a = \frac{dv}{dt} \quad \dot{x} = v = \frac{dx}{dt} \quad (7.3)$$

Časová konstanta T_{sv} a zesílení K_{sv} je vyjádřeno jako:

$$T_{sv} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot f_{sv}} \quad K_{sv} = \frac{x_{max}}{u_{bosch \ max}} \quad (7.3)$$

, kde x_{max} je maximální zdvih servoventilu v poměrných hodnotách.

Při určování průtoku servoventilem je pro správnost výpočtu nutno uvažovat směr průtoku, což zajišťuje v matlabu funkce sign. Z důvodu zrychlení výpočtu je vhodné použít blok matlab function a jako parametr použít funkci sign.

Průtok servoventilem :

$$Q_i = \xi_{pr_souc_sv} \cdot S_{pr} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |\Delta p_i|}{\rho}} \cdot \text{sign } \Delta p_i \quad \text{pro } i \in \{PA, PB, AT, BT\} \quad (7.4)$$

, kde S_{pr} je průtočná plocha:

$$S_{pr} = \pi \cdot D_{sv} \cdot (x_{sv} \pm \text{kryti}_{sv}) \quad (7.5)$$

Průtok výstupními kanály je pak dán jako:

$$\begin{aligned} Q_A &= Q_{PA} - Q_{AT} \\ Q_B &= Q_{PB} - Q_{BT} \end{aligned} \quad (7.6)$$

Popis všech veličin použitých v modelu je v tab. 1. Prázdná buňka tabulky znamená, že hodnota je získána až v průběhu výpočtu. Buňka bez výplně (bílé barvy) ve sloupci veličiny značí odhadnutou hodnotu.

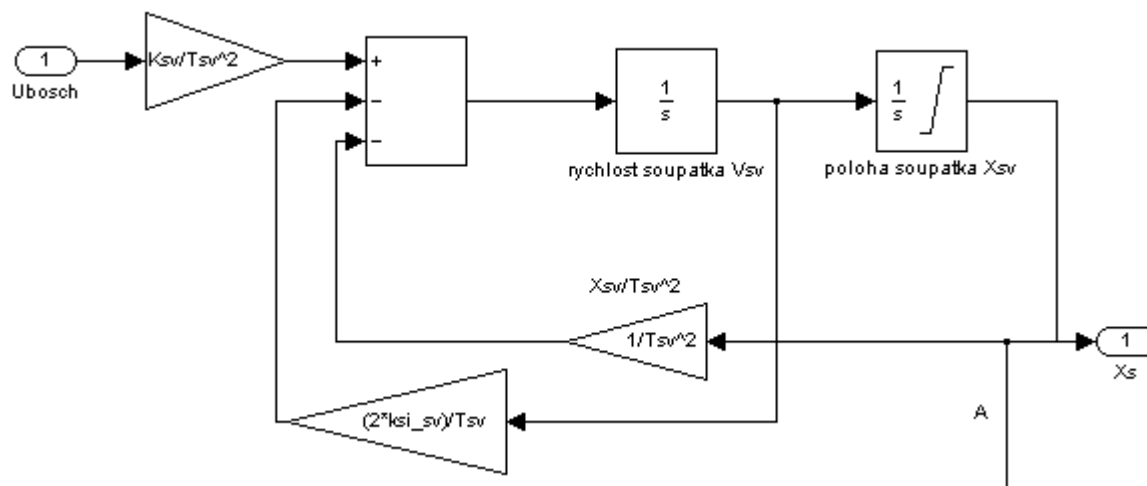
Veličina	Popis veličiny	Hodnota použitá v modelu	Jednotka Si
$a, \ddot{x}_{sv}$	zrychlení šoupátka servoventilu		$m^{-2} \cdot s$
D_{sv}	průměr činného válce servoventilu	0.01	m
f_{sv}	vlastní frekvence servoventilu	60	Hz
kryti_{sv}	krytí servoventilu v poměrných hodnotách	0	-
K_{sv}	zesílení servoventilu	0.1	-
ξ_{sv}	tlumení servoventilu	0.75	-
$\xi_{pr_souc_sv}$	průtokový součinitel servoventilu	$4,2536 \cdot 10^{-4}$	-
ρ	hustota oleje protékajícího servoventilem	900	kg/m^3
T_{sv}	časová konstanta servoventilu	$2,65 \cdot 10^{-3}$	s
u_{bosch}	řídící napětí servoventilu	± 10	V
$u_{bosch\ max}$	maximální řídící napětí servoventilu	10	V
$v, \dot{x}$	rychlost přestavování servoventilu		m/s
x_{sv}	velikost otevření v poměrných hodnotách	$< -1, 1 >$	-
x_{max}	maximální zdvih servoventilu	1	-
Δp_i	tlakové spády na škrtkách hranách servoventilu		Pa
P, A, B, T	zdroj tlaku P, výstupní kanály (A, B), odpad T		-

tab. 1. Veličiny použité při výpočtu servoventilu

Pozn. Aby jsem zachoval průtok servoventilem Q v základní jednotce tj. $[m^3/s]$ zmenšil jsem hodnotu průtokového součinitele servoventilu 1000x.

7.1.1 Model dynamické části servoventilu

Model dynamické části servoventilu sestavený z rovnice (7.2) je na obr. 17. Tato část modelu slouží především k získání aktuální hodnoty polohy šoupátka servoventilu (tedy velikost otevření výstupních kanálů A, B). Z této hodnoty je poté určen výsledný průtok servoventilem Q.



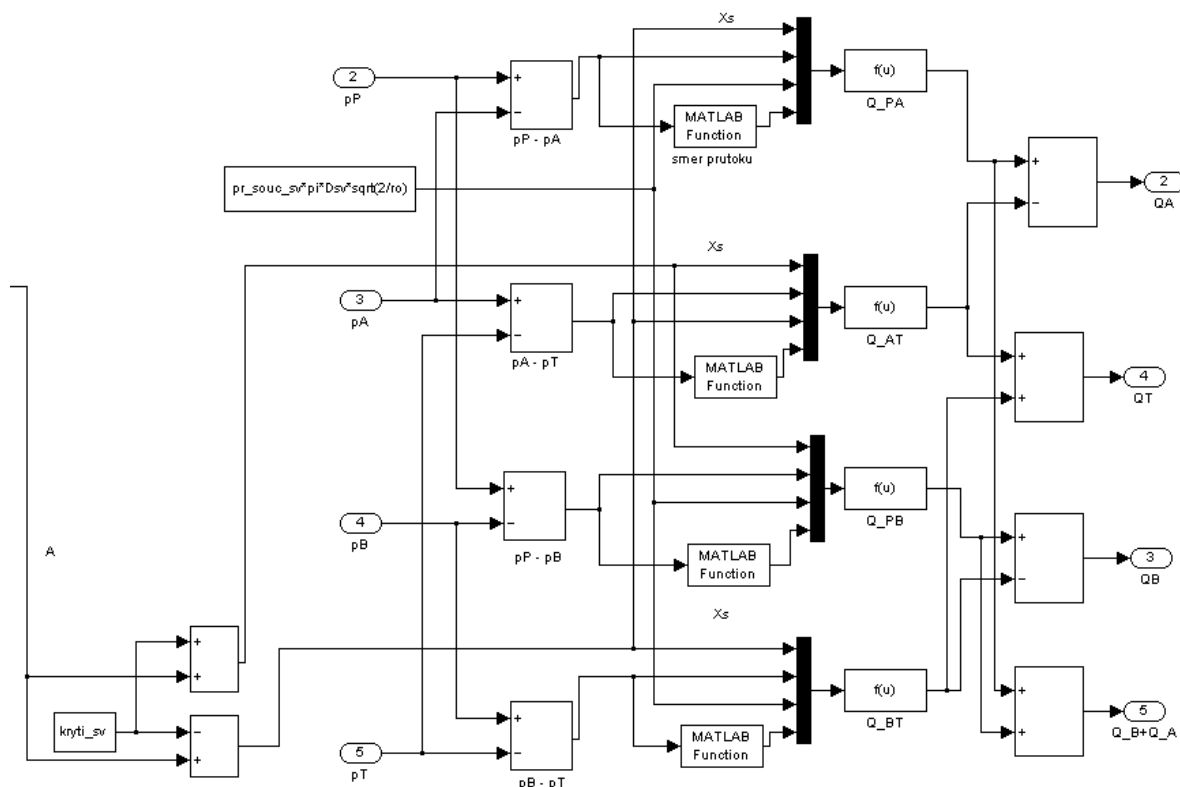
obr. 17. Schéma modelu servoventilu v simulinku

Písmeno A na obr. 17. značí místo odkud je vedena aktuální hodnota otevření x_{sv} do části modelu, kde se určí průtok servoventilem obr. 18.

7.1.2 Model průtokové části servoventilu

Získanou hodnotu zdvihu servoventilu k níž slouží dynamická část modelu servoventilu jsem využil v modelu průtokové části servoventilu. Čím větší je poměrná hodnota otevření výstupního kanálu servoventilu tím větší je průtok servoventilem. Tento průtok je podle údajů výrobce maximálně 100 [l/min] při maximálním tlakovém spádu 70 [bar]. Dosazením těchto hodnot do rovnice (7.4) jsem získal odhad průtokového součinitele servoventilu $\xi_{pr_souc_sv}$.

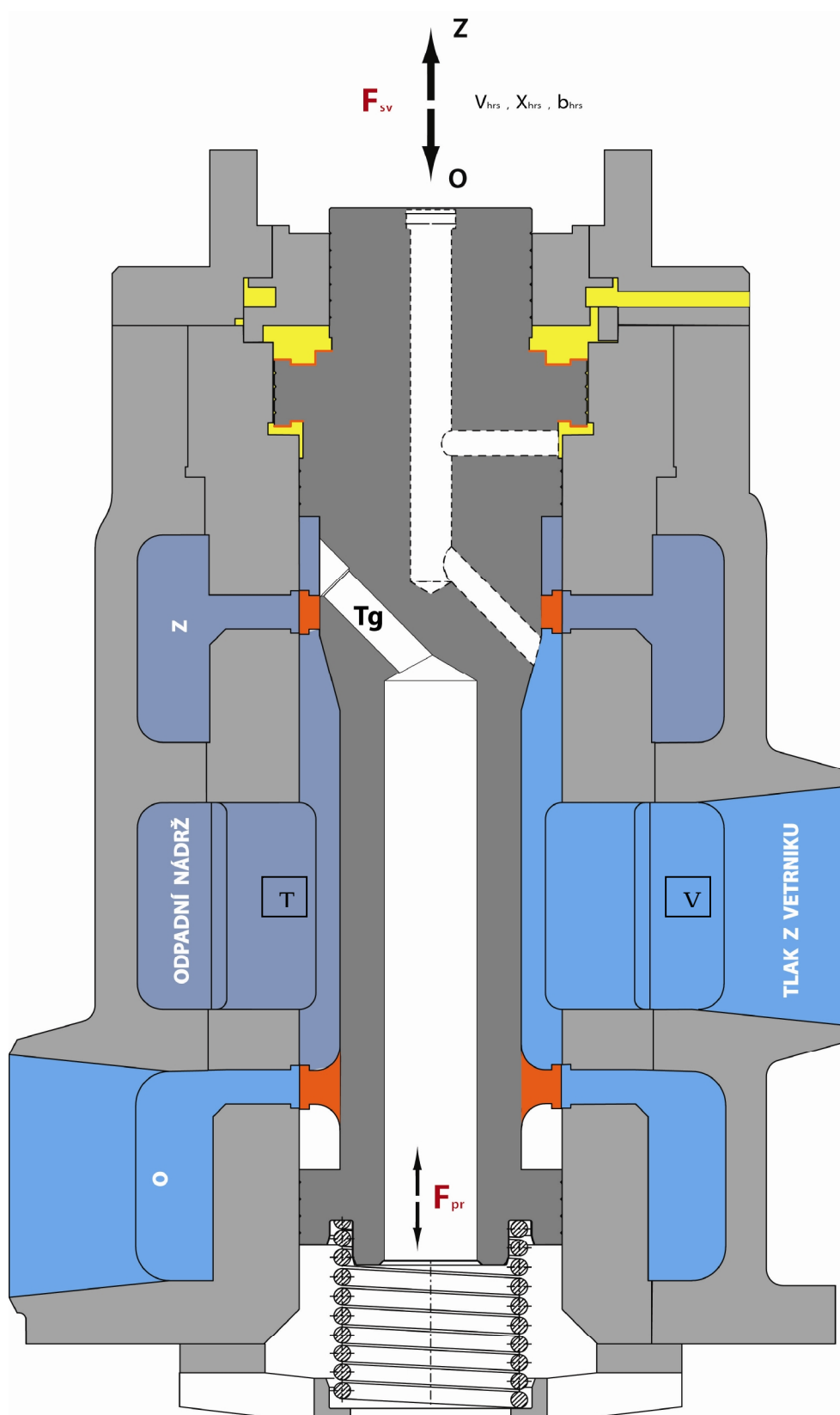
Změnou parametrů servoventilu z tab. 1 je možné modelování různých druhů servoventilů. Kanály QT a Q_B+Q_A jsou použitelné pro případ negativního krytí, kdy ve střední poloze teče olej oběma výstupními kanály [5.2.3].



obr. 18. Schéma části modelu sloužící k výpočtu průtoku servoventilem

7.2 Hlavní rozvodné šoupátko

Hlavní rozvodné šoupátko je složeno ze dvou hlavních částí. První, který jsem pojmenoval jako činný prostor HRS a je na obr.20 slouží k jeho zdvihu, z něhož se otevřením příslušného kanálů vyvodí průtok oleje do servomotorů. Zdvih hlavního rozvodného šoupátka je ovládán tlakem oleje ze servoventilu. Prostor, který zaplňuje olej přivedený ze servoventilu je na obr. 20. vyznačen žlutou barvou. Pro případ otevírání rozváděcích lopatek působí na šoupátko HRS tlak oleje proudící ze servoventilu do činného prostoru tzn. pružina je stlačována silou F_{sv} . V případě zavírání rozváděcích lopatek je servoventil přestaven tak, aby olej mohl odtékat do odpadu. Tím poklesne tlak v činném prostoru HRS. Silou pružiny F_{pr} je šoupátko vytlačováno směrem nahoru. Hlavní rozvodné šoupátko na obr.19. jsem nakreslil podle výkresu sestavy skutečného HRS, který dodala firma Exmont – Energo a.s. Součástí HRS je i clona T_g , která omezuje průtok do servomotorů při otevírání.



obr. 19. Hlavní rozvodné šoupátko

Pohybová rovnice hlavního rozvodného šoupátka pro případ otevírání:

$$m_{hrs} \cdot \ddot{x}_{hrs} + b_{hrs} \cdot \dot{x}_{hrs} = F_{sv} - F_{pr} \quad (7.7)$$

Úprava pohybové rovnice pro simulink na ODR 1. řádu:

$$\ddot{x} = \frac{1}{m_{hrs}} \cdot (F_{sv} - F_{pr} - b_{hrs} \cdot \dot{x}) \quad (7.8)$$

Síla F_{sv} je vypočítaná z tlaku oleje z připojeného servoventilu, který je určen z průtoku oleje činným prostorem HRS (7.9).

$$F_{sv} = p_{hrs} \cdot S_{hrs} \quad (7.9)$$

Síla, kterou působí pružina je dána její tuhostí k a zdvihem HRS.

$$F_{pr} = k \cdot x_{hrs} \quad (7.10)$$

Skutečný průtok do činného prostoru HRS ze servoventilu (7.11) jsem počítal z teoretického průtoku stanoveného z rychlosti pohybu HRS, činné plochy HRS a hydraulické kapacity. Ztráty vlivem průsaků a tření jsem kvůli zjednodušení neuvažoval. Detail činného prostoru HRS i s popisem veličin, který jsem nakreslil je na obr. 20.

$$Q_{hrs} = S_{hrs} \cdot v_{hrs} + C_{hrs} \cdot \frac{dp_{hrs}}{dt} \quad (7.11)$$

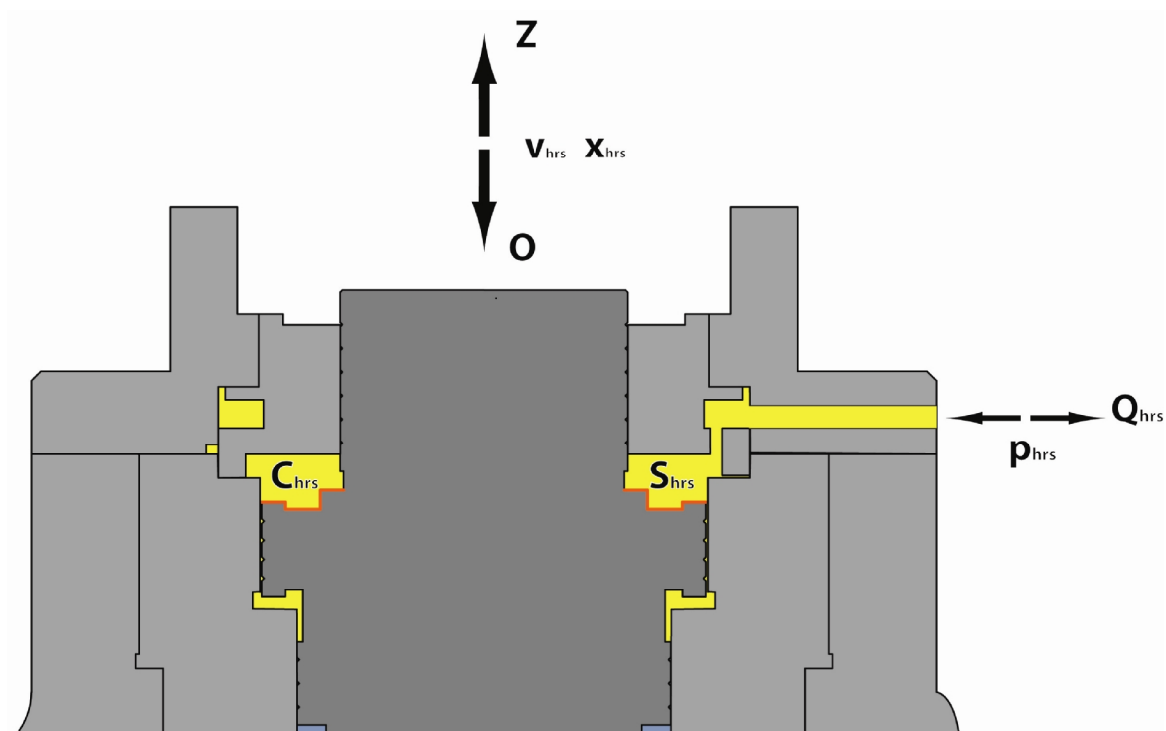
, kde hydraulická kapalita C_{hrs} je určena ze vztahu:

$$C_{hrs} = \frac{V_{hrs} + S_{hrs} \cdot x_{hrs}}{K_{ol}} \quad (7.12)$$

Z rovnice (7.11) jsem vyjádřil tlak p_{hrs} a jeho dosazením do vztahu (7.9) určil sílu působící na činnou plochu HRS.

$$p_{hrs} = \int_0^t \frac{1}{C_{hrs}} \cdot (Q_{hrs} - S_{hrs} \cdot v_{hrs}) + p_{0\ hrs} \quad (7.13)$$

Tím jsem eliminoval všechny neznámé nutné pro výpočet pohybové rovnice.



obr. 20. Detail činného prostoru HRS

Průtok do obou činných prostorů servomotorů je modelován v závislosti na jednotlivých tlakových spádech HRS přes škrťací hrany šoupátka HRS – na obr.19 znázorněných červenou barvou:

$$Q_i = \xi_{hrs} \cdot S_{pr_hrs} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |\Delta p_i|}{\rho}} \quad \text{pro } i \in \{VO, VZ, TO, TZ\} \quad (7.14)$$

, kde S_{pr_hrs} je vyjádřena jako:

$$S_{pr} = \pi \cdot D_{hrs} \cdot (x_{hrs} \pm \text{kryti}_{hrs}) \quad (7.15)$$

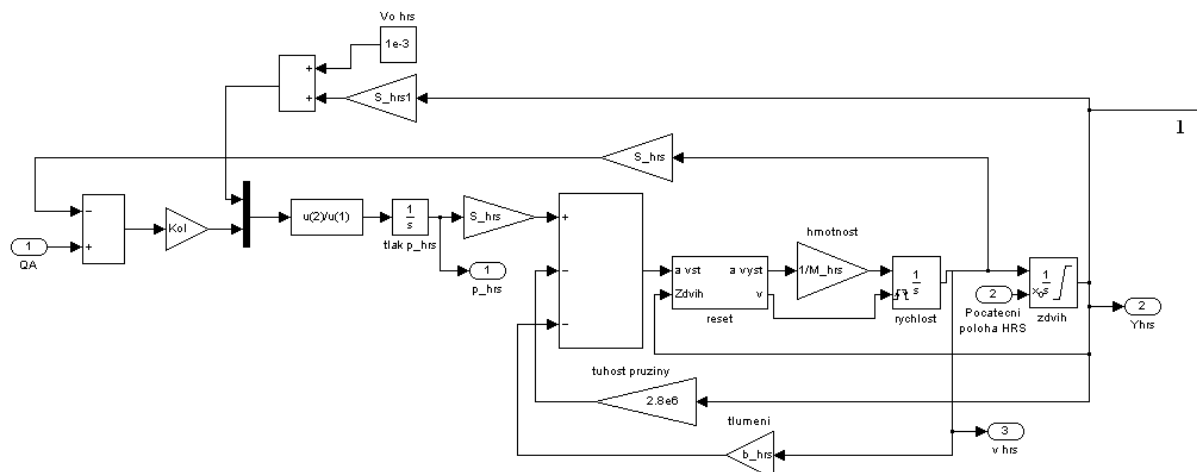
HRS je ve střední poloze tzn. výstupní kanály jsou uzavřeny, při zdvihu 7 [mm] od spodního dorazu a vzdálenosti 13 [mm] od horního dorazu. Z toho důvodu jsou v modelu použity dva průtokové součinitele. První pro případ otevírání a druhý pro případ zavírání. Tyto hodnoty jsem určil experimentálně a jsou v modelu v podobě konstant, což je samozřejmě zjednodušené. Ve skutečnosti se průtokový součinitel mění s velikostí otevření výstupního kanálu. Popis všech veličin použitých v modelu je v tab. 2. Prázdná buňka tabulky znamená, že hodnota je získána až v průběhu výpočtu. Buňka bez výplně (bílé barvy) ve sloupci veličiny značí odhadnutou hodnotu.

veličina	popis veličiny	hodnota použitá v modelu	jednotka Si
b_{hrs}	součinitel tlumení vazkým třením	20000	$N.s.m^{-1}$
C_{hrs}	hydraulická kapacita činného prostoru HRS		-
D_{hrs}	průměr činného válce HRS	0,16	m
F_{sv}	síla způsobená tlakem kapaliny ze servoventilu		N
F_{pr}	síla od pružiny		N
k	tuhost pružiny HRS	$2,6 \cdot 10^{-6}$	$N.m^{-1}$
K_{ol}	modul objemové pružnosti oleje	$1,4 \cdot 10^{-9}$	N/m^{-2}
ξ_{hrs_ot}	průtokový součinitel HRS na otevřeno	0,25	-
ξ_{hrs_za}	průtokový součinitel HRS na zavřeno	0,5	-
m_{hrs}	hmotnost HRS	160	kg
$\ddot{x}_{hrs}$	zrychlení HRS		m^2/s
$\dot{x}_{hrs}, v_{hrs}$	rychlost pohybu HRS		m/s
x_{hrs}	zdvih HRS	0 .. 20	mm
$kryti_{hrs}$	krytí HRS	0,75	mm
$p_{0\ hrs}$	počáteční tlak v pracovním prostoru HRS	$2,6 \cdot 10^{-6}$	Pa
p_{hrs}	tlak oleje z připojeného servoventilu		Pa
Q_{hrs}	průtok oleje se servoventilu		m^3/s
ρ	hustota oleje	900	kg/m^3
S_{hrs}	plocha na kterou působí tlak oleje ze servoventilu	0,0165	m^2
S_{pr_hrs}	průtočná plocha		m^2
V_{hrs}	objem oleje v potrubí mezi servoventilem a HRS	$1 \cdot 10^{-3}$	m^3

tab. 2. Veličiny použité při výpočtu HRS

7.2.1 Model činného prostoru HRS

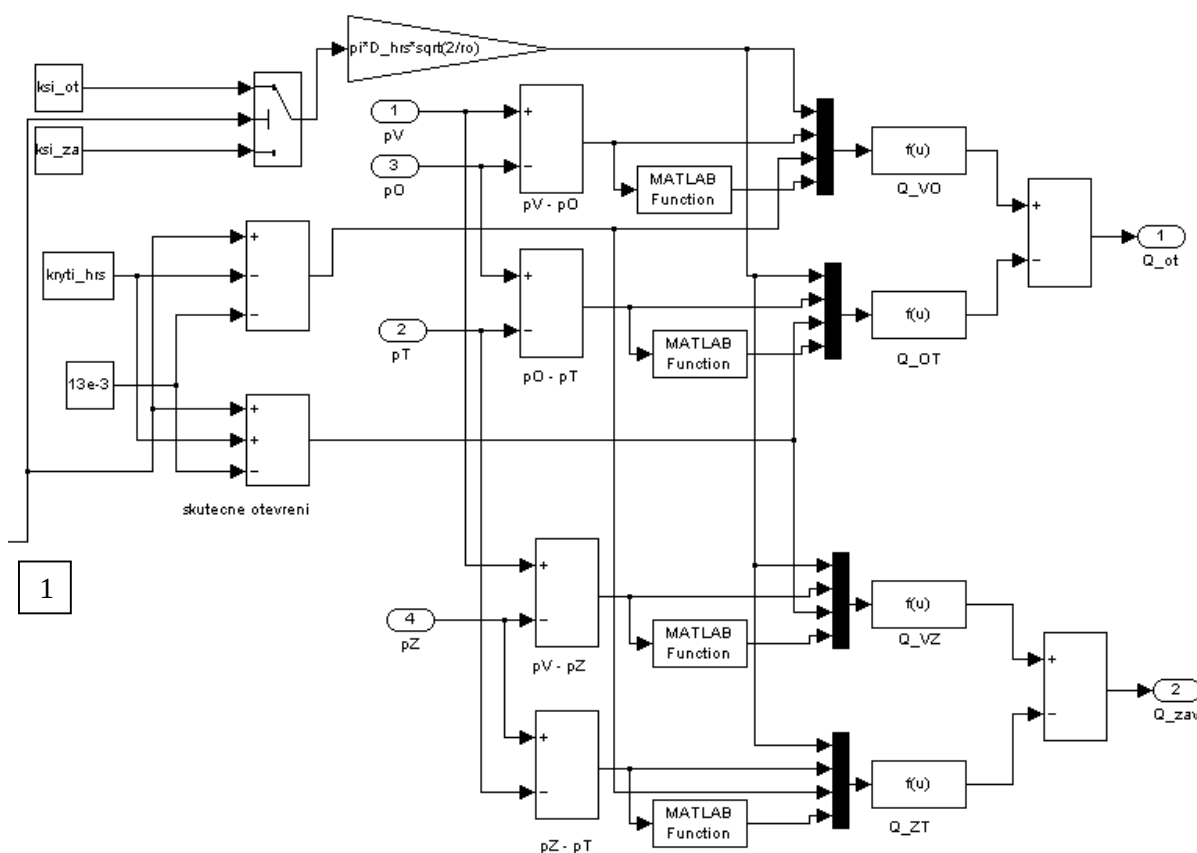
V této části modelu se stanovuje aktuální zdvih HRS v závislosti na průtoku z/do pracovního prostoru HRS. Z tohoto zdvihu je následně stanoven obdobně jako u servoventilu průtok do pracovních prostorů servomotorů. Struktura modelu, který jsem navrhnul je na obr. 21 . Subsystem reset, který řeší dorazy HRS je popsán v kapitole [7.4].



obr.21. Model činného priestoru HRS

7.2.2 Model průtokové části HRS

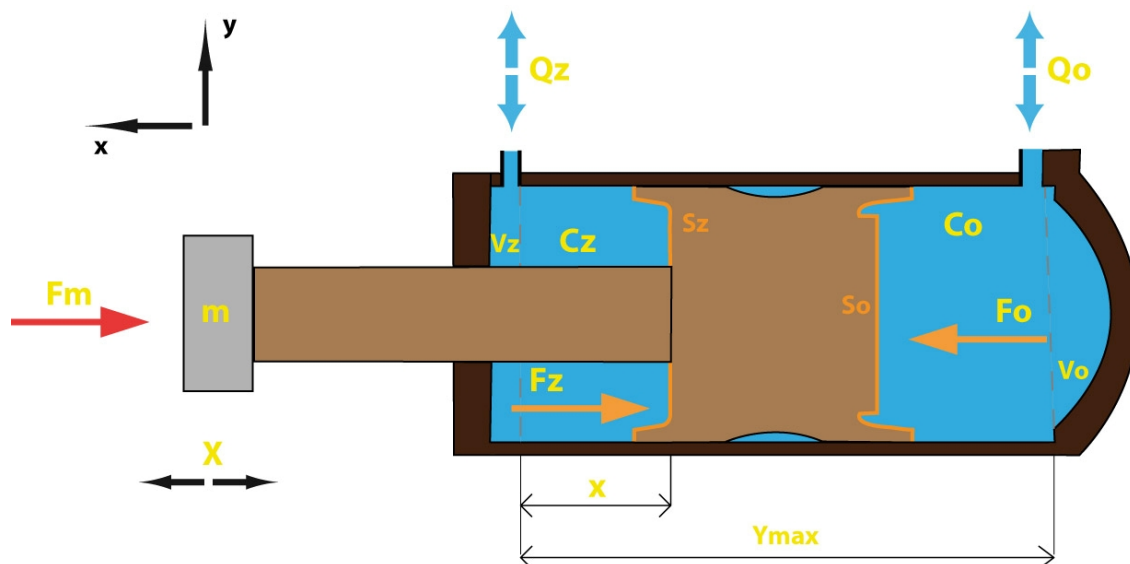
Ze zdvihu HRS stanoveného v první části modelu je určována velikost průtoků do servomotorů. Kvůli tomu, že HRS je v poloze uzavřeno (tzn. výstupními kanály k servomotorům neproudí olej) při zdvihu 13 [mm] od horního dorazu jsem musel tuto hodnotu odečíst, aby skutečné otevření výstupních kanálů bylo vztaženo k nule. To je vidět na obr. 22. nad popisem skutečné otevření. Zároveň jsem zde připočítal i krytí HRS.



obr. 22. Struktura průtokové části HRS

7.3 Přímočarý hydromotor

Výstupním prvkem silové části regulace v PVE Dalešice je dvojice přímočarých servomotorů s jednostrannou pístnicí. Vnitřní uspořádání servomotoru i se znázorněnými působícími veličinami, který jsem nakreslil na základě skutečného výkresu hydromotoru je na obr. 23.



obr. 23. Přímočarý servomotor (hydromotor) s jednostrannou pístnicí

Činnost servomotoru je možno popsat následující pohybovou rovnicí:

$$m \cdot \ddot{x} + b \cdot \dot{x} = F_o - F_z - F_m \quad (7.16)$$

Úprava pro simulink na ODR 1. řádu:

$$\ddot{x} = \frac{1}{m} \cdot (F_o - F_z - F_m - b \cdot \dot{x}) \quad (7.17)$$

, kde

- zobecněné souřadnice jsou:

$$\ddot{x} = a = \frac{dv}{dt} \quad \dot{x} = v = \frac{dx}{dt} \quad (7.18)$$

- síly uvádějící servomotor do pohybu:

$$F_o = p_o \cdot S_o \quad F_z = p_z \cdot S_z \quad (7.19)$$

- tlaky z nichž jsou předchozí síly vypočteny působí na plochy pístu:

$$S_o = \frac{\pi \cdot D_v^2}{4} \quad S_z = \frac{\pi \cdot (D_v^2 - D_p^2)}{4} \quad (7.20)$$

Pro výpočet působících sil na otevírací a zavírací stranu servomotoru je nutno stanovit hodnoty tlaků působících na činné plochy pístu. Tyto tlaky se vyjádří z rovnic průtoků na otevírací a zavírací stranu. Průtoky vlivem průsaků zde nejsou uvažovány.

Průtoky do pracovních prostorů servomotoru: [8]

- na otevírací stranu:

$$Q_o = S_o \cdot v + C_o \cdot \frac{dp_o}{dt} \quad (7.21)$$

- na zavírací stranu:

$$Q_z = S_z \cdot v - C_z \cdot \frac{dp_z}{dt} \quad (7.22)$$

, kde hydraulické kapacity jsou definované takto:

- hydraulická kapacita otevírací strany:

-

$$C_o = \frac{V_o + S_o \cdot x}{K_{ol}} \quad (7.23)$$

- hydraulická kapacita zavírací strany:

$$C_z = \frac{V_z + S_z \cdot (Y_{\max} - x)}{K_{ol}} \quad (7.24)$$

Tlaky v pracovních prostorech servomotoru vyjádřené z průtoků:

- tlak na otevírací straně

$$p_o = \int_0^t \frac{1}{C_o} \cdot (Q_o - S_o \cdot v) + p_o 0 \quad (7.25)$$

- tlak na zavírací straně

$$p_z = \int_0^t \frac{1}{C_z} \cdot (S_z \cdot v - Q_z) + p_z 0 \quad (7.26)$$

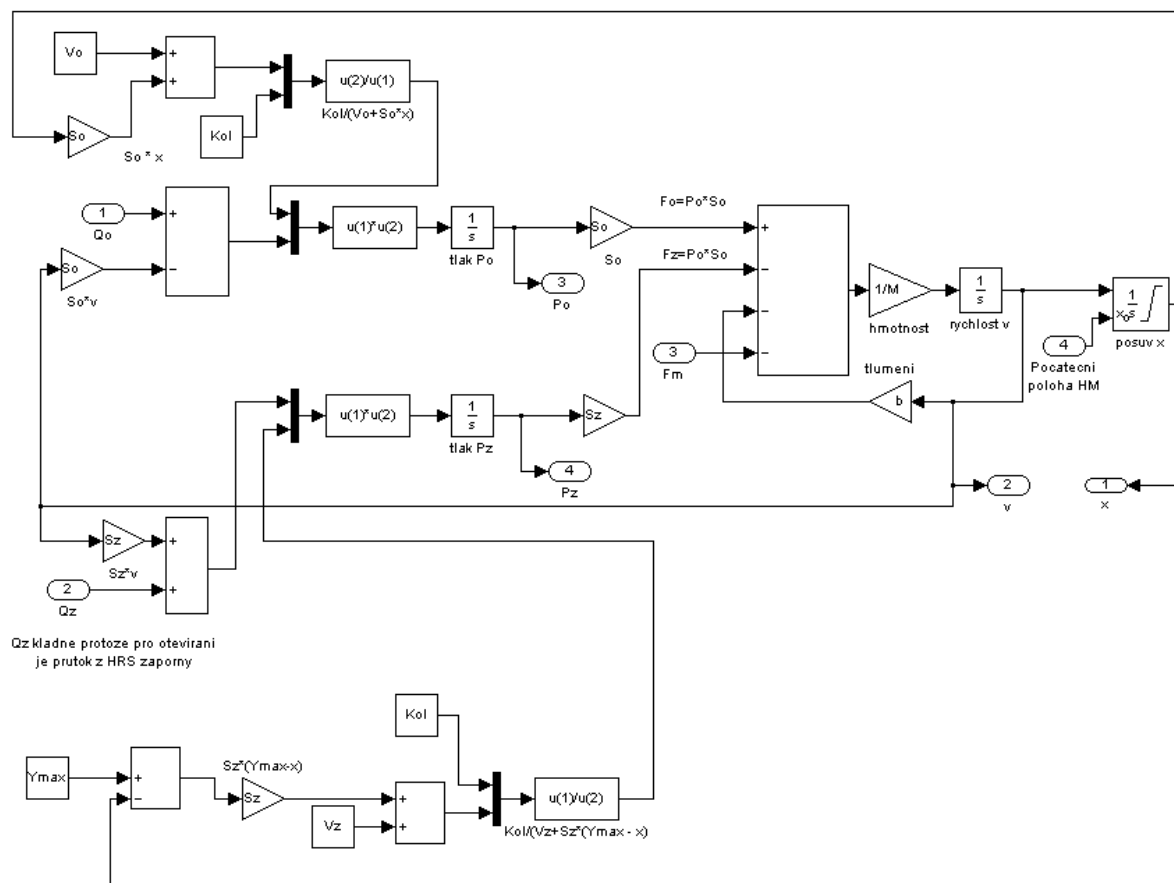
Popis všech veličin a jejich hodnot použitých v modelu je v tab. 3. Prázdná buňka tabulky znamená, že hodnota je získána až v průběhu výpočtu. Buňka bez výplně (bílé barvy) ve sloupci veličiny značí odhadnutou hodnotu.

veličina	popis veličiny	hodnota v modelu	jednotka
a	zrychlení pístu		$\text{m}^{-2} \cdot \text{s}$
b	součinitel tlumení vazkým třením	30000	N.s.m^{-1}
C_o	hydraulická kapacita pracovního prostoru na ot. straně		-
C_z	hydraulická kapacita pracovního prostoru na za. straně		-
Dv	průměr válce	0,7	m
Dp	průměr pístu	0,26	m
F_m	síla vody působící na lopatky	10000	N
F_o	síla působící na otevírací stranu		N
F_z	síla působící na zavírací stranu		N
K_{ol}	modul objemové stlačitelnosti kapaliny	$1,4 \cdot 10^{-9}$	N/m^{-2}
m	hmotnost zátěže (i s pístem hydromotoru a lopatkami)	10000	kg
p_o	tlak kapaliny na otevírací stranu		Pa
p_z	tlak kapaliny na zavírací stranu		Pa
$p_{o,0}$	počáteční tlak na otevírací straně		Pa
$p_{z,0}$	počáteční tlak na zavírací straně		Pa
Q_o	průtok na otevírací stranu		m^3/s
Q_z	průtok na zavírací stranu		m^3/s
S_o	plocha pístu na otevírací straně	0,38485	m^2
S_z	plocha pístu na zavírací straně	0,33175	m^2
v	rychlost pohybu pístu servomotoru		m.s^{-1}
V_o	objem oleje v přípojném potrubí na otevírací straně	0.001	m^3
V_z	objem oleje v přípojném potrubí na zavírací straně	0.001	m^3
x	zdvih servomotoru		m
$Y_{\max}$	maximální zdvih servomotoru	0,765	m

tab. 3. Veličiny použité při výpočtu servomotoru

7.3.1 Model servomotoru

Model servomotoru jsem opět rozdělil na dvě hlavní části. V první na obr. 24. vlevo od sumy realizující pohybovou rovnici se z přítoků do činného prostoru servomotoru a odpovídajících hydraulických kapacit stanoví příslušné tlaky na otevírací a zavírací straně. Rozdílem všech působících sil na servomotor tzn. pohybovou rovnicí servomotoru a následnou dvojitou integrací jsem poté stanovil zdvih servomotoru tzn. žádané otevření rozváděcích lopatek.

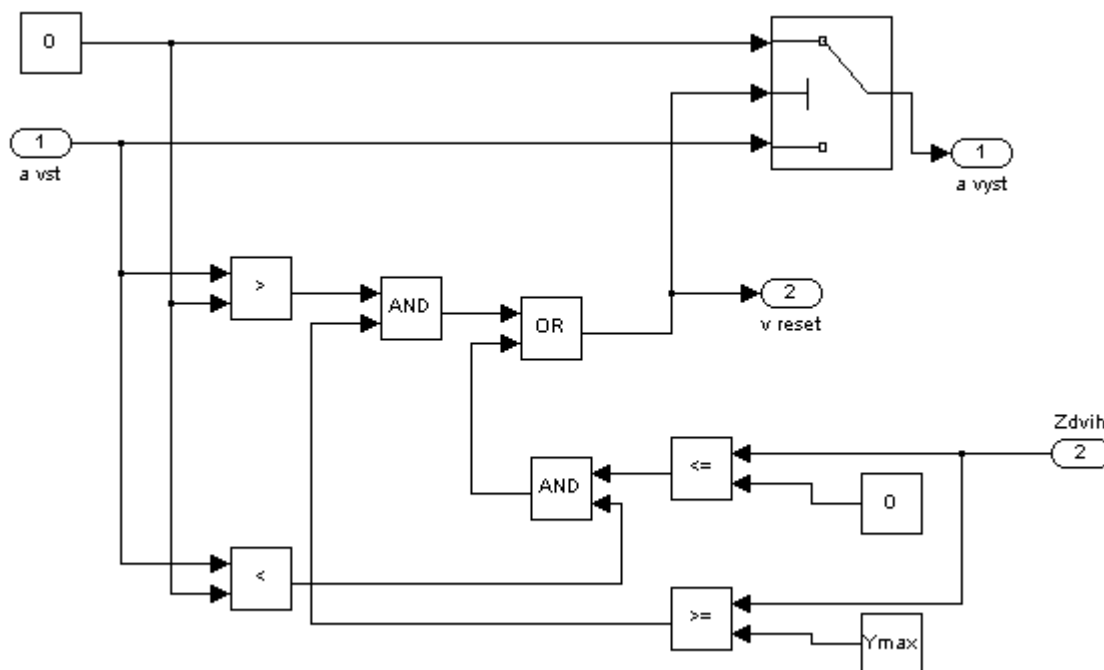


obr. 24. Celkový model servomotoru

7.4 Ošetření dorazů

Každé zařízení má omezené pole působnosti. U hydraulických zařízení, které obsahují různá šoupátka a písty je tímto omezením jejich maximální zdvih. Ve chvíli, kdy například servomotor dosáhne svého maximálního zdvihu tzn. dojde na doraz, jeho pohyb se zastaví. Při testování funkce takovýto prvků v matlabu je třeba tato omezení ošetřit jinak by došlo k tomu, že by se rychlost neustále zvětšovala, i přesto že by zařízení dosáhlo svého maxima.

Obecné řešení dorazu, které jsem vytvořil je znázorněno na obr. 25. Řečeno slovy: „ Pokud je zdvih zařízení menší nebo roven nule a zároveň je zrychlení a_{vst} menší než nula přepni switch na vstup nuly a zároveň proved reset rychlosti v . Nebo pokud je zdvih zařízení větší nebo roven maximálnímu zdvihu a zároveň je zrychlení a_{vst} větší než nula přepni switch na vstup nuly a zároveň proved reset rychlosti v . Výstup v_reset je připojen na vstup external reset integrátoru.



obr. 25. Řešení dorazu pomocí logických operátorů

7.5 Subsystem clon

Jak již bylo popsáno v kapitole [5.2.2] clona je zařízení, jehož vřazením do potrubí můžeme regulovat tlak (resp. průtok) proudící kapaliny. V obvodu silové části jsou celkem tři takovéto clony omezující průtok kapaliny do servomotorů. Pro otevírání je to clona T_g umístěná přímo v hlavním rozvodném šoupátku, jak je vidět na mnou nakresleném obr. 19. Při zavírání je v činnosti dvojice clon T_{f1} a T_{f2} vřazených přímo do potrubí mezi servomotor a HRS. Clona T_g je důležitá z toho důvodu, že při otevírání rozváděcích lopatek není možné do prostoru oběžného kola pustit naráz velké množství vody. Mohlo by totiž dojít k poškození turbíny. Rychlost zavírání je také omezena a to proto že příliš prudké zavření by mohlo způsobit vodní ráz v přívodním potrubí vody z nádrže. Při tom by mohlo dojít k roztržení přívodního potrubí. Zpočátku je zavírání rychlé za působení clony T_{f1} a později pozvolnější za působení clony T_{f2} . Přepnutí rychlosti zavírání clonami probíhá při 48% maximálního zdvihu servomotoru.

O výše zmíněných clonách nebyly poskytnuty žádné informace, proto jsem clony modeloval jako subsystem, který omezuje velikost maximálního průtoku. V Simulinku tato omezení realizuje blok saturation.

Výpočet velikosti průtoku jsem provedl následovně:

Nejdříve jsem pomocí doby otevírání z měření – viz. kapitola [8.3.1] stanovil teoretickou rychlost servomotoru v_{Tg} při otevírání z 0 do 100 % zdvihu. Z časů zavírání [8.3.1] jsem určil teoretickou rychlost servomotoru v_{Tf1} , v_{Tf2} při zavírání tj. ze 100 do 0% zdvihu (8.27). Tyto rychlosti jsem poté dosadil do rovnic průtoků počítaných z rovnice kontinuity (8.28).

$$v_{Tf1} = \frac{y_{max}}{T_{f1}} \quad v_{Tf2} = \frac{y_{max}}{T_{f2}} \quad v_{Tg} = \frac{y_{max}}{T_g} \quad (7.27)$$

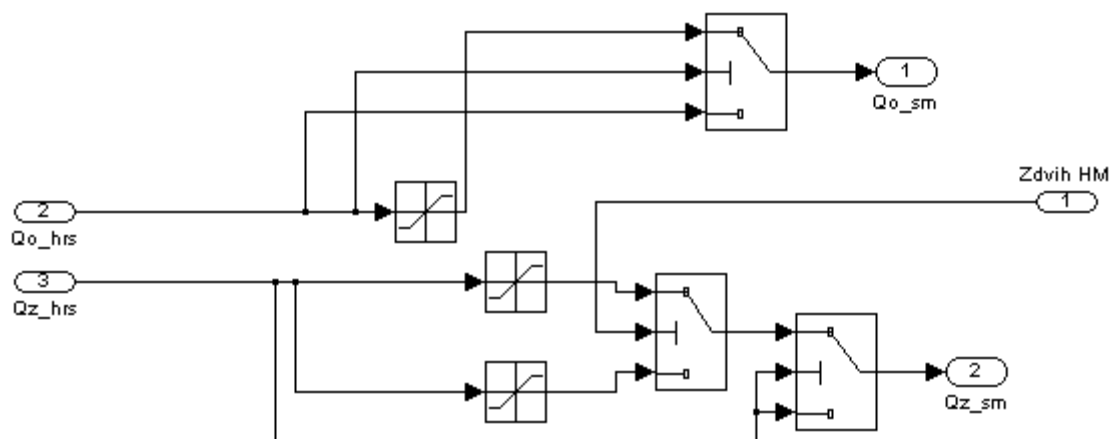
$$Q_{Tf1} = v_{Tf1} \cdot S_z \quad Q_{Tf2} = v_{Tf2} \cdot S_z \quad Q_{Tg} = v_{Tg} \cdot S_o \quad (7.28)$$

Pro výpočet jsem použil hodnoty z tab. 4.

veličina	popis veličiny	hodnota v modelu	jednotka
S_o	plocha pístu na otevírací straně	0,38485	m^2
S_z	plocha pístu na zavírací straně	0,33175	m^2
T_g	doba otevření 0 ÷ 100 %	23,1	s
T_{f1}	doba zavření – netlumená část 100 ÷ 0 %	6,3	s
T_{f2}	doba zavření – dotlumení 100 ÷ 0 %	24,2	s
v_{Tg}	rychlost pohybu servomotoru při otevírání – netlumená část	0.0331	$m.s^{-1}$
v_{Tf1}	rychlost pohybu servomotoru	0.1214	$m.s^{-1}$
v_{Tf2}	rychlost pohybu servomotoru při zavírání - dotlumení	0.0316	$m.s^{-1}$
y_o	zdvih servomotoru při přepnutí rychlosti	48	%
Y_{max}	maximální zdvih servomotoru	0,765	m

tab. 4. Parametry použité při výpočtu clon

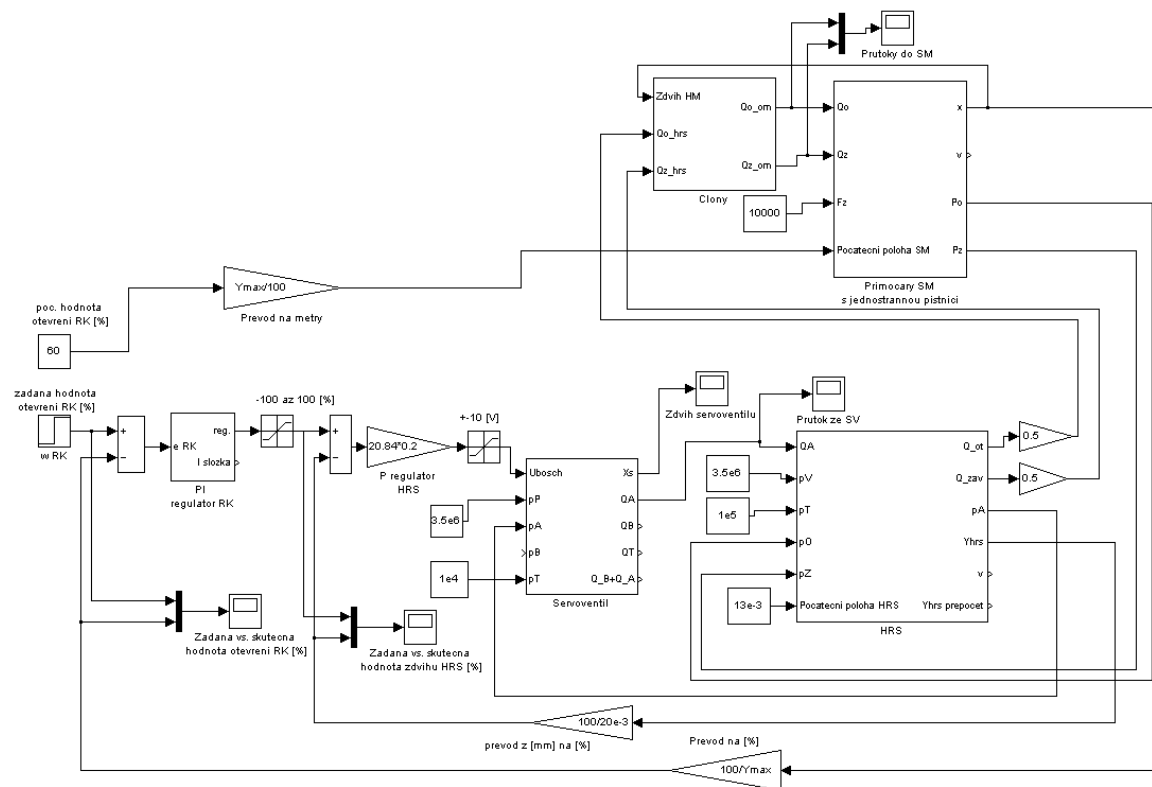
Schéma zapojení clon v Simulinku, které jsem navrhnul je na obr. 26. Vstupem je dvojice průtoků Q_{o_hrs} a Q_{z_hrs} z hlavního rozvodného šoupátka a úroveň zdvihu, výstupem jsou průtoky Q_{o_sm} , Q_{z_sm} omezené clonami. Jakmile se velikost zdvihu dostane na hranici 48%, omezení průtoku se zvětší (větší průtok Q_{f1} poklesne na průtok menší Q_{f2}). Při odtoku oleje ze servomotoru clony v činnosti nejsou.



obr. 26. Struktura modelu clon v simulinku

7.6 Celkový model silové části

Poté co jsem navrhnul modely všech hlavních prvků silové části PVE následovalo jejich propojení. V modelu jsem uvažoval pouze jeden servomotor, proto se průtok z HRS do servomotoru násobí hodnotou 0,5. Pro správnou činnost silové části jsou třeba dva regulátory. První regulátor pro vnitřní smyčku, který reguluje zdvih HRS a hlavní PI regulátor, jenž řídí zdvih servomotoru tedy velikost otevření rozváděcích lopatek. Přičemž výstup z regulátoru polohy PI je žádanou hodnotou otevření HRS. Regulační odchylky, které zpracovávají regulátory jsou stanovovány z procentualních hodnot zdvihů HRS a servomotoru. Vzájemná činnost soustavy je popsána v [6.2]. Celkové schéma silové části je na obr. 27. Nastavování a zkoušky regulátorů jsem popsal v kapitole [9]. Servoventil i HRS jsou napojeny na konstantní zdroj tlaku.



obr. 27. Celkový model silové části

8 VERIFIKACE MODELŮ SILOVÉ ČÁSTI

Po vytvoření modelů jednotlivých prvků silové části na základě fyzikálních rovnic jsem provedl srovnání poskytnutých měření z PVE Dalešice, které byly k dispozici a údajů získaných simulací mnou vytvořenými modely.

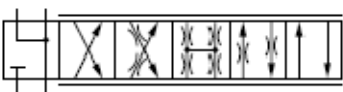
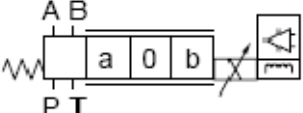
Při simulacích jsem jednotlivé iterace řešení nechal ukládat do pole, z kterého jsem poté tyto uložené hodnoty přenesl do Excelu. Zde jsem z dat získaných simulací vytvořil přehledné grafy použité pro verifikaci jednotlivých modelů. Práce z grafy získanými prostřednictvím simulací je jedním z mála nedostatků programu Matlab-Simulink. Při simulacích jsem používal stiff řešič ode15s.

8.1 Servoventil

Ovládacím prvkem HRS je servoventil. V PVE Dalešice je to konkrétně proporcionální elektromagneticky ovládaný servoventil Bosch NG10 jehož typové označení je:

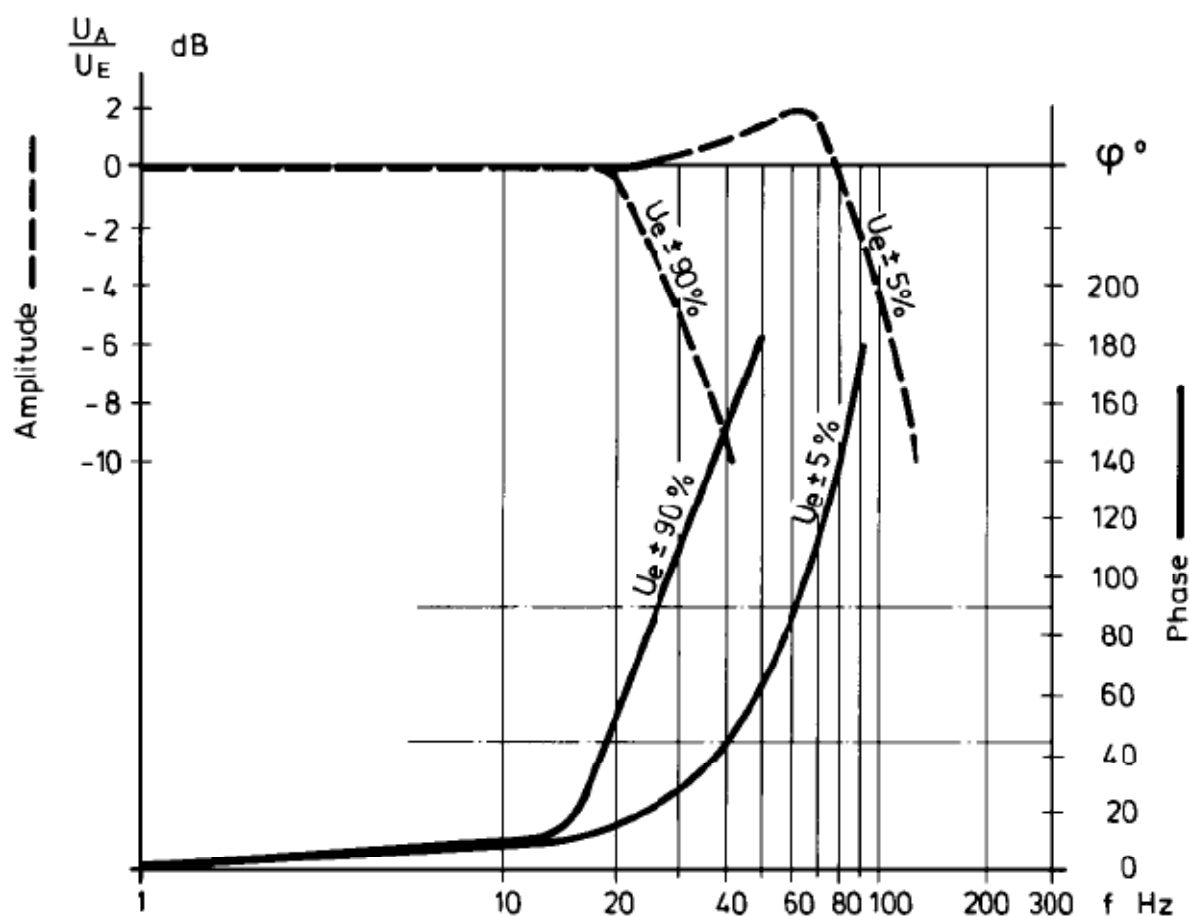
4WRPEH10C3B100L-2X/G24K0/A1M

Podrobnější popis předchozích parametrů je v tab. 5:

Typ	4WRPE
Tvar šoupátka	H
Velikost	10
Schematická značka a označení	 = C3 , 4-cestný / 4-polohový servoventil
Umístění snímače polohy	 = B
Nominální průtok při tlakovém spádu 70 bar	100 = 100 l/min
Průtočná charakteristika	L = lineární
Napájecí napětí	G24 = 24 [V]
Rozsah pracovního napětí	± 10 V
Pracovní kapalina	M = minerální oleje typu (HL, HLP) to DIN 51524

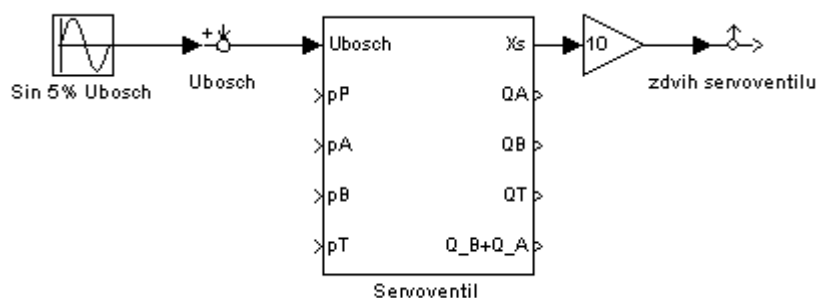
tab. 5. Parametry servoventilu Bosch NG10

V dokumentaci byla frekvenční charakteristika uvedena na obr. 28. z níž jsem stanovil vlastní frekvenci servoventilu. Vlastní frekvence pro 5-ti procentní změny na vstupu má tedy hodnotu 60 Hz – obr. 28. Tlumení pro 5% změny na vstupu použité v simulaci jsem stanovil experimentálně $\xi_{sv} = 0.4$.



obr.28. Frekvenční charakteristika servoventilu Bosch NG10

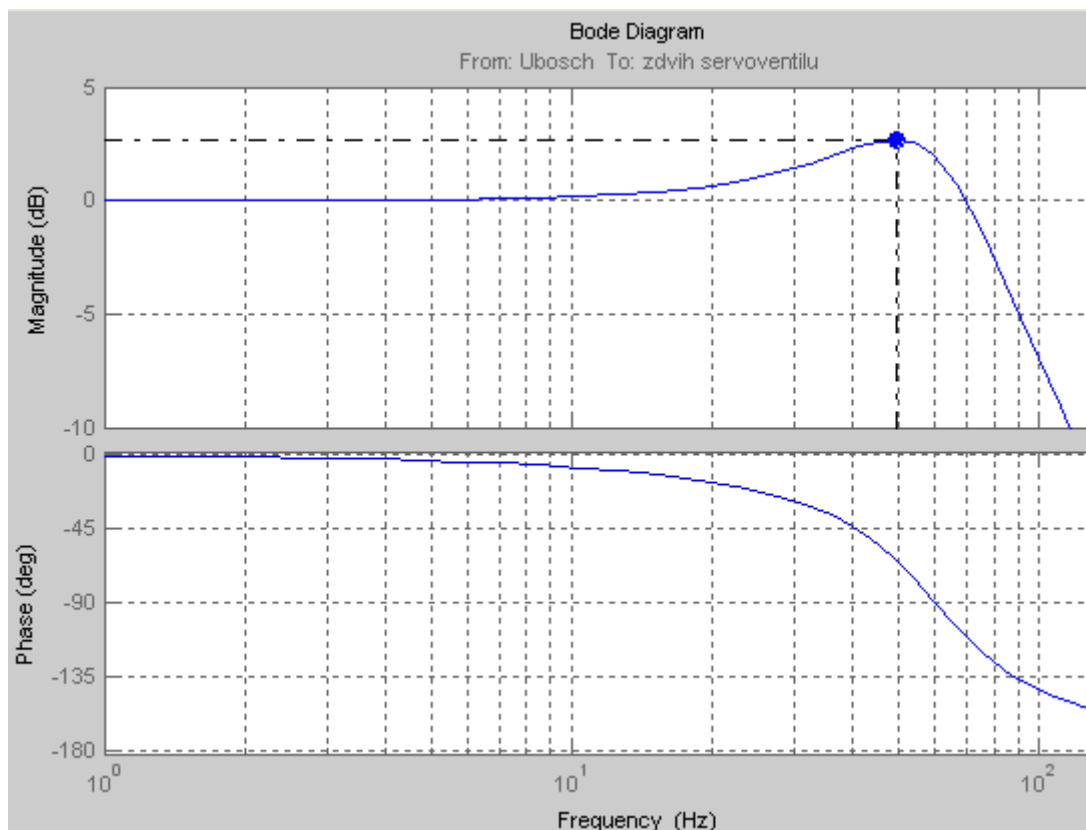
Po vytvoření modelu servoventilu byly jeho vlastnosti tzn. frekvenční charakteristika, ověřeny pomocí prvků control system toolboxu. Testované zapojení je na obr. 29. Zesílení na výstupu je přidáno proto, aby vstupní a výstupní hodnoty byly ve stejném měřítku.



obr. 29. Zapojení pro ověření frekvenční charakteristiky servoventilu

Výsledná frekvenční charakteristika pro 5% změny na vstupu a tlumení o velikosti 0,4 je na obr. 30. Frekvenční charakteristika modelu dostatečně přesně charakterizuje dynamické vlastnosti servoventilu. Maximální zesílení má hodnotu 2,7 [dB] při frekvenci 50 [Hz]. Menší sklon fáze a odchylky ve fázi mezi skutečným a modelovaným servoventilem jsou způsobeny uvažovaným zjednodušením servoventilu na proporcionální člen se setrvačností druhého řádu. Pro účely simulace je to však dostatečně přesné. Při simulaci jsem zjistil, že čím menší použiji tlumení

tím větší bude překmit. S rostoucím tlumením se zase zvětšuje časová prodleva mezi vstupní a výstupní hodnotou. V modelu servoventilu zapojeného v kompletním systému silové části jsem proto použil tlumení servoventilu o hodnotě $\kappa_{sv} = 0,75$, které je rozumným kompromisem mezi výše zmíněnými nevýhodami.



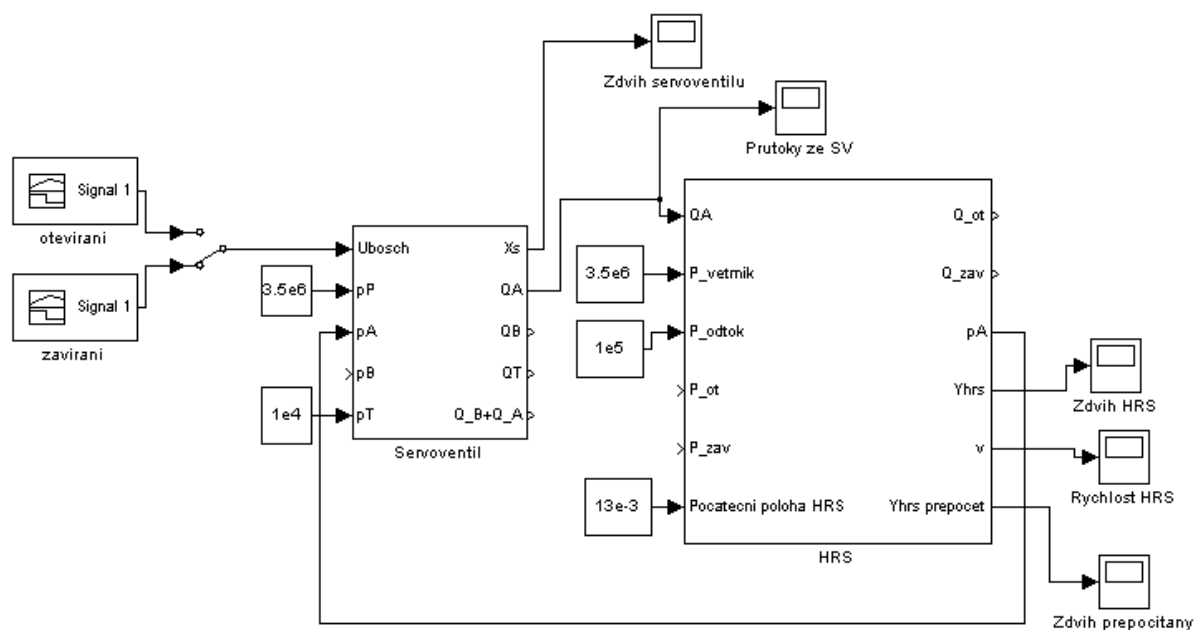
obr. 30. Frekvenční charakteristika modelu servoventilu

8.2 Hlavní rozvodné šoupátko

Vlastnosti hlavního rozvodného šoupátka byly ověřovány na základě poskytnutých údajů z uskutečněným měření na PVE Dalešice. Byly vybrány dva úseky hodnot. První pro případ otevírání rozváděcích lopatek, kdy se HRS pohybuje směrem dolů a druhý pro zavírání rozváděcích lopatek, kdy se HRS pohybuje směrem nahoru. Časové úseky byly upraveny tak, aby začínaly od nuly. Pro generování signalu v Simulinku byl použit blok signal generator. Do něj byl vložen čas a údaje o úrovni řídicího napětí Ubosch servoventilu z tab. 6. pro otevírání a tab. 7. pro zavírání.

Zapojení servoventilu a HRS je na obr. 31. Vzhledem k tomu, že nebylo k dispozici schéma skutečného zapojení silové části po GO uvažoval jsem toto zapojení:

Servoventil je k HRS připojen pouze kanálem A. Při otevírání tedy do pracovního prostoru HRS proudí kapalina ze servoventilu připojeného na zdroj tlaku P a dochází ke stlačování pístu s pružinou. Při zavírání naopak pružina spojená s pístem vytlačuje olej, který se vrací kanálem A do odpadu T. Použil jsem idealizovaný servoventil s nulovým krytím.

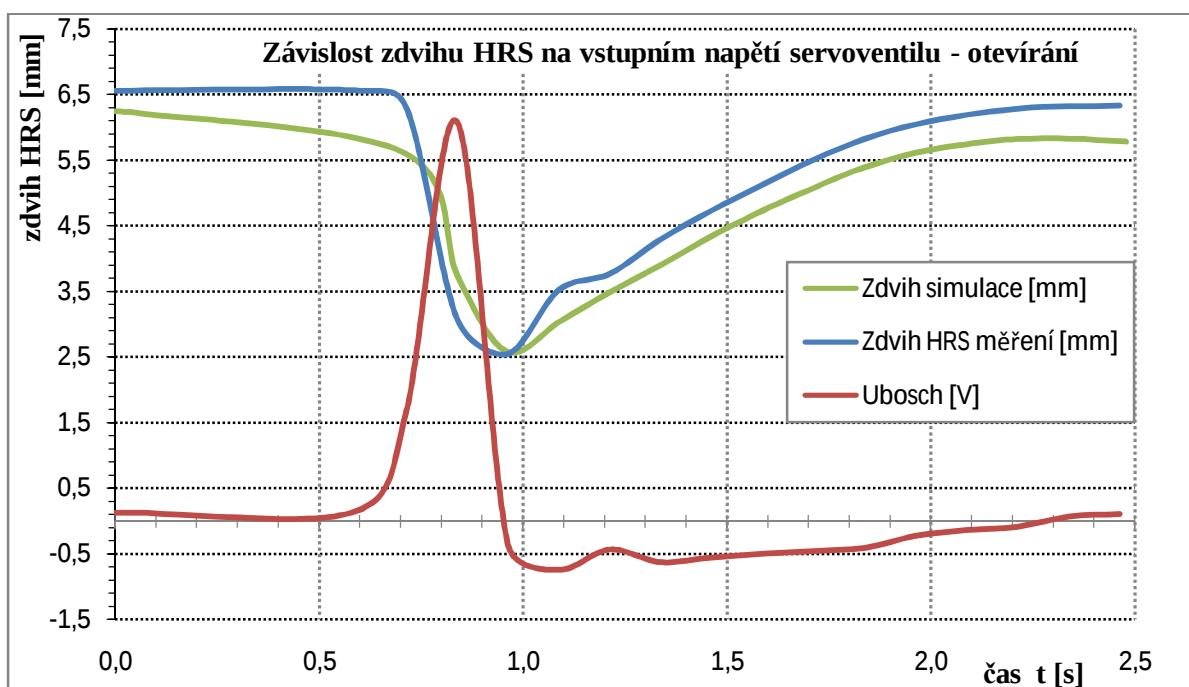


obr. 31. Schéma zapojení pro test zdvihu HRS

čas [s]	Ubosch měření [V]	Zdvih HRS měření [mm]	Zdvih HRS simulace[mm]
0	0,13	6,57	6,25
0,06	0,14	6,57	6,23
0,71	1,64	6,32	5,61
0,84	6,09	3,10	3,73
0,96	-0,36	2,55	2,58
1,09	-0,75	3,53	3,04
1,21	-0,44	3,77	3,48
1,34	-0,63	4,30	3,91
1,47	-0,55	4,74	4,37
1,59	-0,50	5,14	4,74
1,74	-0,46	5,52	5,15
1,84	-0,41	5,83	5,40
1,97	-0,23	6,05	5,63
2,10	-0,14	6,20	5,76
2,21	-0,09	6,30	5,83
2,34	0,06	6,33	5,84
2,48	0,11	6,34	5,79

tab. 6. Zdvih HRS při otevírání rozváděcích lopatek

Graf s vynesnými údaji naměřeného a skutečného zdvihu HRS v závislosti na vstupním napětí při otevírání je na obr. 32. Hodnoty naměřené a získané simulací se liší nejvíce v čase 0 až 0,59 což je dáno konstantním průtokovým součinitelem servoventilu. Důležitá je rychlost reakce na změnu vstupního napětí na servoventilu, která se liší od skutečných hodnot jen mírně.

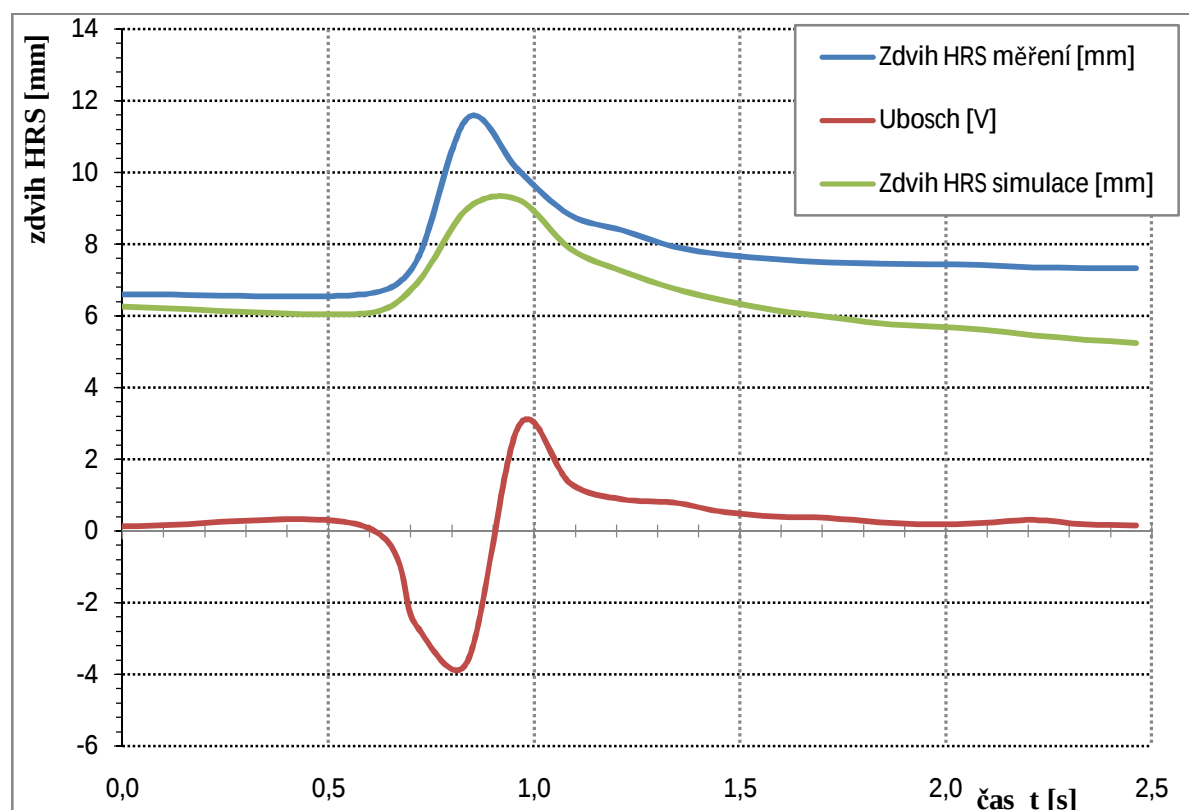


obr. 32. Naměřený a skutečný zdvih HRS při otevírání

Stejným způsobem jako zdvih HRS při otevírání byl odsimulován i zdvih HRS při zavírání rozváděcích lopatek. Použité hodnoty jsou v tab. 7.

čas [s]	Ubosch měření [V]	Zdvih HRS měření [mm]	Zdvih HRS simulace [mm]
0,00	0,13	6,6	6,25
0,59	0,13	6,60	6,06
0,71	-2,63	7,50	6,88
0,84	-3,65	11,51	9,00
0,96	2,94	10,05	9,24
1,09	1,33	8,81	7,88
1,21	0,88	8,39	7,26
1,34	0,79	7,94	6,77
1,46	0,53	7,70	6,42
1,59	0,40	7,58	6,15
1,71	0,36	7,49	5,97
1,84	0,25	7,45	5,79
1,96	0,18	7,43	5,71
2,09	0,23	7,41	5,61
2,21	0,31	7,35	5,46
2,34	0,18	7,33	5,33
2,46	0,16	7,32	5,24

tab. 7. Zdvih HRS při zavírání rozváděcích lopatek

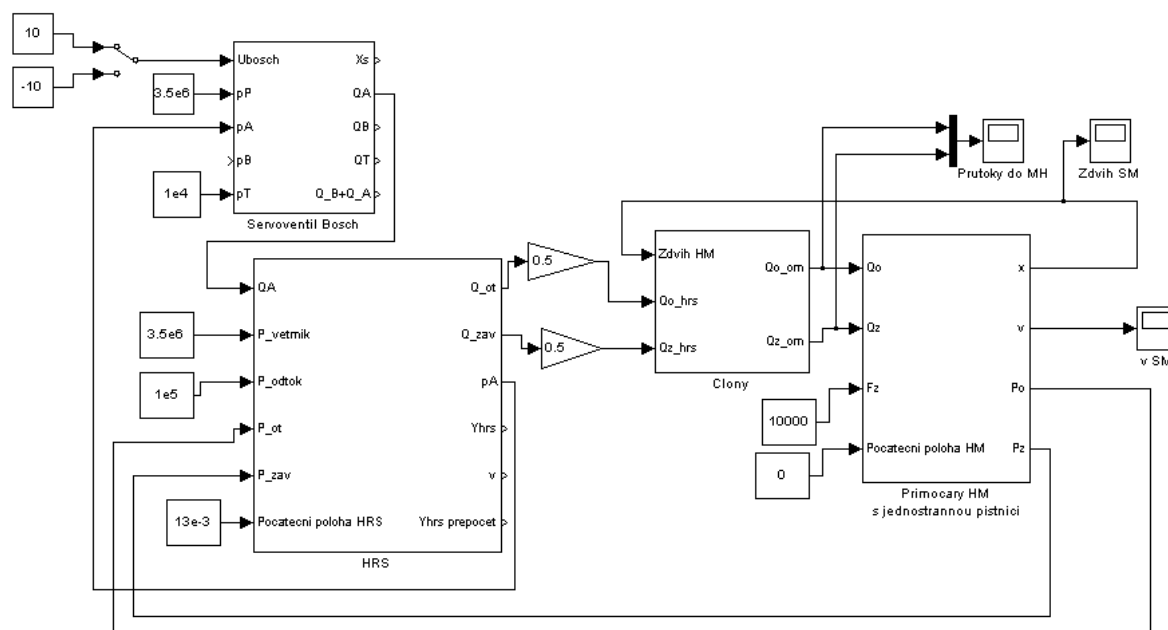


obr. 33. Naměřený a skutečný zdvih HRS při zavírání

V případě zavírání se maximální hodnoty zdvihu HRS získané měřením a simulací obr. 33. liší o 2,27 [mm]. Při řídicím napětí těsně nad nulou je průtok idealizovaným servoventilem větší než ve skutečném servoventilu Bosch. To je způsobeno uvažovaným konstantním průtokovým součinitelem. Následkem toho je průtok servoventilem dostatečný k tomu, aby píst s pružinou HRS byly stlačovány. HRS má tedy tendenci měnit svoji polohu směrem na otevřeno víc než ve skutečnosti obr. 33. Tyto rozdíly mohou být způsobeny také odlišným zapojením servoventilu a HRS než je uvažované.

8.3 Servomotor a clony

U servomotoru jsem testoval otevírání a zavírání plnou hydraulickou rychlostí. Tyto zkoušky jsem prováděl bez regulátorů, které ještě v tu dobu nebyly nastavené a byly by zde stejně téměř zbytečné, jelikož jejíž vliv je patrný pouze krátký časový úsek na začátku a konci otevírání/zavírání. Na vstup servoventilu je přivedeno konstantní napětí 10 [V] pro otevírání a -10 [V] pro zavírání. Při této zkoušce jsem zároveň otestoval správnou funkci clon. Schéma zapojení je na obr. 34. Během těchto zkoušek byly zároveň doladěny průtokové součinitele HRS.

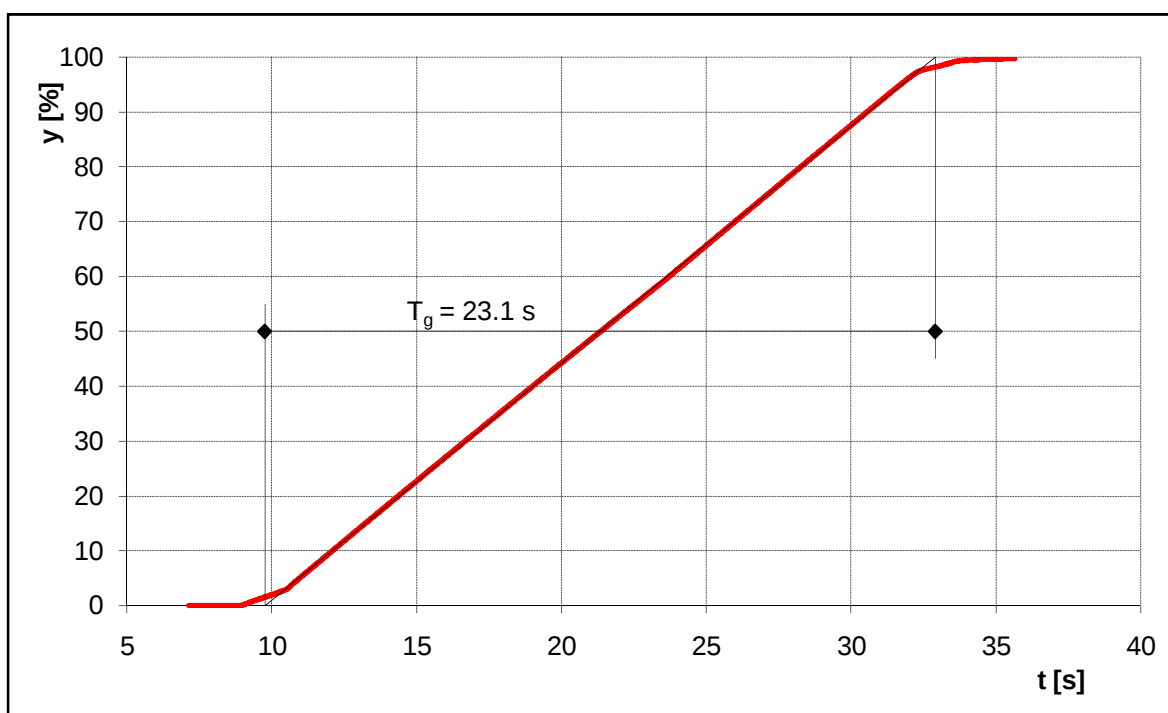


obr. 34. Schéma zapojení pro otevírání/zavírání z 0 ÷ 100 %

8.3.1 Otevírání / zavírání rozvaděče plnou hydraulickou rychlostí – měření

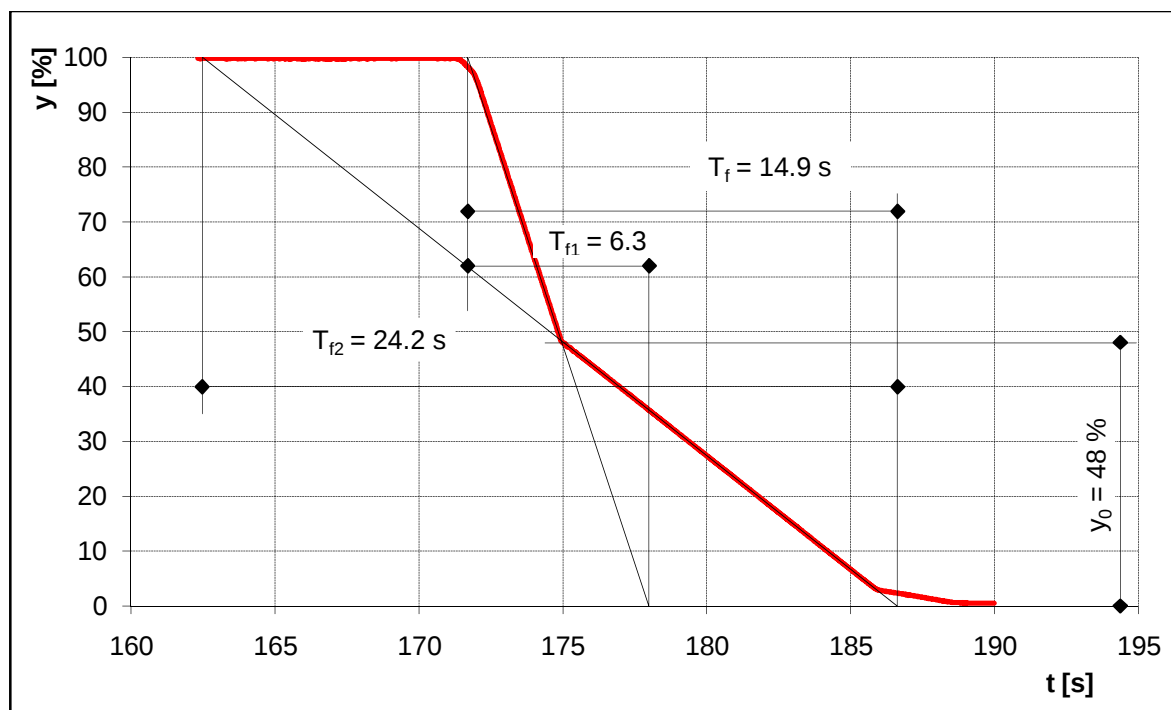
K dispozici byly měření provedená firmou OSC podle nichž jsem výsledný model servomotoru ověřoval. Jak je vidět na výsledcích měřené zkoušky otevírání na obr. 35. otevírání rozvaděčích lopatek je pozvolné za působení clony T_g . Tuto rychlost stanovují příslušné normy a je daná technologií turbíny. Tzn. při větší rychlosti otevírání by mohlo dojít k poškození lopatek turbíny.

Otevírání:

obr. 35. Doba otevření rozvaděče plnou hydraulickou rychlostí – T_g

Zavírání znázorněné na obr. 36. musí být taktéž omezeno. V tomto případě je to z toho důvodu, že příliš rychlé zavření by způsobilo vodní ráz v přívodním potrubí z nádrže, což by mělo za následek roztržení tohoto potrubí. Doby přivření T_{f1} a doba dovření T_{f2} jsou dány clonami

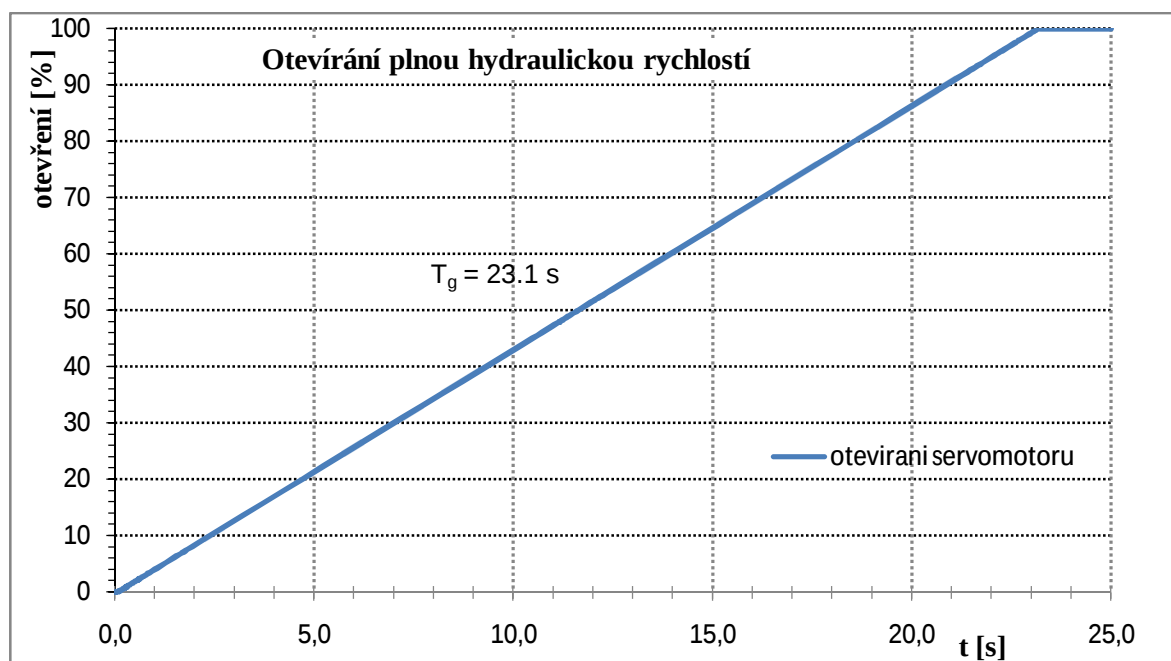
Zavírání:



obr. 36. Doba zavření rozvaděče plnou hydraulickou rychlostí působením clon – T_{f1} a T_{f2}

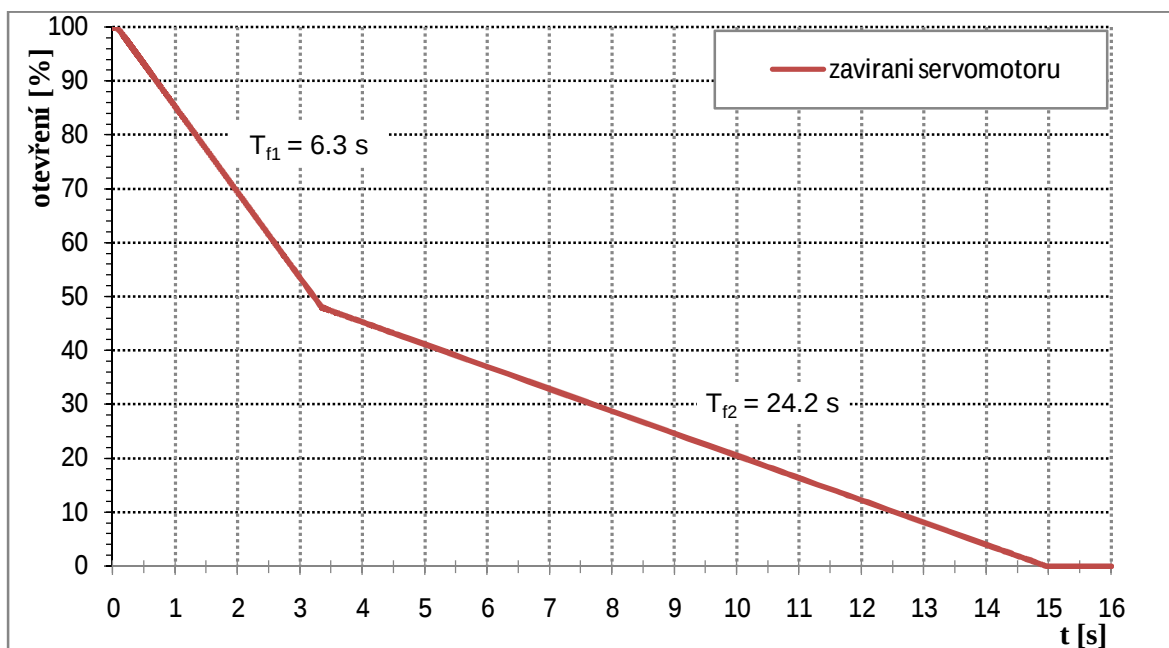
8.3.2 Otevírání / zavírání rozvaděče plnou hydraulickou rychlostí – simulace

Otevírání:



obr. 37. Doba otevření rozvaděče plnou hydraulickou rychlostí – T_g

Zavírání:

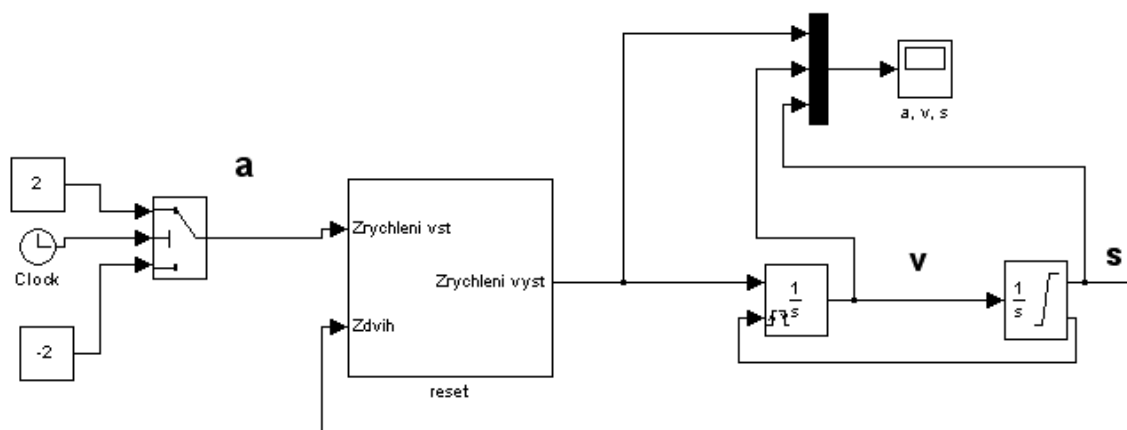


obr. 38. Doba zavření rozvaděče plnou hydraulickou rychlostí působením clon – T_{f1} a T_{f2}

Dovírání, které je patrné na obr.36 z měřené zkoušky doby zavírání jsem, jak je vidět na výsledcích simulace obr.38 neuvažoval.

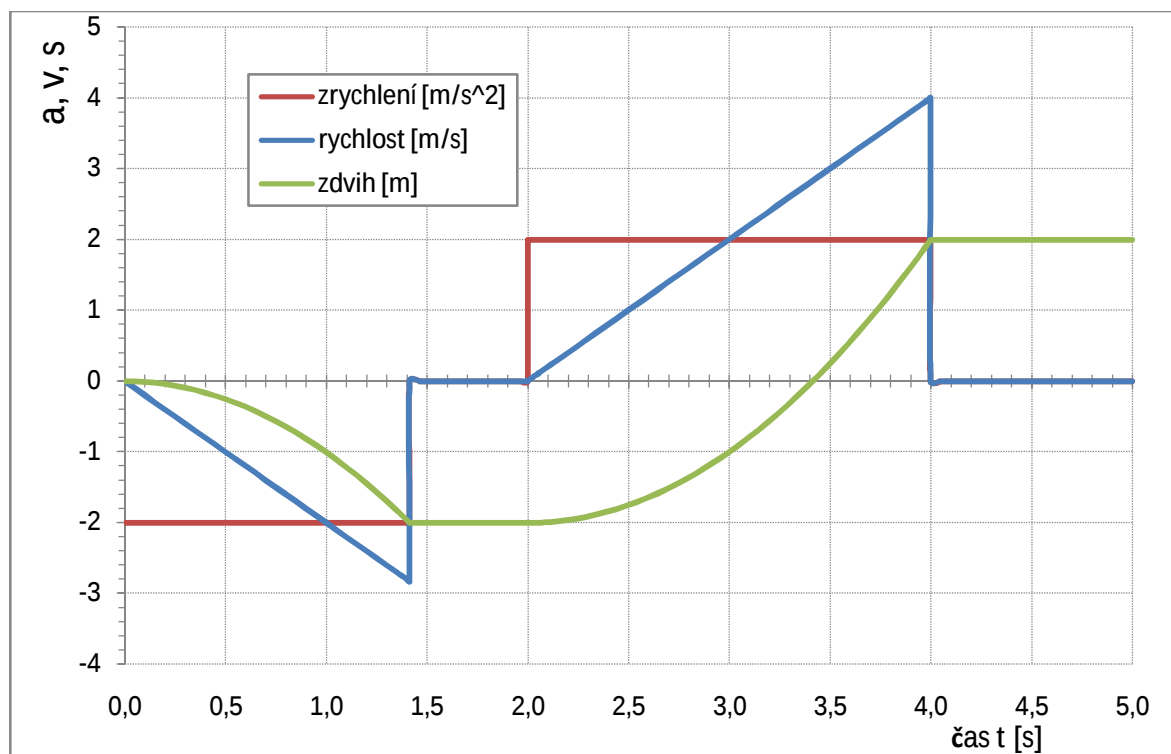
8.4 Testování funkce dorazu

Pro test správné funkce dorazu jsem použil obecné zapojení se dvěma integrátory. Hodnoty vstupního zrychlení jsou zde v podobě konstant o hodnotách 2 a -2 [m/s²]. Na počátku je aktivní zrychlení -2 [m/s²] a po 2 [s] dojde pomocí přepínače k jeho přestavení na hodnotu 2 [m/s²]. Omezení maximálního zdvihu je nastaveno také na 2 [m].



obr. 39. Schéma zapojení při testování funkce dorazu

Výsledky této zkoušky jsem znázornil do grafu na obr. 40. Je zde vidět, že v momentu, kdy se zdvih zastaví na svém omezení dojde ve stejný čas také k zastavení rychlosti a zrychlení na nulu zatímco zdvih setrvává na svém omezení dokud se nedojde ke změně vstupního zrychlení.



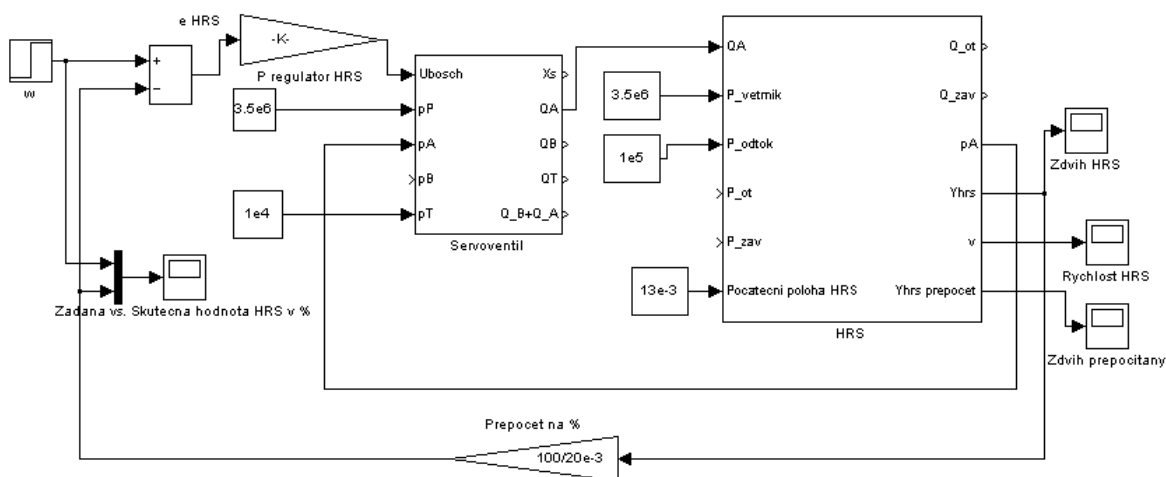
obr. 40. Výsledky simulace funkce dorazu

9 NASTAVENÍ A ZKOUŠKY REGULÁTORŮ

Po návrhu celého obvodu a ověření funkčnosti jednotlivých prvků obvodu jsem provedl nastavení pomocného regulátoru HRS a hlavního regulátoru polohy. O těchto regulátorech nebyly poskytnuty žádné informace, k dispozici jsou pouze měření polohové regulace.

9.1 Seřízení regulátoru HRS

Regulátor hlavního rozvodného šoupátka, tedy vnitřní pomocné smyčky, jejíž zapojení je vidět na obr. 41. jsem nastavil pomocí metody Ziegler-Nichols. Do regulované soustavy jsem zařadil pouze P regulátor. Postupným zvyšováním zesílení r_0 jsem obvod přivedl na hranici stability a to při hodnotě kritického zesílení $r_{0k} = 20,84$. Tuto hodnotu jsem poté dosadil do vztahu pro výpočet zesílení P regulátoru, kterou udává Ziegler-Nichols v tab. 8. [13]

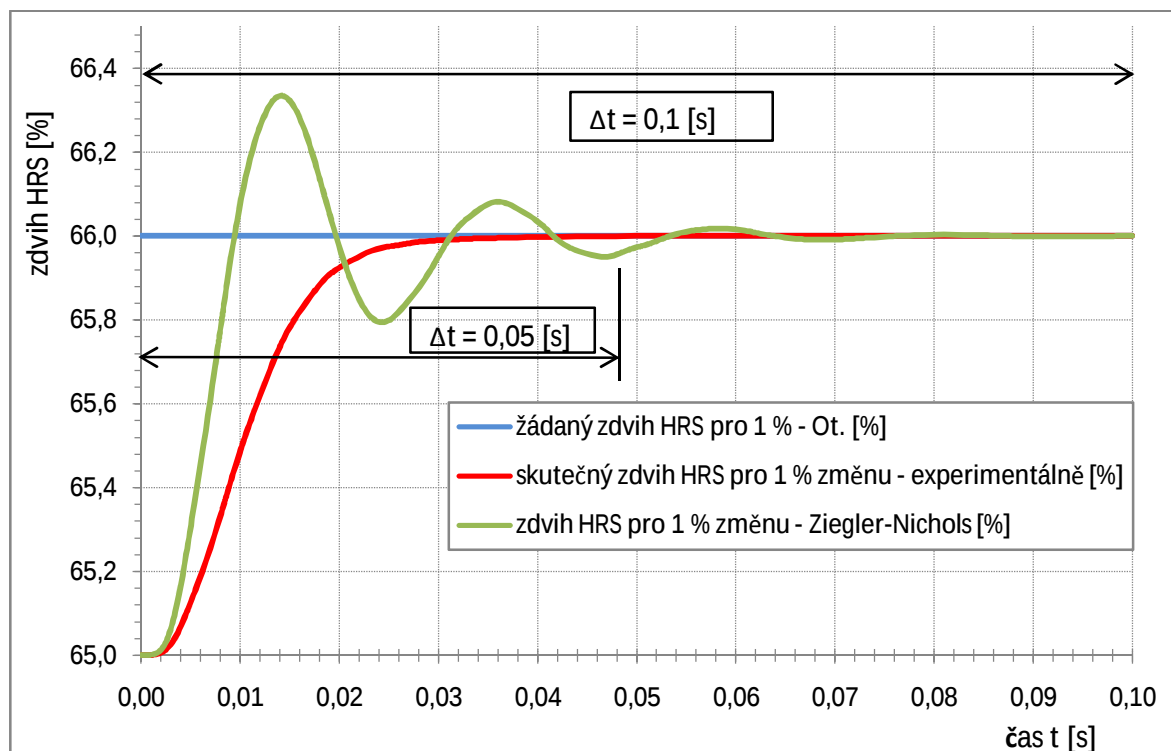


obr. 41. Schéma regulované soustavy při nastavování regulátoru HRS

Typ regulátoru	r_0	T_i	T_d
P	$0,5 r_{0k}$	-	-
I	-	$2 T_k$	-
PD	$0,4 r_{0k}$	-	$0,05 T_k$
PI	$0,45 r_{0k}$	$0,83 T_k$	-
PID	$0,6 r_{0k}$	$0,5 T_k$	$0,12 T_k$

tab. 8. Parametry pro seřízení regulátoru metodou Ziegler-Nichols

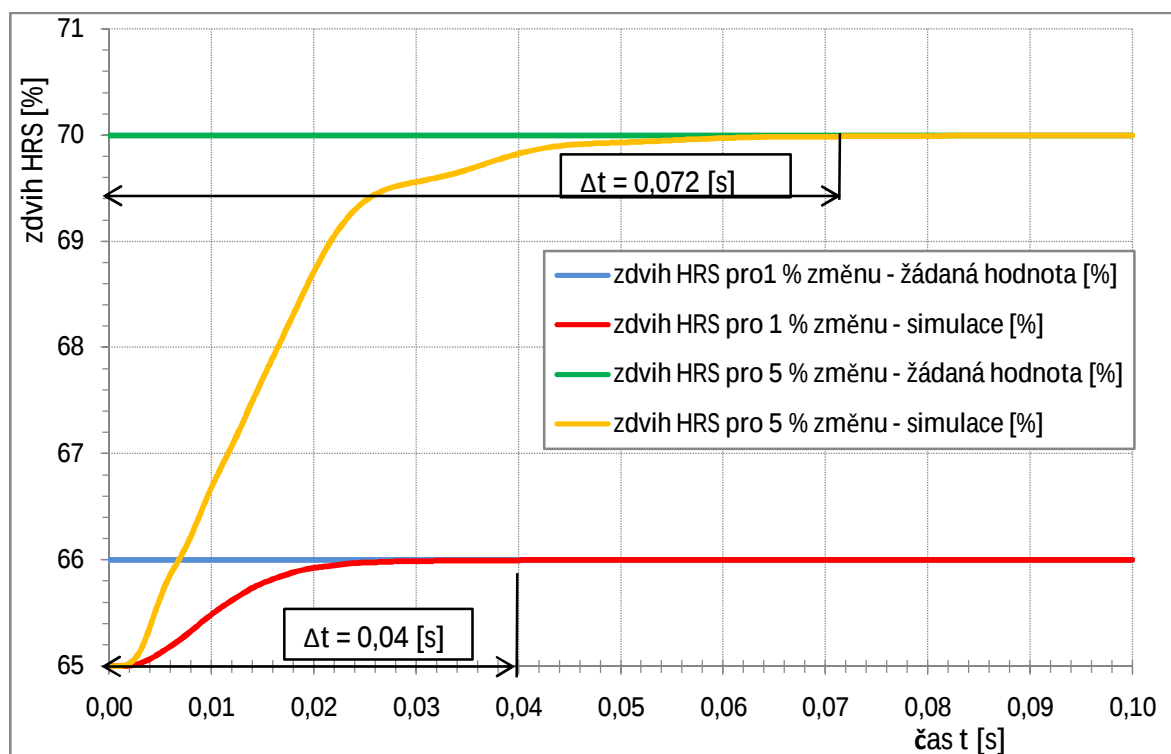
Dále jsem pokračoval v experimentování s nastavením regulátoru a lepších výsledků dosáhl při vynásobení r_{0k} hodnotou 0,2. Porovnání mého nastavení a nastavení pomocí Ziegler-Nichols je na obr. 42. Z obrázku je patrné, že HRS řízené regulátorem nastaveným pomocí Ziegler-Nichols má sice rychlejší reakci než regulátor nastavený experimentálně, ale jeho doba ustálení je delší. Při použití regulátoru nastaveného experimentálně se nevyskytují překmity. Zmíněné experimentální nastavení lze považovat za nastavení optimální.



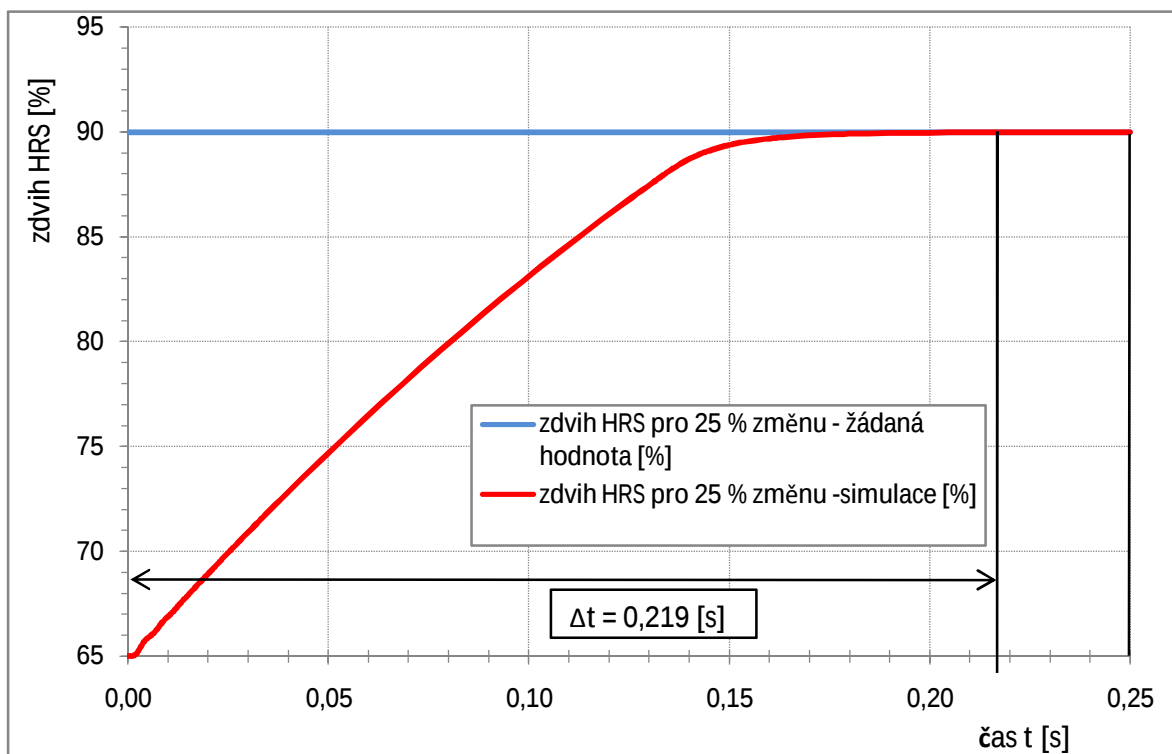
obr. 42. Nastavení regulátoru HRS metodou Ziegler-Nichols vs. experiment

9.1.1 Testování regulátoru HRS

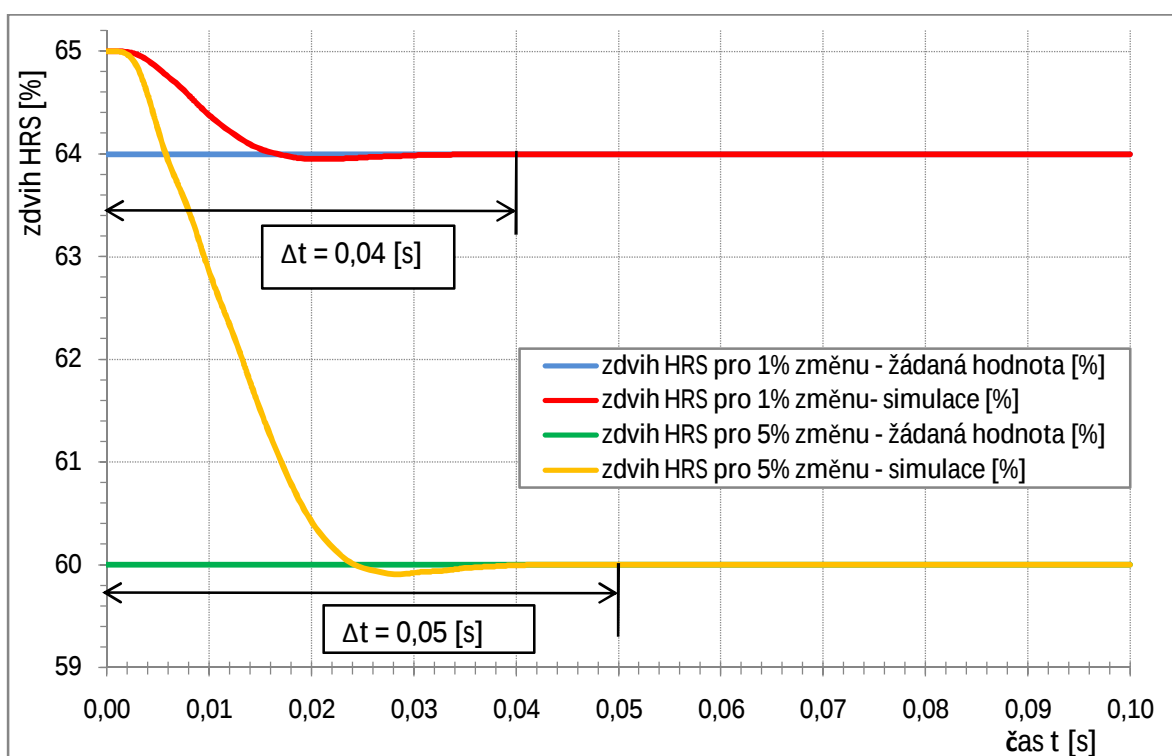
Po seřízení regulátoru HRS jsem provedl několik testů zdvihu HRS, abych ověřil funkčnost experimentálního nastavení regulátoru. Konkrétně pro vstupní skokové změny o hodnotách 1,5,25 % na otevírací a zavírací stranu.



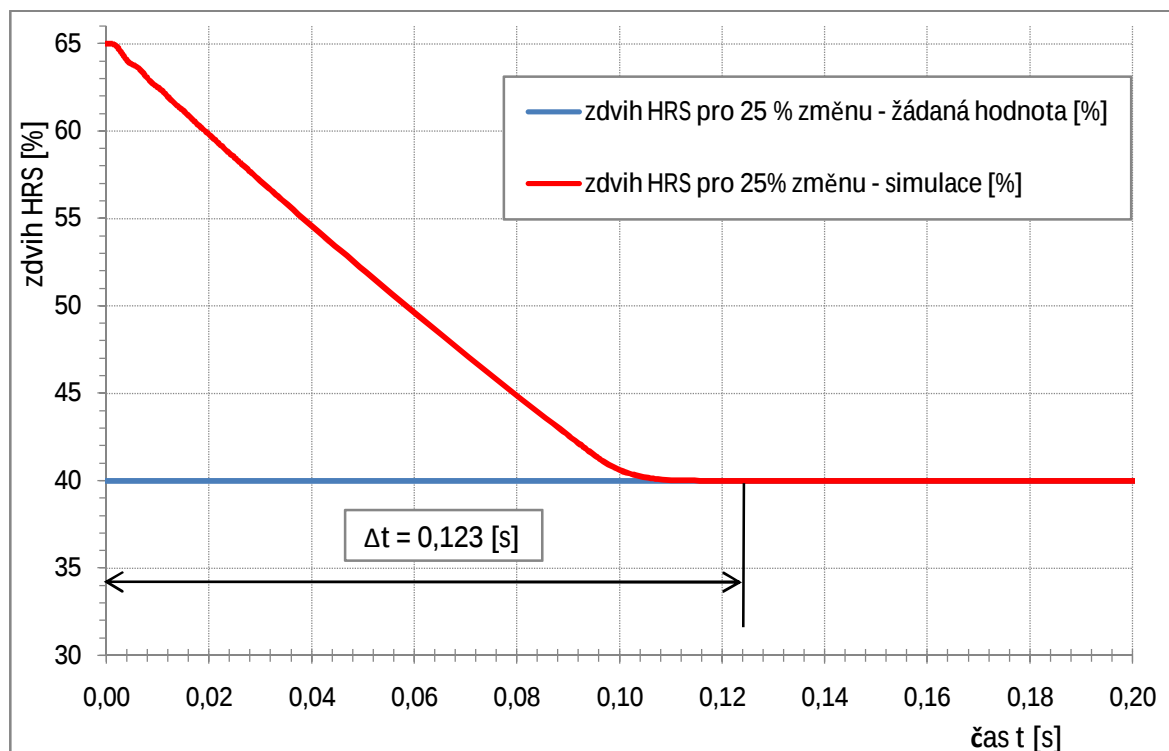
obr. 43. Žádaný vs. skutečný zdvih HRS pro 1 a 5 % změnu (otevírání)



obr. 44. Žádaný vs. skutečný zdvih HRS pro 25 % vstupní změnu (otevírání)



obr. 45. Žádaný vs. skutečný zdvih HRS pro 1 a 5 % vstupní změnu (zavírání)



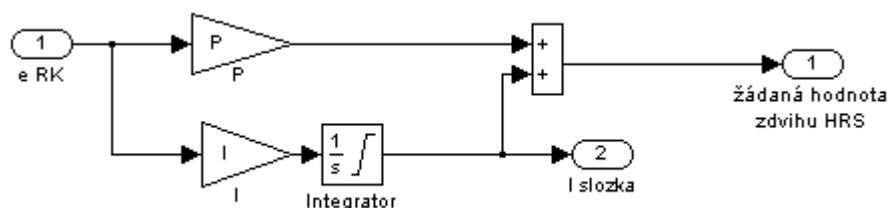
obr. 46. Žádaný vs. skutečný zdvih HRS pro 25 % vstupní změnu (zavírání)

Testy pro vstupní změny v rozmezí 1, 5 a 25 % prokázaly správnou funkci regulátoru. U zavírání na obr. 45. je patrný mírný překmit o velikosti asi 0.1 [%], který se vyskytuje jen při nižších hodnotách zdvihu. U větších hodnot žádaného zdvihu na zavírací stranu HRS se již tento překmit nevyskytuje – obr. 46. Zdvih na otevírací stranu HRS na obr. 43. 44 je bez překmitu při jakékoliv vstupní změně.

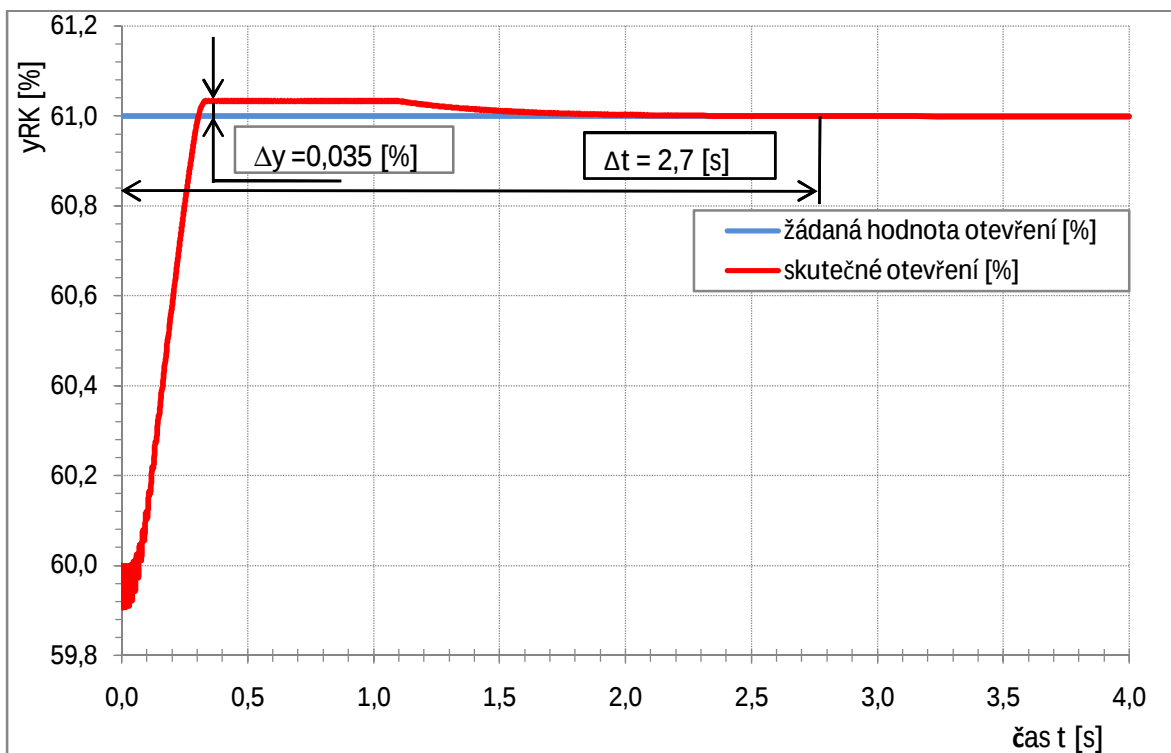
9.2 Optimální nastavení a testy modelu hlavního regulátoru polohy

Seřízení hlavního PI regulátoru bylo z důvodu vysoké nelinearity celé soustavy provedeno do značné míry experimentálně. Kvůli omezení (unášení) I složky jsem sestavil vlastní PI regulátor – obr. 47, jelikož blok PID regulátoru dostupný v Simulinku tuto funkci omezení I složky neobsahuje. Omezení I složky regulátoru je potřeba kvůli tomu, aby regulátor tzv. neintegroval do nesmyslně vysokých hodnot, po změně polarity regulační odchylky by poté muselo následovat dlouhé odintegrování. Toto omezení jsem nastavil v závislosti na střední poloze HRS, horní mez má tedy velikost 71 a dolní mez 51, přímo v bloku integrátoru I složky. Jako nastavení blízké optimálnímu se po provedení testů jeví tyto hodnoty zesílení: $P = 100$ a $I = 240 \Rightarrow T_1 = 2,4$ [s]

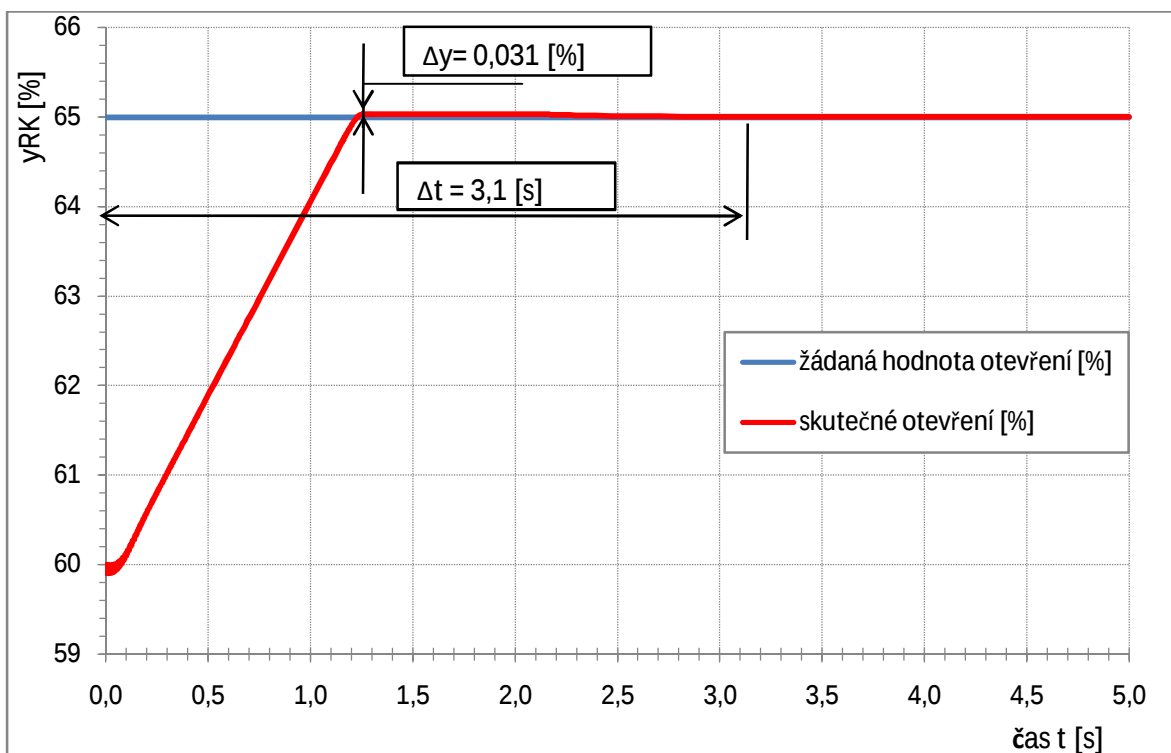
Testování funkce regulátoru s nastavením $P = 100$ a $I = 240$ jsem opět provedl pro 1, 5 a 25 [%] vstupní změny. Výsledky těchto testů jsou na níže uvedených obr. 48. 49 a 50.



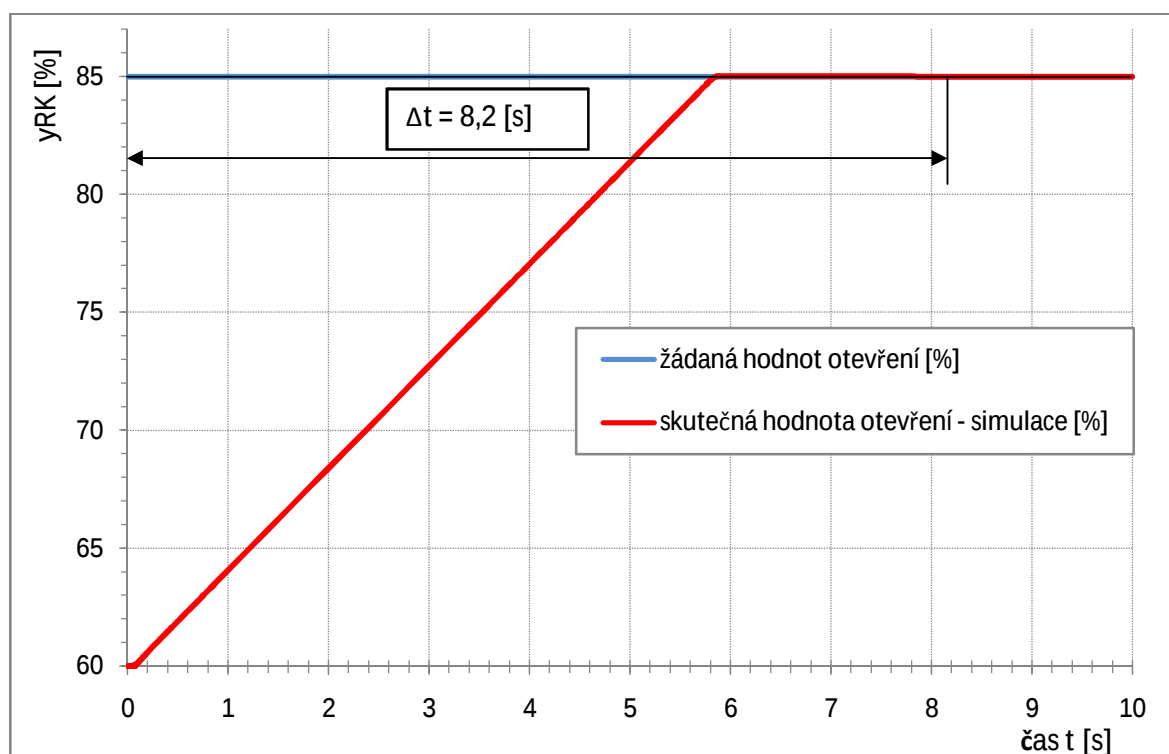
obr. 47. Schéma navrženého modelu PI regulátoru



obr. 48. Žádané vs. skutečné otevření rozváděcích lopatek pro 1 % změnu (otevírání)



obr. 49. Žádané vs. skutečné otevření rozváděcích lopatek pro 5 % změnu (otevírání)



obr. 50. Žádané vs. skutečné otevření rozváděcích lopatek pro 25 % změnu (otevírání)

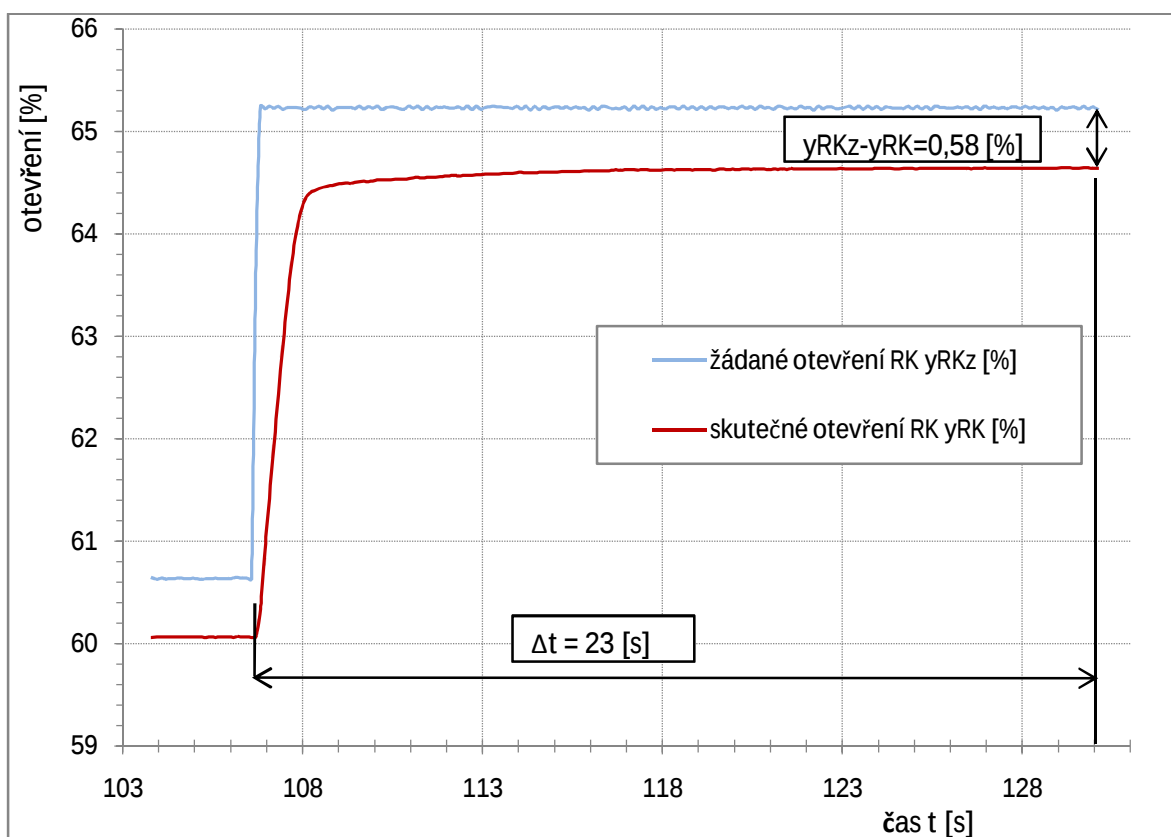
Výše uvedené testy prokázaly správnou funkci regulátoru, který jsem nastavil. Na obr. 48. je nejlépe vidět v činnosti funkce omezení I složky na jejíž odintegrování je třeba pouze krátká doba, ustálení na žádanou hodnotu zde nastane zhruba za 2,7 [s]. Znázorněný překmit Δy je jen velmi malý a s rostoucí velikostí žádaného otevření se jeho hodnota snižuje.

9.2.1 Nastavení regulátoru pro verifikaci s uskutečněnými měřeními

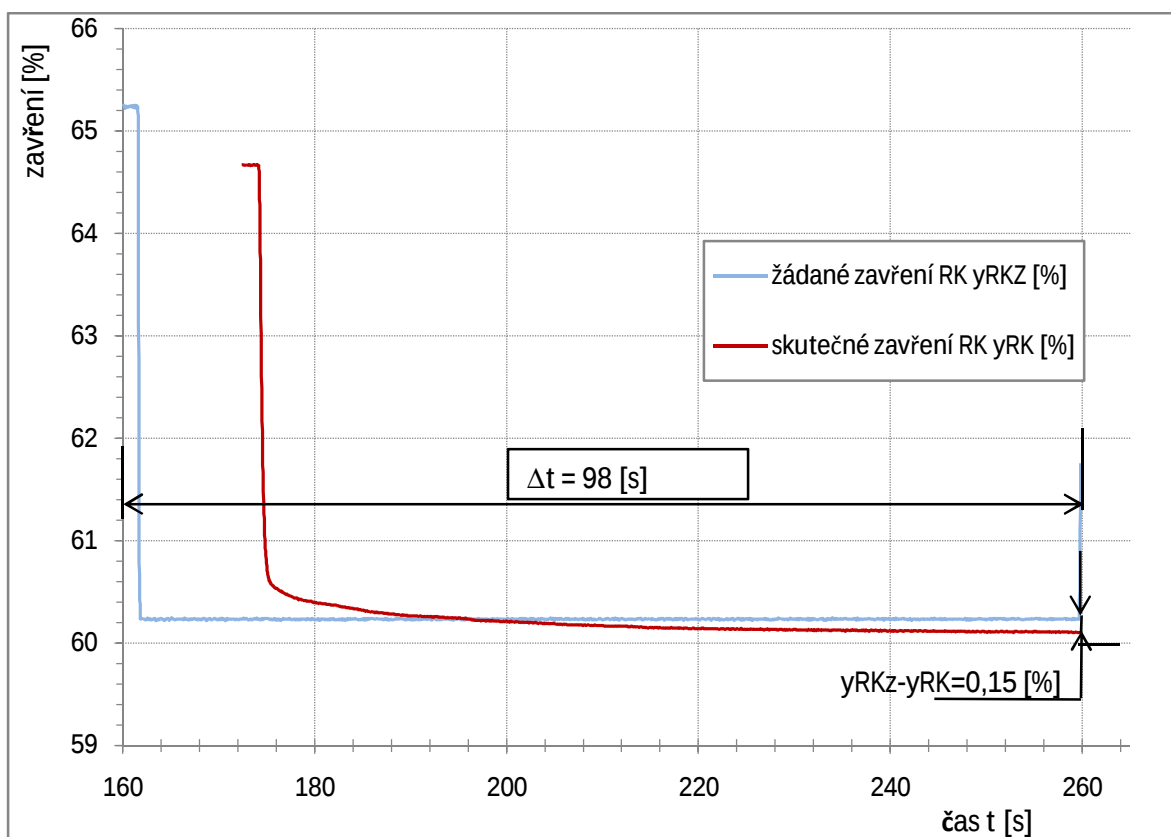
Firmou OSC byly poskytnuty zkoušky polohové regulace z PVE Dalešice, kde je patrná činnost zde použitých regulátorů. Tomuto nastavení jsem se experimentálně pokusil přiblížit.

Detail z měření pro vstupní 5 % změnu žádané hodnoty je na obr. 51. Je zde patrné, že polohová regulace není dobře seřízena. Skutečná hodnota otevření RK se jen velmi pomalu přibližuje hodnotě požadované. Po 23 [s] má regulační odchylka hodnotu 0,58 [%] tzn., že k dosažení požadované hodnoty otevření by došlo za velmi dlouhou dobu. U zavírání na obr. 52. je patrné obdobné chování opět by trvalo velmi dlouhou dobu než by bylo dosaženo požadované hodnoty zavření.

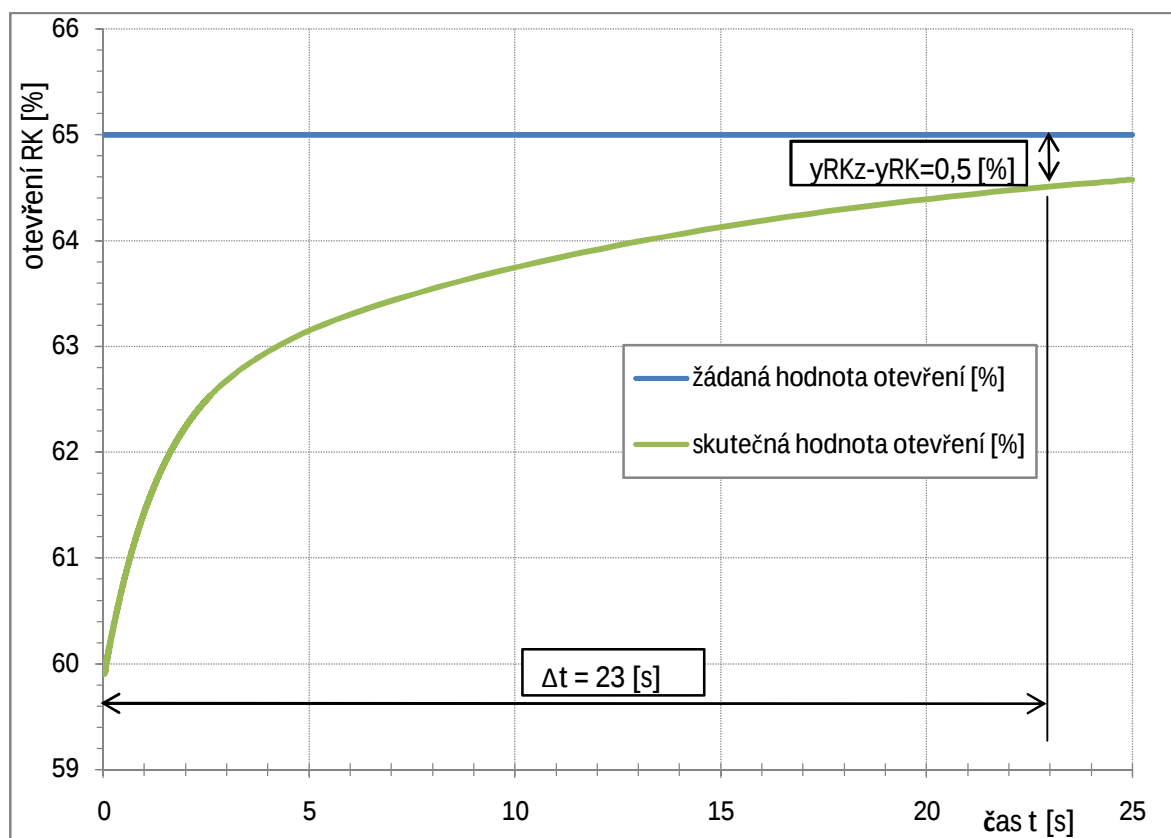
Podobných hodnot jako v poskytnutém měření jsem dosáhl při tomto nastavení PI regulátoru: $P = 3$, $I = 0,2$, $\Rightarrow T_i = 0,07$. Graf s výsledky této simulace je na obr. 53.



obr. 51. Žádané vs. skutečné otevření RK pro 5 % změnu- detail – měření



obr. 52. Žádané vs. skutečné zavření RK pro 5 % změnu- detail – měření



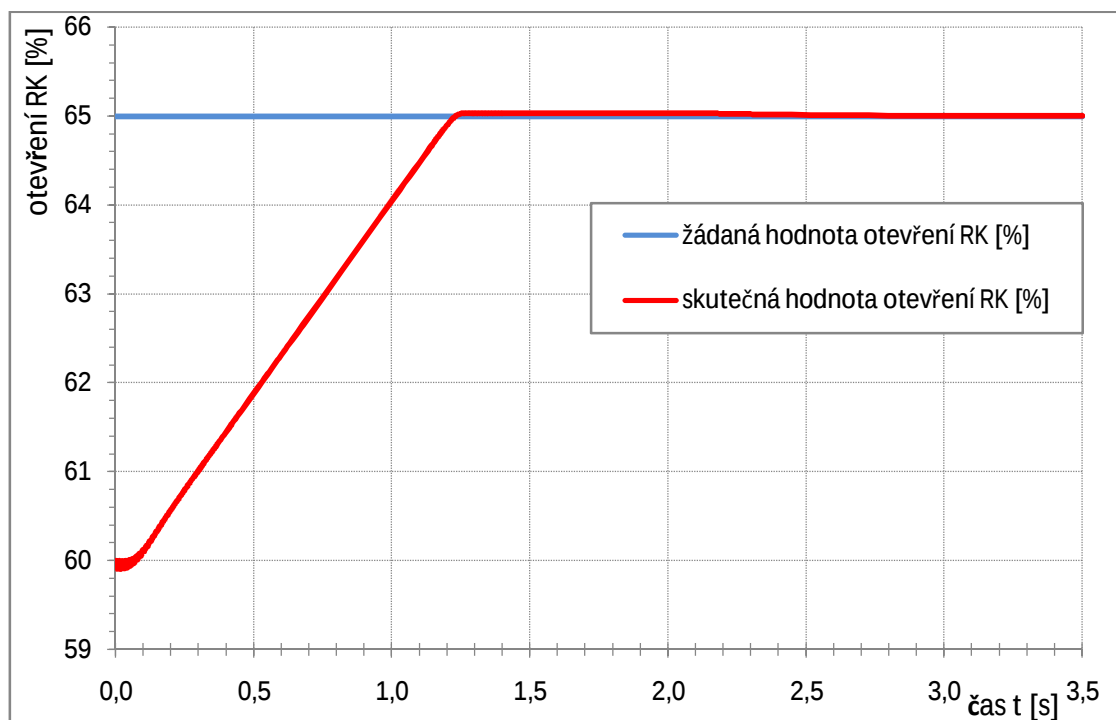
obr. 53. Žádané vs. skutečné otevření RK pro 5 % změnu- detail – simulace

10 PŘÍKLAD SOUČINOSTI PRVKŮ MODELU SILOVÉ ČÁSTI

Jako příklad poslední zde uvedené zkoušky jsem se rozhodl znázornit v grafech postupnou činnost všech prvků silové části při 5-ti % skokové změně žádané hodnoty otevření RK.

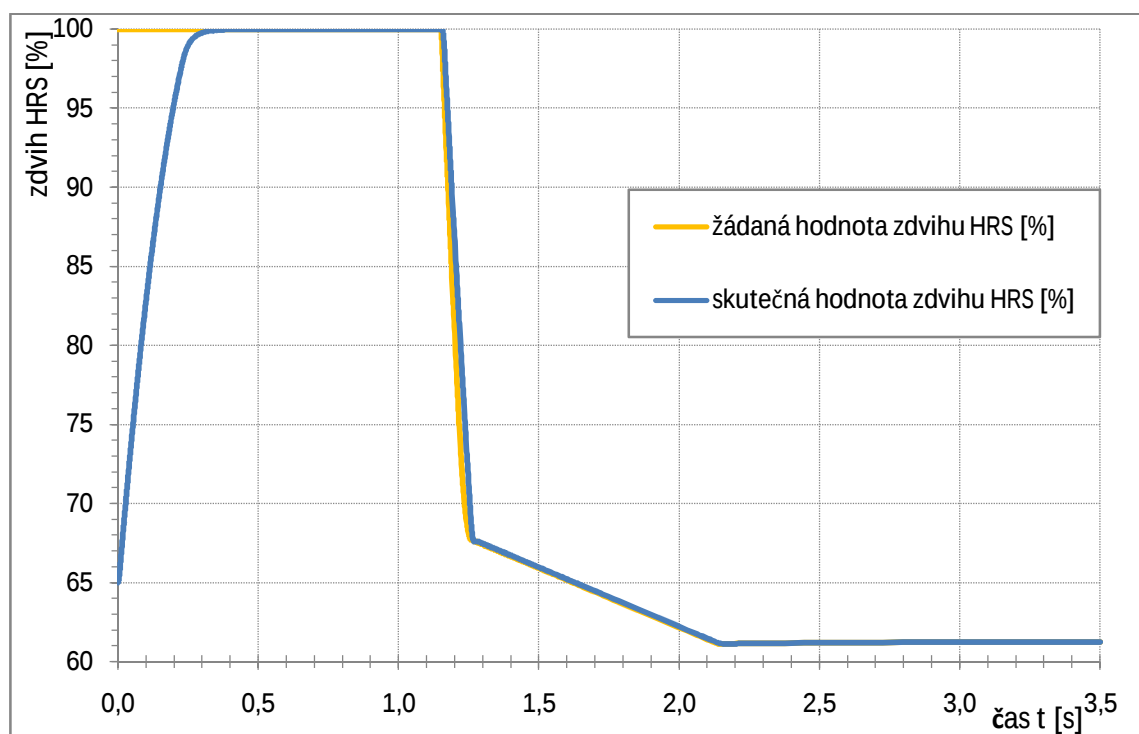
Postupná činnost počítačového modelu silové části PVE obr. 27. při skoku z 60 [%] otevření RK na žádanou hodnotu 65 [%] je následující:

Z rozdílu žádané a skutečné hodnoty otevírání RK se určí regulační odchylka, kterou postupně vyhodnocuje regulátor polohy RK – obr. 54.

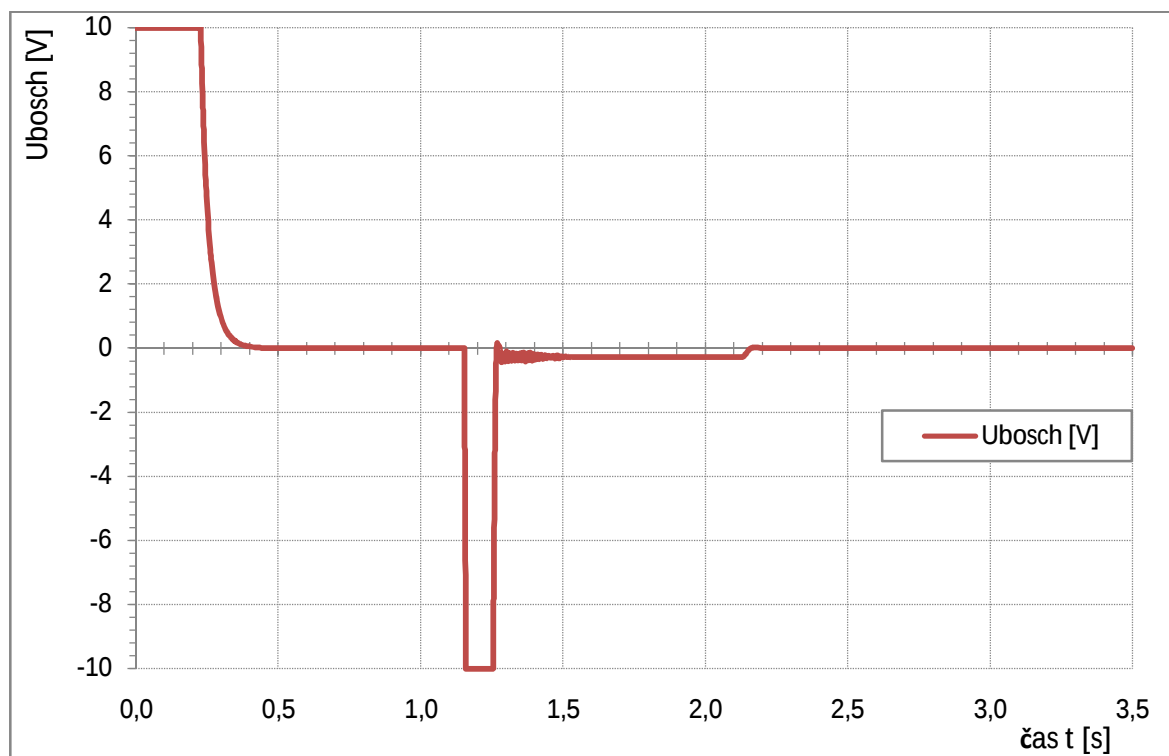


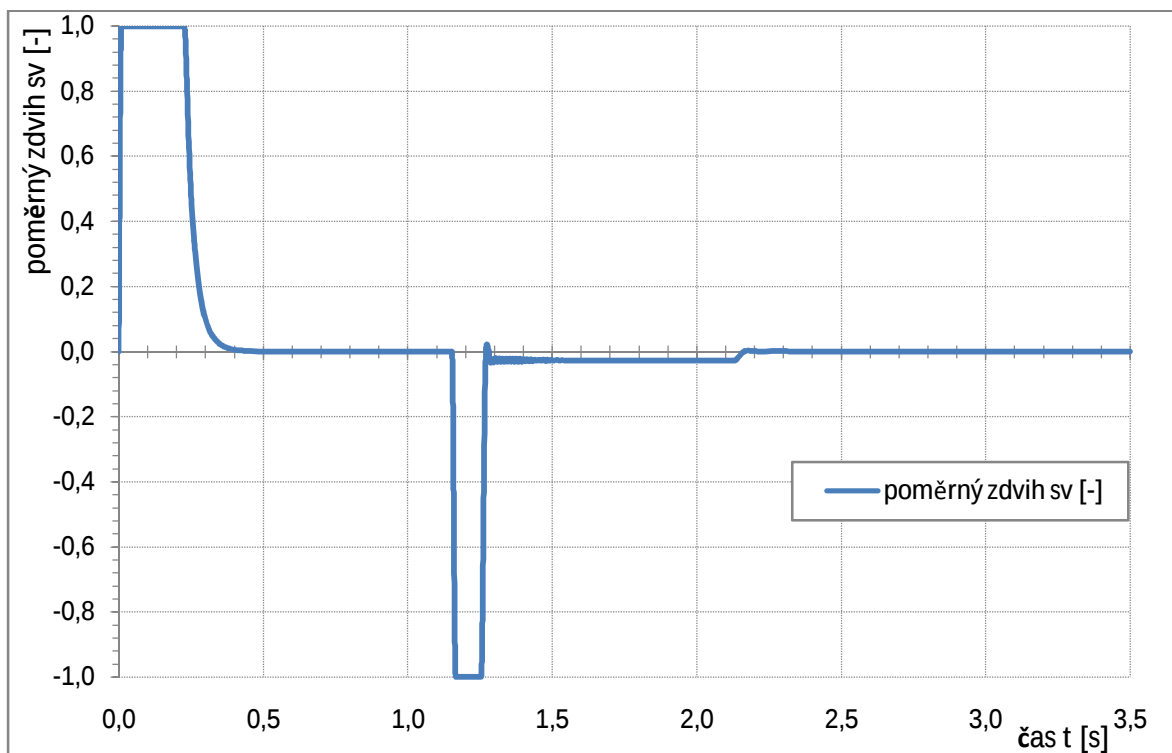
obr. 54. Žádané vs. skutečné otevření RK pro 5 % vstupní změnu – simulace

Výstupní signál z tohoto regulátoru je žádanou hodnotou otevření HRS od které se odečítá skutečná hodnota otevření HRS, průběh těchto dvou veličin je na obr. 55. Výslednou regulační odchylku zpracuje pomocný regulátor polohy HRS. Jeho výstupem je řídicí napětí – obr. 56 , jehož velikost určuje zdvih servoventilu – obr. 57. Je zde patrné, že reakční doba servoventilu na vstupní napětí je velmi malá, řádově jsou to setiny sekundy. Úměrný zdvihu servoventilu je jeho výstupní průtok tekoucí do činného prostoru HRS – obr.58, které se díky němu uvede do pohybu - obr. 55. Tím se začnou otevírat výstupní kanály a do servomotoru začne proudit olej – obr. 59, v uvedeném grafu je zároveň patrná funkce clony T_g , která velikost průtoku omezuje. Výsledkem je postupné otevírání rozváděcích lopatek až na žádanou hodnotu.

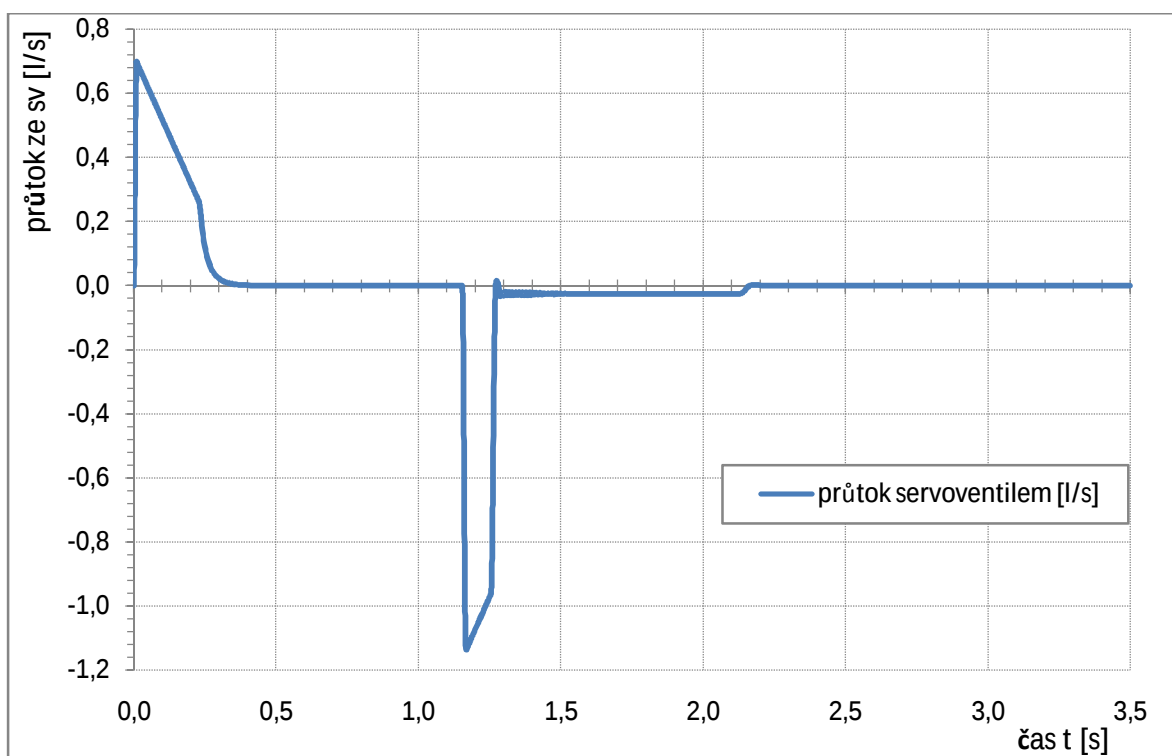


obr. 55. Žádané vs. skutečné otevření HRS – simulace

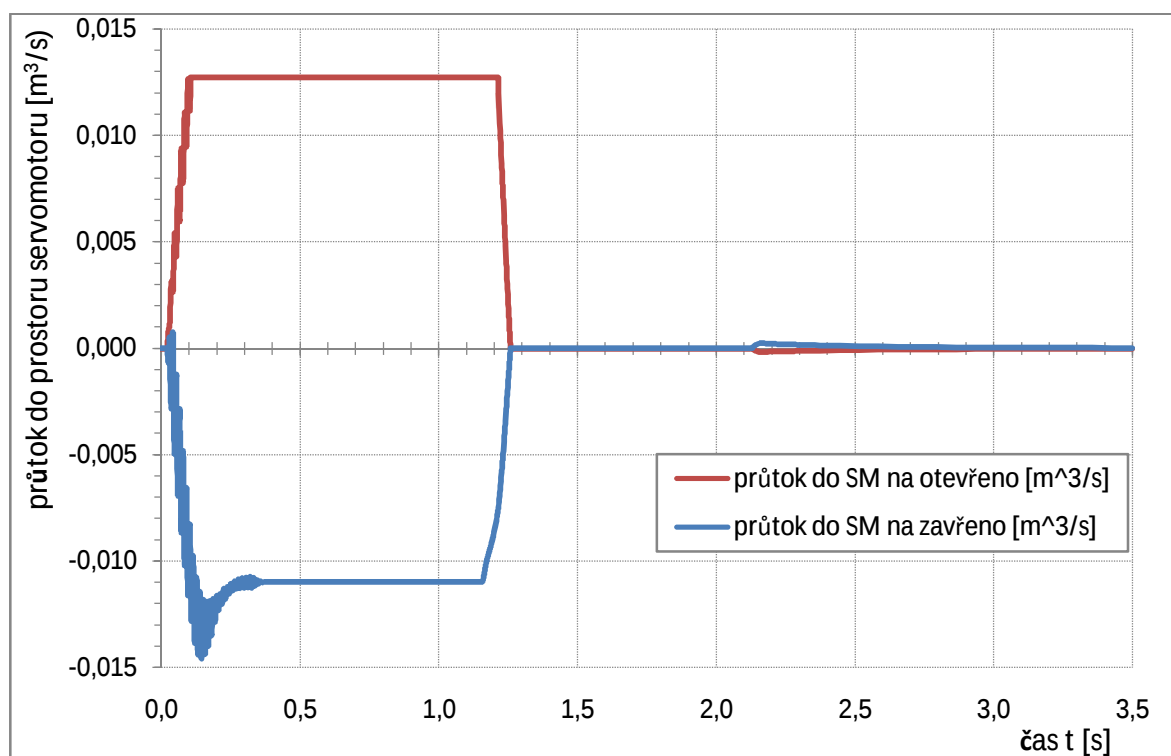
obr. 56. Řídící napětí U_{bosch} servoventilu z regulátoru HRS – simulace



obr. 57. Poměrný zdvih servoventilu – simulace



obr. 58. Průtok servoventilem – simulace



obr. 59. Průtok HRS – simulace

11 ZÁVĚR

Cílem této diplomové práce bylo sestavení počítačového modelu silové části regulace vodní turbíny na přečerpávací vodní elektrárně (PVE) Dalešice. Odtud byla poskytnuta dokumentace týkající se silové části regulace a měření provedených na turbosoustrojí č. 2. Úkolem silové části PVE je otevírání/zavírání rozváděcích lopatek Francisovi reverzní turbíny v závislosti na žádané hodnotě otevření z řídicího střediska.

Jak je uvedeno v úvodu, práce obsahuje celkem tři hlavní části. Nejdříve jsem se podrobně seznámil s dostupným zapojením silové části před generální opravou (GO). Schéma regulované soustavy po GO nebylo poskytnuto. Funkce však zůstala stejná, proto jsem vycházel ze schématu před GO, kde jsem uvažoval nově instalovaná zařízení.

Poté jsem na základě matematicko-fyzikálního popisu jednotlivých hydraulických prvků regulované soustavy sestavil jejich počítačové modely. Vzájemným propojením těchto mnou vytvořených modelů a přidáním regulátorů jsem sestavil celkový počítačový model silové části. Díky některým neznámým parametrům, které v dokumentaci nebyly uvedeny je tento model do jisté míry zjednodušen. To se týká hlavně clon omezujících průtok oleje do servomotorů o nichž nebyly poskytnuty žádné údaje.

Nakonec jsem provedl verifikaci simulovaných činností modelů jednotlivých prvků a poté celé silové části s dostupnými měřeními.

Celá regulovaná soustava obsahuje řadu nelinearit, díky kterým bylo seřízení jejího optimálního chodu dosti obtížné. To se projevuje i v uvedených měřeních polohové regulace, které byly k dispozici. Věřím, že mnou vytvořený počítačový model povede ke zlepšení chodu celé silové části regulace na PVE Dalešice

.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] Pivoňka, J. a kol., 1987. *Tekutinové mechanismy*. 624s. Praha: SNTL.
- [2] Peňáz, V., Benža, D., 1990. *Tekutinové mechanismy*. 1. vydání. VUT Brno
- [3] Šob F., 2008. *Hydromechanika*. 2. vydání. VUT v Brně – FSI; AN CERM
- [4] Janalík, J., Štáva, P.: *Mechanika tekutin*, skripta VŠB TU Ostrava 2001
- [5] Flieger, J., Vyšín, M., 2004. *Hydraulické a pneumatické mechanismy*. Brno. [PDFdokument].
Vysoká škola technická v Brně, Fakulta strojního inženýrství.
Dostupný z: <http://www.uvssr.fme.vutbr.cz/opory/fluidni/hydropneu.pdf>
- [6] Noskievic, P., 1999. *Modelování a identifikace systému*. 1. vyd. Ostrava: MONTANEX, a.s.
276s. ISBN 80-7225-030-2
- [7] Lamač, J.: *Elektrohydraulická regulace vodních turbin*. Praha: SNTL, 1981.
- [8] Noskievič, J., 1995. *Dynamika tekutinových mechanismů*. VŠB-TU Ostrava. ISBN 80-7078-297-8
- [9] Pavlok B., Hružík L., Bova M., 2007. *Hydraulická zařízení strojů – učební text*. VŠB-TU Ostrava
- [10] Šob F., 2002 *Hydraulické Stroje*., VUT-Brno
- [11] Nepraž, F., Nevrlý, J., Peňáz, V., Třetina, K., 2002. *Modelování systémů s hydraulickými mechanismy*. Bosch Rexroth, spol. s r. o., Brno
- [12] Němec, Z.: *Modely systému a automatické řízení turbosoustrojí vodní elektrárny*. Vědecké spisy Vysokého učení technického v Brně. Brno: VUTIUM, 2008. ISBN 978-80-214-3641-1.
- [13] Švarc, I., Šeda, M., Vítečková, M., 2007. *Automatické řízení*. VUT FS, Brno
- [14] Decker, R., Saaski, D., 2008. *Design and control of proportional and servo systems*. Bosch Rexroth industrial Hydraulics
- [15] Dokumentace silové části regulace PVE Dalešice
- [16] Měření uskutečněná na TG2 PVE Dalešice firmou OSC