



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



**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ**  
**ÚSTAV MECHANIKY TĚLES, MECHATRONIKY A**  
**BIOMECHANIKY**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
INSTITUTE OF SOLID MECHANICS, MECHATRONICS AND  
BIOMECHANICS

# **HIL SIMULACE ELEKTRONICKÉ ŠKRTICÍ KLAPKY**

HIL SIMULATION OF ELECTRONIC THROTTLE

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**  
BACHELOR'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**  
AUTHOR

**MICHAL MALISZEWSKI**

**VEDOUCÍ PRÁCE**  
SUPERVISOR

**ING. VÁCLAV SOVA**

BRNO 2015



Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky

Akademický rok: 2014/2015

## ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Michal Maliszewski

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Mechatronika (3906R001)**

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 bakalářské práce:

### **HIL simulace elektronické škrticí klapky**

v anglickém jazyce:

### **HIL Simulation of Electronic Throttle**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Hardware-in-the-loop (HIL) simulace je moderní přístup k testování elektronických řídicích jednotek. Tento přístup nahrazuje ve fázi testování elektronické řídicí jednotky skutečnou řízenou soustavu jejím virtuálním modelem. Tento přístup poskytuje mnoho výhod proti testování se skutečnou soustavou.

Elektronická škrticí klapka je typický příklad mechatronického výrobku. Přestože se v moderních automobilech vyskytuje už řadu let, je její řízení stále otevřeným vědeckým problémem. Mechanická část elektronické škrticí klapky je silně nelineární (suché tření, nelineární pružina). Metody řízení pro elektronickou škrticí klapku se dají také aplikovat na podobnou třídu problémů. Náplní této práce je implementace modelu elektronické škrticí klapky pro běh na Real-Time zařízení dSPACE včetně simulace nezbytných periférií tak, aby tento model mohl sloužit pro HIL simulaci.

Cíle bakalářské práce:

- 1) Rešerše v oblasti řízení a modelování škrticí klapky, vlastní provedení základních testů na reálné klapce. Seznámení se s platformou dSPACE a principy HIL simulace.
- 2) Vytvoření několika variant simulačního modelu elektronické škrticí klapky (různý použitý model tření apod.). Odhad parametrů modelu na základě naměřených dat (použití nástroje Simulink Parameter Estimation). Ohodnocení výpočetní náročnosti a přesnosti modelu vzhledem k použitému řešiči ODE a nastavení dalších parametrů.
- 3) Implementace vybrané varianty modelu na dSPACE.
- 4) Implementace vybrané varianty regulátoru na dSPACE (propojení s modelem soustavy fyzickými I/O) nebo případně na prototypový mikrokontrolér dsPIC.
- 5) Zhodnocení výpočetní náročnosti vytvořeného řešení, prezentace výsledků.

Seznam odborné literatury:

- Chalupa, J. Návrh zařízení pro Power HIL simulaci stejnosměrného motoru. Diplomová práce. VUT Brno, 2014
- Sova, V. Využití FPGA pro řízení a modelování BLDC motoru. Diplomová práce. VUT Brno, 2013
- Valášek, M.: Mechatronika, Vydavatelství ČVUT 1995
- Noskievič: Modelování a identifikace systémů
- Nelles: Nonlinear System Identification, Springer 2001
- Jung, L.: System Identification, 2009
- Mann, B.: C pro mikrokontroléry, Nakladatelství BEN, 2003
- Herout, P.: Učebnice jazyka C
- Horáček, P.: Systémy a modely, ČVUT 1999

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Václav Sova

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/2015.

V Brně, dne 21.11.2014

L.S.

---

prof. Ing. Jindřich Petruška, CSc.  
Ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
Děkan fakulty

## **Abstrakt**

Tato práce se zabývá Hardware in the Loop (HIL) simulací elektronické škrticí klapky. V následujícím textu je odvozen její matematický model pro různé varianty tření a dorazů. Parametry modelu byly získány měřením na reálné klapce. Dále se práce zaměřuje na návrh vhodného řídicího algoritmu, jenž je použit pro vlastní HIL simulaci. Výstupem práce je volba nejvhodnějšího modelu vzhledem k přesnosti a výpočtové náročnosti simulace.

## **Abstract**

This thesis deals with the Hardware in the Loop (HIL) simulation of an electronic throttle. In the following text its mathematical model for different options of friction and hardstops is deduced. Model parameters were obtained by measurement on the real throttle. In the next step the thesis aims on designing the suitable control algorithm, which is used for own HIL simulation. The output of the thesis is the choice of the best model with respect to accuracy and computation time of the simulation.

## **Klíčová slova**

Elektronická škrticí klapka, HIL simulace, stejnosměrný motor, modelování tření, modelování dorazů, estimace parametrů

## **Keywords**

Electronic throttle, HIL simulation, DC motor, friction modeling, hardstops modeling, parameter estimation



## **Bibliografická citace**

MALISZEWSKI, M. HIL simulace elektronické škrticí klapky. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 63 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Václav Sova.





## **Čestné prohlášení**

Čestně prohlašuji, že jsem tuto práci vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a pod vedením vedoucího BP.

V Brně, 2015

.....

Michal Maliszewski



## **Poděkování**

Tímto bych chtěl poděkovat zejména vedoucímu BP Ing. Václavu Sovovi za cenné rady a za vytvoření příjemného pracovního prostředí. Dále bych chtěl poděkovat panu Doc. Ing. Robertu Greplovi Ph.D. za poskytnutí jeho vlastních materiálů spojených s tématem.



# Obsah

<b>1. Úvod</b> .....	15
1.1. Elektronická škrticí klapka .....	15
1.2. Cíle práce .....	16
<b>2. Rešerše</b> .....	19
2.1. Model based design .....	19
2.2. MIL, HIL simulace .....	20
2.3. Real Time řízení a simulace .....	21
2.4. Nástroje pro HIL simulaci .....	22
<b>3. Modelování škrticí klapky</b> .....	25
3.1. Elektromechanický model .....	26
3.2. Nelineární vratná pružina .....	27
3.3. Modelování tření .....	28
3.4. Modelování dorazů .....	30
<b>4. Odhad parametrů</b> .....	33
4.1. Kvazistatický test .....	34
4.2. Určení konstanty motoru .....	37
4.3. Stanovení zbývajících parametrů pro Simulink Parameter Estimation .....	38
4.4. Simulink Parameter Estimation .....	39
<b>5. Návrh řídicí jednotky</b> .....	41
5.1. PID regulátor .....	41
5.2. Kompenzace tření .....	42
5.3. Kompenzace nelineární vratné pružiny .....	43
5.4. Naladění parametrů regulátoru .....	44
<b>6. Testování řídicí jednotky – HIL</b> .....	45
6.1. Srovnání výpočetní náročnosti a přesnosti modelů vzhledem k použitému řešiči a frekvenci .....	45
6.2. Určení výpočtové náročnosti HIL simulace .....	48
6.3. Srovnání řešičů s fixním krokem simulace .....	49
6.4. Ověření řídicího členu .....	49

<b>7. Závěr .....</b>	<b>53</b>
<b>8. Reference .....</b>	<b>55</b>
<b>9. Seznam obrázků .....</b>	<b>57</b>
<b>10. Seznam použitých zkratk .....</b>	<b>58</b>
<b>11. Přílohy.....</b>	<b>59</b>
<b>12. Seznam příloh na CD .....</b>	<b>63</b>

# 1. Úvod

## 1.1. Elektronická škrticí klapka

Mechatronika je relativně mladý obor, který využívá poznatky z celé škály vědních technických disciplín. Integrací mechanické, elektrické a řídicí součásti systému dosahuje synergického efektu, jenž zvyšuje funkcionalitu stávajících výrobků nebo vede k vývoji zcela nových řešení. Cílem mechatroniky je zejména zrychlit vývojový cyklus, minimalizovat náklady, zvýšit kvalitu, spolehlivost a výkon produktu.

Práce se zabývá Hardware in the Loop (HIL) simulací elektronické škrticí klapky, která je vynikajícím příkladem mechatronického výrobku. Škrticí klapka je řízena elektronickou řídicí jednotkou (ECU) a slouží k regulaci přísunu vzduchu do pohonné jednotky automobilu.

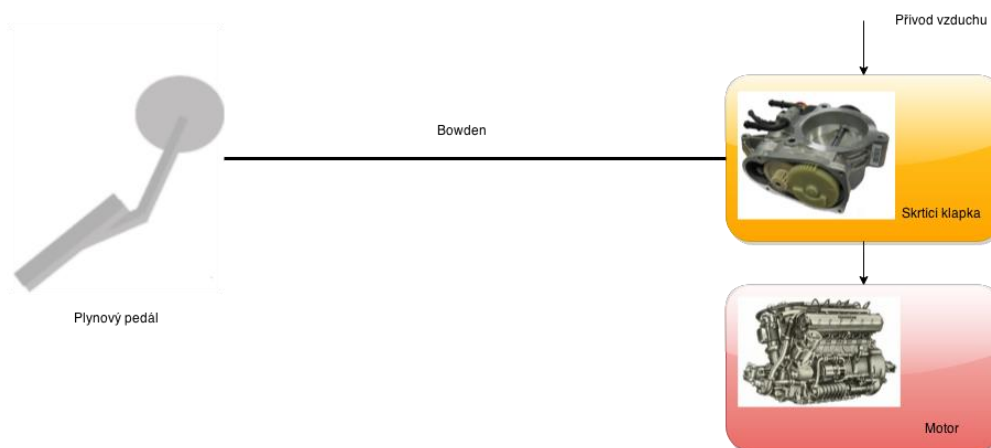


Obrázek 1.1 – Elektronická škrticí klapka (převzato z [1])

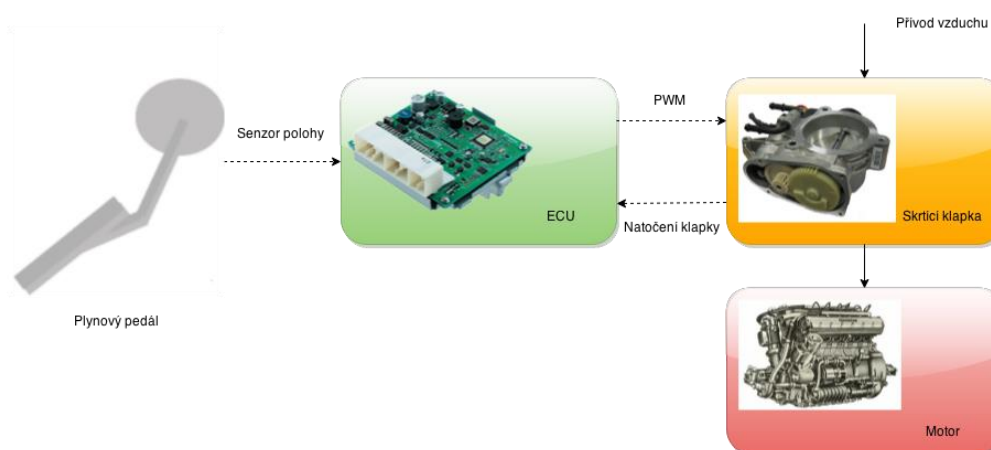
požadavek natočení klapky od plynového pedálu a aktuální poloha klapky, což nám umožňuje použít zpětnovazební řízení. Hlavním rozdílem těchto přístupů tedy je, že u elektronické škrticí klapky neexistuje mechanické spojení plynového pedálu s klapkou.

Škrticí klapky se vyrábí sériově ve velkých množstvích, což vede k vysokému tlaku na cenu jednoho kusu. Přímé mechanické spojení plynového pedálu s klapkou vyžaduje přesnou výrobu (poměrně malé výrobní tolerance součástí), což je nákladné. Oproti tomu u elektronické škrticí klapky není potřeba takového požadavku na přesnost součástí, drobné výrobní odchylky dohání řídicí algoritmus, který stačí vyvinout jednou a pak ho použít v celé sérii.

Dřívější mechanická koncepce spočívala v přímém spojení plynového pedálu s klapkou použitím bowdenu (lankový převod). Mechatronické řešení spočívá ve snímání polohy plynového pedálu pomocí polohového snímače, který generuje požadavek na natočení klapky, jenž je vyhodnocen v ECU. Klapka je doplněna servomotorem s převodovkou a vratnou pružinou, úhel natočení klapky je snímán polohovým senzorem. Vstupem do ECU je tedy



Obrázek 1.2 – Schéma řízení průtoku vzduchu motorem (mechanická klapka)



Obrázek 1.3 – Schéma řízení průtoku vzduchu motorem (elektronická klapka)

Další velkou výhodou je možnost řízení klapky s ohledem na další provozní parametry (např. teplota motoru) tak, aby v pohonné jednotce nastavila optimální směs vzduchu a paliva, což vede ke snížení emisí. Softwarové řízení průtoku vzduchu motorem může být dále využito u dalších systémů (např. tempomat, systémy jízdní stability atd.).

## 1.2. Cíle práce

Hlavním cílem této práce je vytvořit model pro HIL simulaci, což zahrnuje:

- sestavit matematický model elektronické škrťací klapky
- získat parametry klapky pro vytvořený model
- navrhnout a otestovat řídicí algoritmus pro konkrétní model s danými parametry



V následujícím textu se druhá kapitola zabývá rešerší v oblasti modelování a simulací (zejména srovnání s klasickým přístupem). Dále stručně shrnuje použité softwarové a hardwarové nástroje umožňující HIL simulace.

Třetí kapitola detailně popisuje modelování jednotlivých komponent klapky. Je zde odvozen model DC motoru, vratné nelineární pružiny, dva způsoby modelování tření a dvě možnosti modelování dorazů. Vzájemnou kombinací tření a dorazů získáme čtyři modely, jimiž se dále budeme zabývat. Kapitoly 4 a 5 podrobně popisují estimaci parametrů na konkrétní škrticí klapce a návrh řídicího algoritmu. V posledních kapitolách se práce zabývá srovnáním jednotlivých modelů s ohledem na výpočtovou náročnost a kvalitu řízení.



## 2. Rešerše

### 2.1. Model based design

V překladu „vývoj na základě modelu“ (MBD). Nejdříve bude popsána tradiční metodika při vývoji výrobku a poté bude provedeno srovnání obou přístupů. Při psaní následujícího textu bylo čerpáno zejména z [3] a [4].

Navrhovaný výrobek je rozdělen podle fyzikální podstaty na mechanický, elektrický, elektronický a řídicí podsystém. Nejprve se zkonstruuje mechanická kostra výrobku, na kterou se přidají elektrické systémy (kabeláž, motor apod.), dále elektronika (senzory, mikrokontrolér) a nakonec se programuje řízení. Hlavní nevýhodou tohoto postupu je zejména problematická optimalizace prototypu, což souvisí s dlouhou dobou vývoje a nutností znalosti vnitřní složitosti soustavy hned na začátku návrhového procesu.

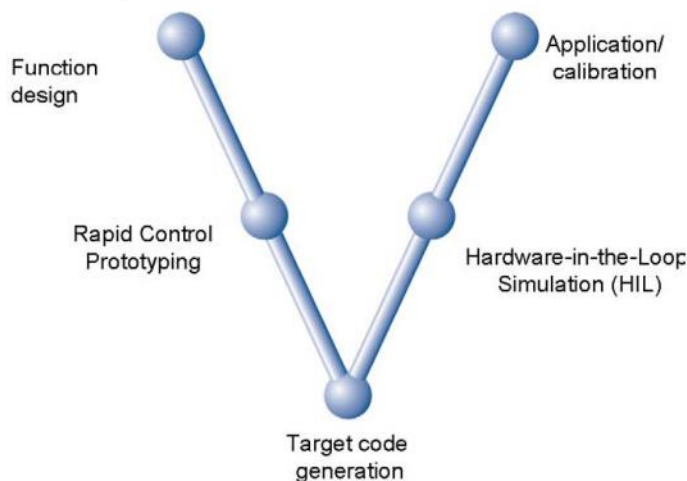
Oproti tomu vývoj na základě modelu se dá rozdělit do těchto fází:

- Definování cíle a úlohy – nezbytné pro správnou volbu modelu. V mechatronice se zejména zabýváme matematickým modelem, který vystihuje chování soustavy (např. CAD model zachycuje geometrii objektu), což nám umožňuje navrhnout řídicí algoritmus.
- Vlastní modelování – ideálně chceme, aby model odpovídal skutečnému systému. Složitost modelu závisí na námi stanoveném požadavku na jeho přesnost (např. pro odhad doby ohřevu vody ve varné konvici si vystačíme s jednoduchým modelem, oproti tomu pro přesné řízení rotačního inverzního kyvadla potřebujeme model složitější).
- Analýza modelu – pomocí modelu systému simulujeme chování daného reálného systému a určujeme jeho vlastnosti.
- Syntéza soustavy – zde využijeme předchozích výsledků získaných ze simulace pro optimalizaci principu činnosti a prvků řešení a následuje realizace konkrétního řešení (např. návrh řídicího členu pro model).
- Analýza soustavy – probíhá testování soustavy oproti vytyčeným cílům.

Výše uvedený postup přináší několik zásadních výhod. Experimenty přímo na prototypu mohou být velice nebezpečné (např. testování chování letadla při výpadku motoru), nákladné (např. crash testy pro optimalizaci konstrukčního řešení automobilu) nebo špatně reprodukovatelné (např. testování systémů jízdní stability za obtížně definovatelných nepříznivých podmínek). Dále může testování trvat nepřipustně dlouhou dobu (např. testy životnosti materiálu). MBD dále přináší omezení nákladů na prototyp, který už jako model prošel optimalizačním cyklem.

## 2.2. MIL, HIL simulace

Se zvětšující se komplexností dnešních produktů roste i využití mechatronických komponent. Proto je potřeba nových nástrojů a postupů pro navrhování a obzvlášť testování ECU. Vývoj popisuje tzv. „V diagram“.



Obrázek 2.1 – V diagram – postup při návrhu řídicího členu (převzato z [5])

Fáze při návrhu:

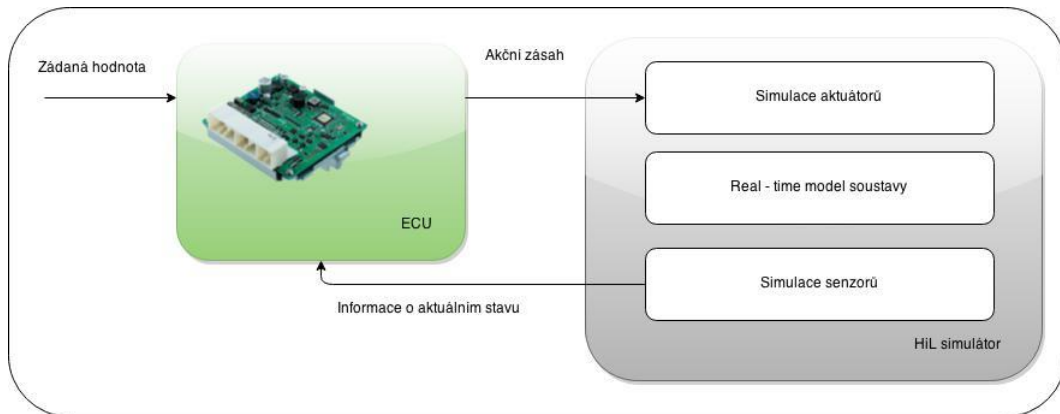
1. Function design – návrh řídicího algoritmu a testování jeho funkčnosti na modelu řízené soustavy
2. Rapid Control Prototyping (RCP) – testování funkčnosti řídicího algoritmu na skutečném zařízení
3. Target code generation – implementace algoritmu do ECU (automaticky s využitím nástrojů pro generování kódů)
4. HIL – testování ECU ve virtuálním prostředí
5. Application/calibration – testování ECU na reálné soustavě, finální seřízení

Prvním krokem ve V diagramu je function design (MIL – Model in the Loop simulace), kdy pro model soustavy navrhujeme regulátor. Jedná se o idealizovaný návrh řídicího algoritmu, kde se zanedbává vzájemné propojení zařízení a ECU, rychlost komunikace, překladač a výpočtový výkon ECU. Model regulátoru testujeme na modelu soustavy v programovém prostředí (např. Simulink).

Dalším krokem je RCP, kdy řídicí člen testujeme přímo na soustavě pomocí Hard Real Time zařízení (viz. kapitola 2.3). RCP je obtížně realizovatelné na klasickém PC (operační systém Windows není deterministický a běžné PC postrádá periferie potřebné pro řízení). Pro připojení běžného PC je nutné jej rozšířit o speciální I/O (vstupně/výstupní) kartu, která umožňuje komunikaci procesoru s okolím v reálném čase. Pak při využití dodatečných toolboxů v Simulinku, které zajistí překlad programu

do jazyka C a jeho následnou kompilaci do cílového hardwaru, je možno velmi urychlit návrh řídicího algoritmu pro danou soustavu a provést jeho testování.

Posledním krokem před implementací na reálné zařízení je HIL simulace, která se od MIL liší využitím druhého hardwaru pro regulátor. Tím pádem se testuje celá řídicí jednotka (řídicí algoritmus, propojení regulátoru s modelem soustavy a výpočtový výkon ECU).



Obrázek 2.2 – Schéma HIL simulace

HIL simulace se zejména uplatňují u experimentů, které mohou být velice nebezpečné (např. testování řídicí jednotky při přetížení velkých točivých strojů) nebo špatně reprodukovatelné (např. testování systémů jízdní stability za nepříznivých podmínek). Mezi další výhody patří zrychlení vývojového cyklu a tím pádem snížení nákladů na vývoj. Další informace uvedeny v [5], [12] a [13].

### 2.3. Real Time řízení a simulace

V Matlabu/Simulinku (viz.[6]) je zabudována celá řada tzv. ODE (obyčejná diferenciální rovnice) řešičů, které jsou založeny na numerických integračních metodách. Tyto řešiče se dělí na dvě hlavní skupiny:

- s proměnným (variabilním krokem)
- konstantním (fixním krokem)

Největší výhodou řešičů s variabilním krokem je možnost měnit velikost kroku podle rychlosti změny integrované funkce. Pokud nedochází k výrazným změnám, algoritmus nastaví delší krok a tím zrychlí simulaci. Je tedy zřejmé, že se nejedná o simulace v reálném čase (smyslem je umožnit simulovat děje s dlouhým simulačním časem v krátké reálné době).

Na druhou stranu výhodou řešičů s fixním krokem je umožnění provedení komunikace a výpočtů v reálném čase (RT). Což ovšem klade časové nároky na dobu výpočtu (deadline) a správnost činnosti v každého kroku. Takové simulace probíhají na

zařizování s deterministickým operačním systémem (OS), který provádí operace ve fixovaných, předem stanovených časových intervalech (délka kroku) nebo časech. Tyto OS můžeme rozdělit na:

- Hard RT – absolutně deterministický operační systém, nedodržení determinismu není přípustné
- Soft RT – povoleny drobné odchylky od determinismu, při nedodržení dojde ke ztrátě kvality systému

Typickou úlohou pro RT systém je právě HIL simulace. V současnosti existuje celá řada hardwarových a softwarových prostředků v prostředí Matlab/Simulink pro RT aplikace (např. Real Time Toolbox, Real Time Windows Target, xPC Target atd.). V našem případě byla pro HIL simulaci zvolena varianta dSPACE target (viz. kapitola 2.4). Jednotlivá řešení jsou rozebrána např. v [1].

## 2.4. Nástroje pro HIL simulaci

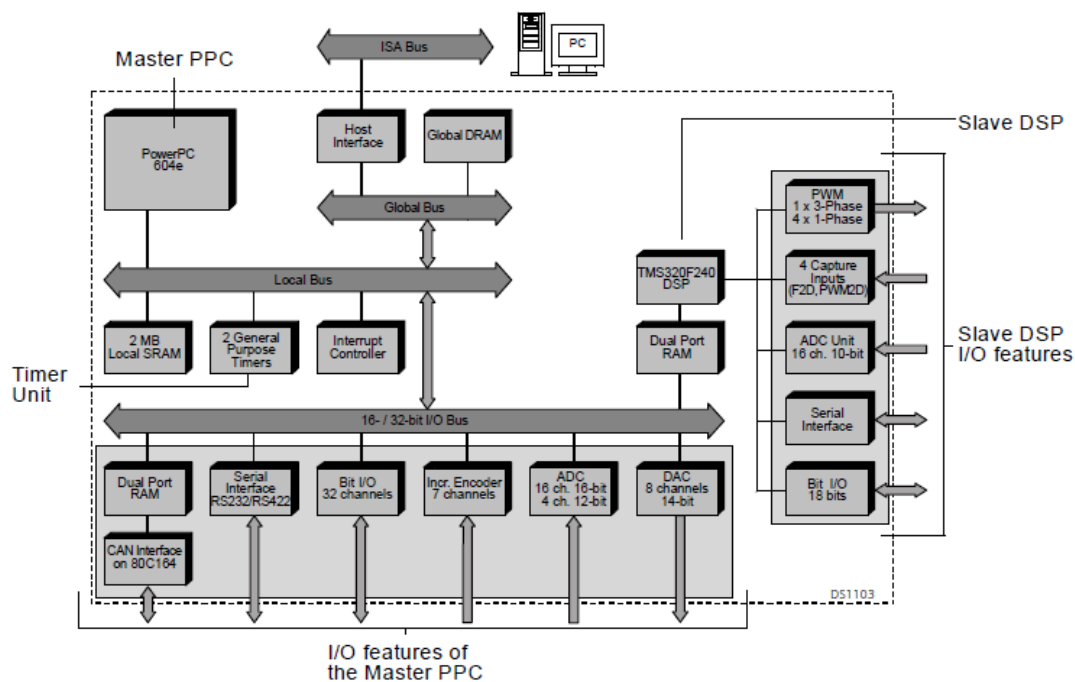
Pro provedení HIL simulace je zapotřebí vytvořit model reálného zařízení, který je poté simulován na RT targetu, a navrhnout regulátor, který je fyzicky připojen na virtuální model. V této práci byl pro vytvoření modelu klapky a návrh regulátoru (MIL) použit software Matlab/Simulink, který byl nahrán na zařízení firmy dSPACE (DS1103 PPC Controller Board), na kterém probíhala HIL simulace. Regulátor i model klapky byl simulován na jednom zařízení, avšak odděleně (vstupy a výstupy regulátoru a klapky byly navzájem fyzicky spojeny přes A/D a D/A převodníky).

Alternativními nástroji pro provedení HIL simulace se např. zabývá také firma National Instruments, která nabízí HW i SW (LabView).

Firma dSPACE poskytuje kompletní HW a SW balíky nástrojů, které jsou běžně používány v oblasti RCP a HIL v moderním průmyslu. Pro naše účely máme k dispozici DS1103 PPC Controller Board, který patří do real – time hardwaru založeném na výkonném procesoru s digitálními a analogovými vstupy i výstupy. Proto je ideálně používán pro návrh regulátorů metodou Rapid Control Prototyping. Pro řízení simulací je HW doplněn o aplikaci Control Desk, která umožňuje vytvořit interaktivní GUI.

Toto konkrétní zařízení je vybaveno:

- A/D, D/A a digitální I/O vstupy a výstupy
- Rozhraní pro inkrementální enkodér
- Vysílač a přijímač (UART) pro připojení přes sériovou linku
- Generování a čtení PWM signálu



Obrázek 2.3 – Schéma řídicí desky DS1103 PPC (převzato z [7])

Detaily uvedeny v [7] a [13].

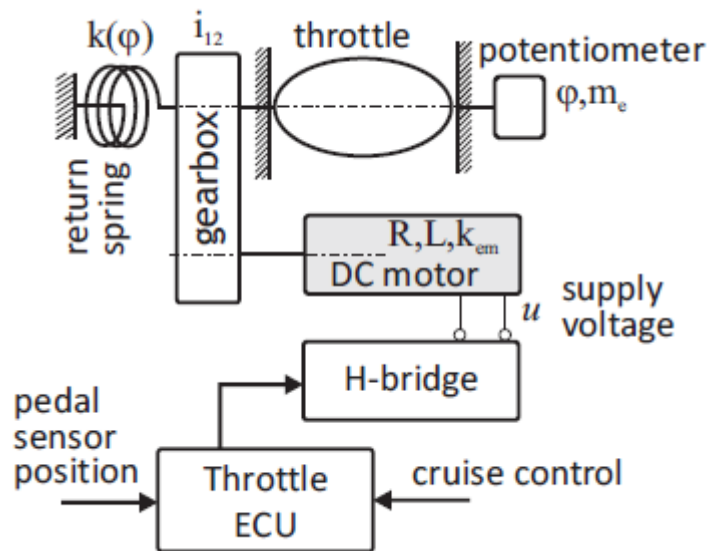




### 3. Modelování škrticí klapky

V této kapitole bude vytvořen model klapky vhodný pro implementaci v prostředí Matlab/Simulink. Mechanická část klapky se skládá z vratné pružiny a DC motoru, který je přes převodovku spojen s hřídelí nesoucí vlastní element klapky. Postup modelování vychází z [1].

Na obrázku 3.1 můžeme vidět celkové schéma klapky. Vstupem do řídicí jednotky (ECU) je aktuální poloha plynového pedálu (pedal sensor position) a požadavky na akční zásah od jízdních asistentů (cruise control). Řídicí jednotka vygeneruje PWM signál odpovídající požadovanému akčnímu zásahu, který je realizován DC motorem napájeným z H můstku (H - bridge). Výsledné natočení elementu klapky je snímáno pomocí potenciometru, jenž slouží jako senzor skutečné polohy pro zpětnovazební řízení. Klapka je doplněna převodovkou (gearbox) a vratnou pružinou (return spring).



Obrázek 3.1 – Schéma elektronické škrticí klapky (Převzato z [1])

Při zanedbání omezení natočení klapky a vlivu silového účinku proudícího vzduchu (budeme považovat za poruchu, vůči které je řízení robustní) můžeme vycházet z momentové rovnováhy:

$$J_{red}\ddot{\varphi} = M_e - M_p - M_v - M_T - M_D \quad 3.1$$

- kde  $J_{red}$  [kg·m<sup>2</sup>] ... redukovaný moment setrvačnosti k elementu klapky  
 $\ddot{\varphi}$  [rad·s<sup>-2</sup>] ... úhlové zrychlení elementu klapky  
 $M_e$  [N·m] ... elektrický moment  
 $M_p$  [N·m] ... moment nelineární vratné pružiny

$M_v$ [N·m]	...	moment viskózního tlumení
$M_T$ [N·m]	...	moment třecích sil
$M_D$ [N·m]	...	moment od dorazu (Hertzův přístup, viz. kapitola 3.4)

V následujících podkapitolách vyjádříme jednotlivé členy rovnice 3.1 a sestavíme výslednou rovnici potřebnou pro konstrukci modelu v Simulinku.

### 3.1. Elektromechanický model

Elektromechanickým modelem budeme uvažovat soustavu DC motor, převodovka a element klapky.

DC motor (stejnoseměrný motor) je točivý elektrický stroj napájený stejnosměrným proudem. V našem případě se jedná o motor s permanentními magnety a mechanickou komutací (kartáčový). Moment na motoru vzniká průchodem proudu vodičem v magnetickém poli permanentního magnetu (Ampérův zákon). Takový motor je popsán elektrickou rovnicí:

$$u = Ri + L \frac{di}{dt} + c\phi\dot{\varphi}_M \quad 3.2$$

a mechanickou rovnicí:

$$m_{e_M} = c\phi i = J \frac{d\dot{\varphi}_M}{dt} + B\dot{\varphi}_M + M_z \quad 3.3$$

kde	$u$ [V]	...	napájecí napětí
	$R$ [ $\Omega$ ]	...	odpor kotvy motoru
	$i$ [A]	...	proud kotvou motoru
	$L$ [H]	...	indukčnost vinutí kotvy
	$c\phi$ [V·s]	...	konstanta motoru
	$\varphi_M$ [rad]	...	natočení hřídele motoru
	$m_{e_M}$ [N·m]	...	elektrický moment vzhledem k hřídeli motoru
	$B$ [N·m·s]	...	koeficient viskózního tlumení
	$M_z$ [N·m]	...	zátěžný moment

Rovnice 3.2 a 3.3 tvoří lineární model motoru, ze kterého budeme vycházet. Dále zavedeme předpoklad, že přenos momentu z DC motoru na element klapky je realizován pomocí soustavy tuhých těles propojených vazbami.

Pak pro natočení klapky a elektrický moment platí:

$$\varphi = \frac{\varphi_M}{i_{12}} \quad 3.4$$

$$m_e = m_{eM} i_{12} \eta_{12} \quad 3.5$$

kde  $\varphi$  ... natočení klapky  
 $i_{12}$  ... převodový poměr převodovky  
 $\eta_{12}$  ... účinnost převodovky

Při běžném provozu můžeme dynamiku elektrické části zanedbat, pak po dosazení vztahu 3.4 do rovnice 3.2 a následném zjednodušení dostáváme:

$$u = Ri + c\phi i_{12} \dot{\varphi} \quad 3.6$$

odkud vyjádříme proud  $i$ :

$$i = \frac{1}{R}u - \frac{c\phi i_{12}}{R} \dot{\varphi} \quad 3.7$$

Dosazením rovnic 3.7 a 3.5 do rovnice 3.3 dostáváme výsledný elektrický moment:

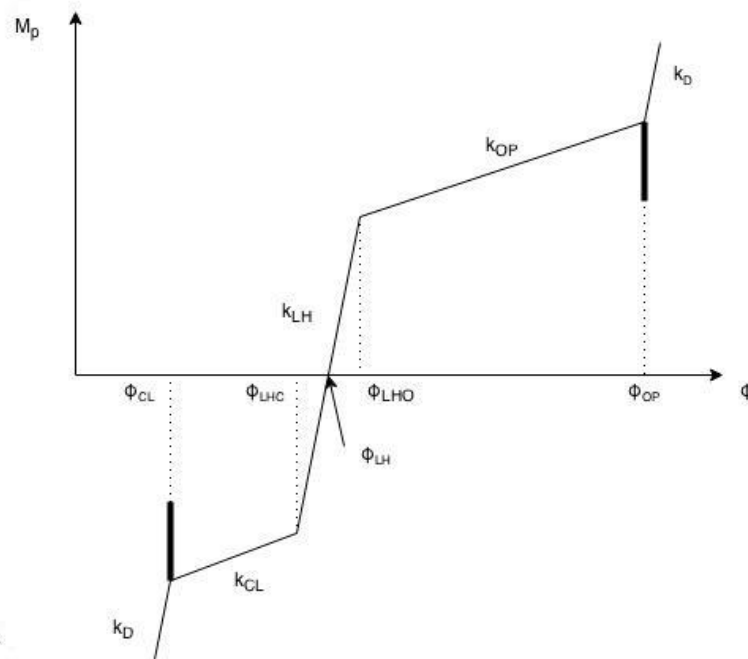
$$M_e = \frac{c\phi i_{12} \eta_{12}}{R}u - \frac{c\phi^2 i_{12}^2 \eta_{12}}{R} \dot{\varphi} \quad 3.8$$

## 3.2. Nelineární vratná pružina

Díky své silné nelinearitě pružina znepríjemňuje návrh řídicího členu, z bezpečnostních důvodů však představuje nedílnou součást systému. Při poruše řídicího systému (kabeláž, elektronika) pružina zajišťuje samovolné přivření klapky do tzv. Limp Home (LH) pozice (mírně pootevřená klapka), díky níž je možné s automobilem nouzově dojet do servisu. Z kvazistatické analýzy klapky (kapitola 4.1) vyplývá po částech lineární závislost momentu od pružiny na natočení klapky.

V charakteristice pružiny budeme rozlišovat tyto oblasti (viz. obrázek 3.2):

- $\varphi_{LH}$  – LH pozice, neutrální stav
- $\varphi_{LHC} - \varphi_{LHO}$  – oblast LH pozice o velké tuhosti  $k_{LH}$
- $\varphi_{CL} - \varphi_{LHC}$  – zavírání klapky při tuhosti  $k_{CL}$
- $\varphi_{LHO} - \varphi_{OP}$  – otevírání klapky při tuhosti  $k_{OP}$
- $\varphi_{OP}, \varphi_{CL}$  – dorazy (tuhost  $k_D$ ), viz. kapitola 3.4



Obrázek 3.2 – Charakteristika nelineární vratné pružiny

Z charakteristiky vyplývá, že moment od pružiny se bude měnit s aktuální polohou klapky velmi výrazně. Matematický model pak bude vypadat takto:

$$\text{pro } \varphi > \varphi_{LHO}, M_P = k_{LH}(\varphi_{LHO} - \varphi_{LH}) + k_{OP}(\varphi - \varphi_{LHO}) \quad 3.9$$

$$\varphi < \varphi_{LHC}, M_P = k_{LH}(\varphi_{LHC} - \varphi_{LH}) + k_{CL}(\varphi - \varphi_{LHC}) \quad 3.10$$

$$\varphi_{LHO} > \varphi > \varphi_{LHC}, M_P = k_{LH}(\varphi - \varphi_{LH}) \quad 3.11$$

### 3.3. Modelování tření

Rozeznáváme dva základní typy tření:

- Suché tření – nejobtížnější část modelu
- Viskózní tření – z hlediska modelování jednodušší

Při modelování tření bylo čerpáno zejména z [8], [9] a [14].

Při smykovém kontaktu mezi povrchy dvou těles dochází k mechanickému suchému tření, které brání volnému vzájemnému pohybu těles a dochází k disipaci mechanické energie na teplo.

Třecí síla je úměrná síle normálové a koeficientu tření, který je funkcí rychlosti a povrchu. Koeficient tření je zejména závislý na změně směru rychlosti, kdy dochází k dynamické nespojitosti (směr mění i třecí síla). Při malé relativní rychlosti může dojít k přechodu ze suchého kinematického na statické tření (povrchy k sobě přilnou). Statické tření díky nulové relativní rychlosti nevykonává žádnou mechanickou práci. Přechod ze statického do kinematického suchého tření tedy nastává při velmi malých rychlostech a časových úsecích ve srovnání s dynamikou systému.

Existuje spousta různých modelů tření, které se dají obecně rozdělit na statické a dynamické. Statické modely tření se používají v případech, kdy lze dynamické (přechodové) děje zanedbat, oproti tomu dynamické modely zavádí detailnější a komplikovanější popis suchého tření, který lépe vystihuje jeho skutečný charakter.

Nejjednodušším statickým modelem je Coulombovo tření, které bude v této práci použito jako zástupce statických modelů. Coulombovo tření můžeme matematicky popsat takto:

$$\text{pro } v(t) = 0 \quad F_f(t) \leq F_S = \mu_S F_N \quad 3.12$$

$$v(t) \neq 0 \quad F_f(t) = -F_C \operatorname{sgn}(v(t)) = \mu_K F_N \operatorname{sgn}(v(t)) \quad 3.13$$

kde	$F_N$	...	normálová síla
	$F_f$	...	výslednice vnějšího silového působení
	$F_C$	...	Coulombova třecí síla
	$\mu_S$	...	koeficient statického tření
	$\mu_K$	...	koeficient kinematického tření

Tento model se ovšem nedoporučuje pro simulace, kvůli už zmiňované nespojitosti v okolí nulové rychlosti. Důvodem je detekce Zero Crossing Detection (ZCD), která při variabilním kroku simulace zpomaluje výpočet a při diskretním kroku se nemusí do tohoto bodu trefit. Tento efekt vede ke zkreslení dat, které se dá kompenzovat menším časovým krokem, což opět klade vyšší nároky na hardware.

Proto použijeme i model dynamický, konkrétně LuGre model. Tento model simuluje tření jako působení síly na štětinky, které se zpočátku chovají jako pružinky, ale po překročení limitní hodnoty jejich stlačení dochází ke skluzu a vzájemnému pohybu nenulovou rychlostí. Průměrná hodnota stlačení se mění podle aktuální rychlosti. Matematicky lze model popsat takto:

$$\frac{dz}{dt} = v - \sigma_0 \frac{|v|}{g(v)} z \quad 3.14$$

$$F_f = \left( \sigma_0 z + \sigma_1 \frac{dz}{dt} \right) F_N \quad 3.15$$

kde	$z$ [m]	...	průměrný průhyb štětinek
	$\sigma_0$ [ $\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$ ]	...	tuhost štětinek
	$\sigma_1$ [ $\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}$ ]	...	koeficient viskózního tlumení
	$g(v)$	...	model Stribeckova efektu, více v [9]

### 3.4. Modelování dorazů

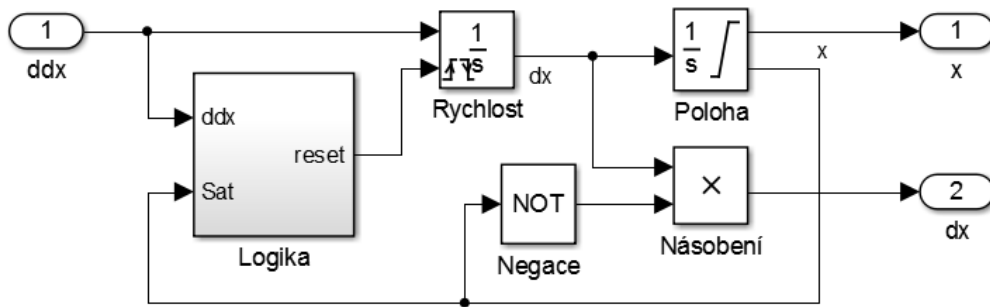
Pohyb elementu klapky je mechanicky omezen, proto musíme tuto saturaci polohy vnést do modelu. Klapka je ve výchozí poloze v pozici  $\varphi_{\text{LH}}$ , úplně uzavřená je v poloze  $\varphi_{\text{CL}}$  a plně otevřená v pozici  $\varphi_{\text{OP}}$  (viz. obrázek 3.2).

V této práci budeme uvažovat dva modely dorazů:

- Omezení polohy klapky, kdy dojde k poklesu rychlosti na nulu (pomocí bločku Second Order Integrator v Simulinku)
- Hertzův model rázu

U bločku Second Order Integrator (SOI) lze při modelování dorazu využít saturace druhého integrátoru (polohy), která když nastane, tak dojde k resetu prvního integrátoru (rychlosti) na nulu. Rychlost zůstává nulová, dokud se poloha nedostane zpět do pracovní oblasti (ven ze saturace). Tento způsob modelování dorazu tedy zanedbává dynamické děje spojené s kontaktem klapky a základového tělesa.

Bohužel bloček SOI je dostupný až od vyšších verzí Simulinku, které ovšem nebyly nainstalovány na PC propojeném se zařízením dSPACE. Tím pádem SOI nemohl být použit. Bylo nutné vytvořit vlastní bloček, který se chová stejně, ovšem při zpětnovazebním řízení docházelo k problémům s algebraickou smyčkou. Problém byl vyřešen zavedením zpoždění na výstupu bločku  $\dot{\varphi}$ , což se negativně projevilo při nastavování kroku simulace. Pro provedení HIL simulace byl zapotřebí daleko menší časový krok (viz. kapitola 6.2).



Obrázek 3.3 – Nahrazení bločku SOI

Nahrazení SOI spočívá v saturaci polohového integrátoru na hodnotu dorazů a následnému resetu rychlostního integrátoru. Když tedy klapka v simulaci dosáhne dorazu, rychlost okamžitě spadne na nulu a tuto hodnotu drží, dokud se klapka nedostane zpět do pracovní oblasti. Bloček „Logika“ ověřuje znaménko zrychlení vůči dorazu. Při kladném (záporném) zrychlení a horním (dolním) dorazu je výstupem požadavek na reset.

Hertzův model rázu daleko lépe vystihuje kontakt klapky se základovým tělesem. Základové těleso je nahrazeno tuhou pružinou a tlumičem. Při dorazu dojde k připojení tlumiče s pružinou a dochází k tlumeným oscilacím klapky. Síla v kontaktu mezi základovým tělesem a klapkou je pak určena součtem tlumící a pružné složky:

$$N = N_e(\delta) + N_v(\delta, \dot{\delta}) \quad 3.16$$

kde  $\delta$  [m] ... deformace smyšlené pružiny

$N_e$  [N] ... elastická síla

$N_v$  [N] ... tlumící síla

Pro naše účely použijeme lineární viskoelastický model:

$$N = k_D \delta + b_D \dot{\delta} \quad 3.17$$

se zachováním spojitosti:

$$N = k_D \delta + b_D |\delta| \dot{\delta} \quad 3.18$$

kde  $k_D$  ... tuhost virtuální pružiny

$b_D$  ... koeficient tlumení virtuálního tlumiče

Parametry  $k_D$  a  $b_D$  odhadneme na základě simulačních experimentů.

Matematický model dorazů podle Hertzova přístupu pak bude vypadat následovně:

$$\text{pro } \varphi_{OP} > \varphi > \varphi_{CL}, \quad M_D = 0 \quad 3.19$$

*jinak,*

$$M_D = -k_D \delta - b_D |\delta| \dot{\delta}$$

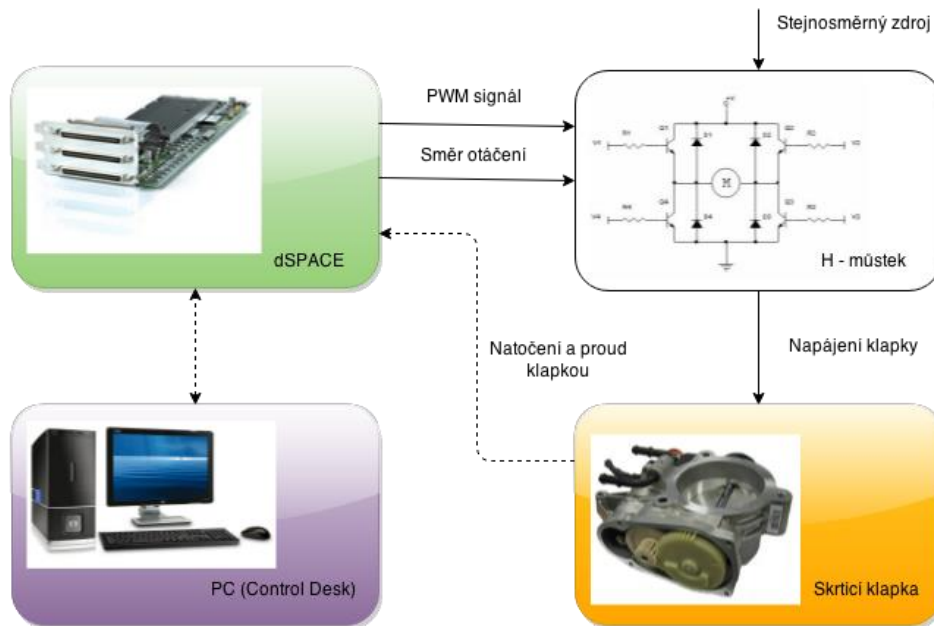
3.20

Více informací v [1] a [15].



## 4. Odhad parametrů

V předchozí kapitole jsme odvodili obecně platný model, který doplníme parametry získanými na reálné klapce. Tím pádem získáme virtuální model konkrétní klapky, se kterým budeme dále pracovat. Všechny parametry budeme vztahovat k elementu klapky. Protože budeme měřit natočení klapky v napětí, budou všechny určené veličiny k němu vztažené. Následující postup vychází z literatury [1], [4] a [10].



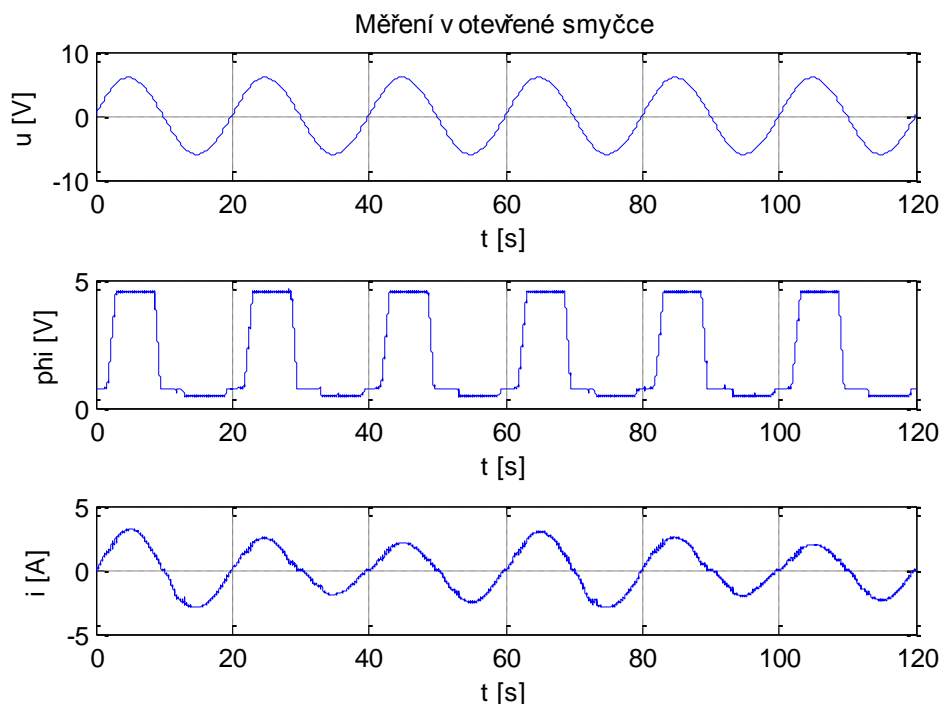
Obrázek 4.1 - Schéma měření na reálné klapce

V této kapitole se budeme nejprve snažit určit co nejvíce parametrů na základě měření na reálné klapce. Pro stanovení průběhu tuhosti pružiny a parametrů tření provedeme kvazistatický test, kdy se vstupní signál bude měnit velice pomalu z toho důvodu, abychom mohli zanedbat přechodové děje uvnitř klapky.

Následovat bude určení zbývajících parametrů, které budeme potřebovat jako vstup do Simulink Parameter Estimation. Zde bude naopak zvolen rychle se měnící vstupní signál.

Nejprve byla pro ilustraci testována odezva klapky na pomalý sinusový signál o amplitudě 6 voltů a periodě 20 sekund. Vstupem do klapky je napětí (řízené PWM signálem) a výstupem je natočení klapky (snímané potenciometrem) a proud tekoucí klapkou (snímaný čidlem proudu LEM).

Na obrázku 4.2 jsou patrné dorazy kolem hodnot 0,5 a 4,5 V a silná nelinearita pružiny, která je v okolí LH pozice daleko tužší než v ostatních částech grafu.



Obrázek 4.2 – Reakce klapky na sinusový signál

## 4.1. Kvazistatický test

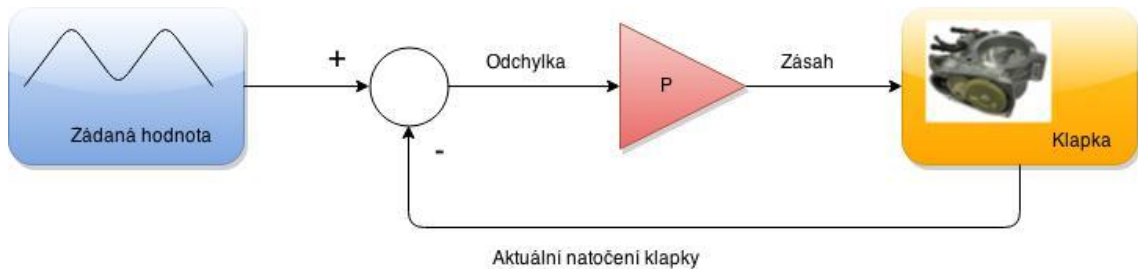
Jedná se o ideálně statický test, kdy se vstupní signál mění velice pomalu, tím pádem můžeme zanedbat dynamické vlastnosti klapky (setrvačnost, viskózní tření, indukčnost vinutí). Cílem tohoto experimentu bude určit tyto parametry:

- $k_{OP}$  ... tuhost pružiny nad LH oblastí (otevírání)
- $k_{LH}$  ... tuhost v LH oblasti
- $k_{CL}$  ... tuhost pružiny pod LH oblastí (zavírání)
- $u_{LHO}$  ... napěťová horní mez LH oblasti
- $u_{LHC}$  ... napěťová dolní mez LH oblasti
- $u_S$  ... statické tření (moment vyjádřený pomocí napětí)
- $u_k$  ... kinematické tření (moment vyjádřený pomocí napětí)
- $\varphi_{OP}$  ... pozice klapky při horním dorazu
- $\varphi_{LH}$  ... výchozí pozice klapky při nulovém napájení
- $\varphi_{CL}$  ... pozice klapky při dolním dorazu

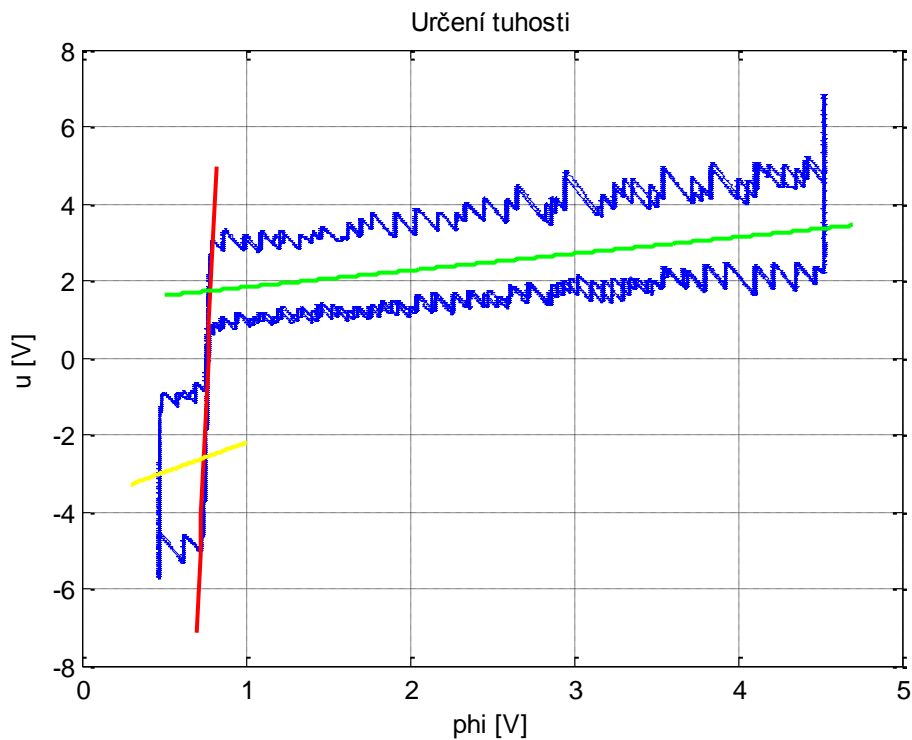
Při těchto experimentech budeme měnit vstupní napětí na klapce (střídou PWM signálu přes H - můstek) a budeme měřit proud, napětí a natočení klapky. Klapka byla zapojena podle obrázku 4.1 s tím rozdílem, že jako ECU jednotku a snímač použijeme dSPACE (ovládaný z PC pomocí Control Desku).

Nejsnáze z výše zmíněných parametrů lze určit úhly natočení. Výchozí  $\varphi_{LH}$  odečteme hned po připojení klapky k dSPACE při nulovém napájecím napětí. Dorazy  $\varphi_{OP}$  a  $\varphi_{CL}$  získáme tak, že zvyšujeme kladné popř. záporné napětí, dokud nedojde k omezení pohybu klapky, pak odečteme hodnotu  $\varphi$ .

Obecně je torzní tuhost přímo úměrná momentu a nepřímo úměrná natočení. V našem případě budeme tedy dávat do poměru napětí na klapce (představuje moment) a natočení klapky  $\varphi$  ve voltech. Protože není tuhost v celé pracovní oblasti klapky stejná, budeme se muset zabývat každou podoblastí zvlášť, jak je vidět na obrázku 4.4. Kvůli citlivosti klapky mimo LH oblast (nízká tuhost) byla data měřena v uzavřené smyčce s proporcionálním regulátorem s malým zesílením (obrázek 4.3). Jako vstupní žádaná hodnota natočení byl zvolen pomalý trojúhelníkový signál.



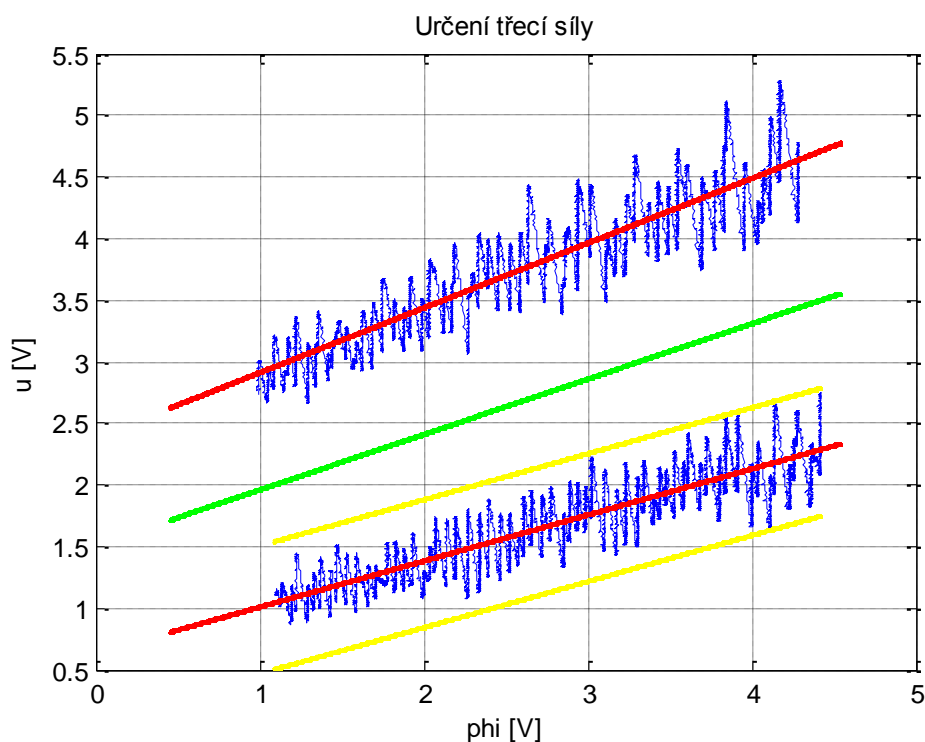
Obrázek 4.3 – Schéma uzavřené smyčky s P regulátorem



Obrázek 4.4 – Určování tuhosti torzní pružiny

Z naměřené závislosti napětí na klapce na jejím úhlu natočení (obrázek 4.4 - modrá data) můžeme určit sklon (směrnici přímky)  $u - \varphi$  charakteristiky v jednotlivých podoblastech (žlutá -  $\varphi_{CL}$ , červená -  $\varphi_{LH}$ , zelená -  $\varphi_{OP}$ ). Tato směrnice představuje hledanou tuhost.

Dále se budeme zabývat určením  $u_K$  a  $u_S$ , kde využijeme dat z oblasti otevřené klapky (obrázek 4.5).



Obrázek 4.5 – Určování parametrů suchého tření

Horní data představují otvírání klapky (z LH oblasti k hornímu dorazu) naopak dolní popisují zavírání (od horního dorazu do LH oblasti). Rozptyl naměřených dat je způsoben neustálými přechody mezi statickým a kinematickým třením, což je nepříjemné z hlediska filtrace naměřených dat (při příliš velké filtraci dochází k výraznému zkreslení informace). Proto vzdálenosti v ose y mezi žlutými přímkami a zelenou přímkou představují třecí síly  $u_K$  a  $u_S$  ve voltech (bližší žlutá přímka představuje minimální hodnotu  $u_K$ , oproti tomu vzdálenější žlutá přímka představuje maximální hodnotu  $u_S$ ).

V této kapitole se nám tedy podařilo určit tyto hodnoty parametrů (vztaženo na volty):

$k_{OP}$	$k_{LH}$	$k_{CL}$	$u_{LHO}$	$u_{LHC}$	$u_S$	$u_K$	$\varphi_{OP}$	$\varphi_{LH}$	$\varphi_{CL}$
0,434	100,852	1,538	2,2	-2,6	1,416	0,378	4,530	0,769	0,473

## 4.2. Určení konstanty motoru

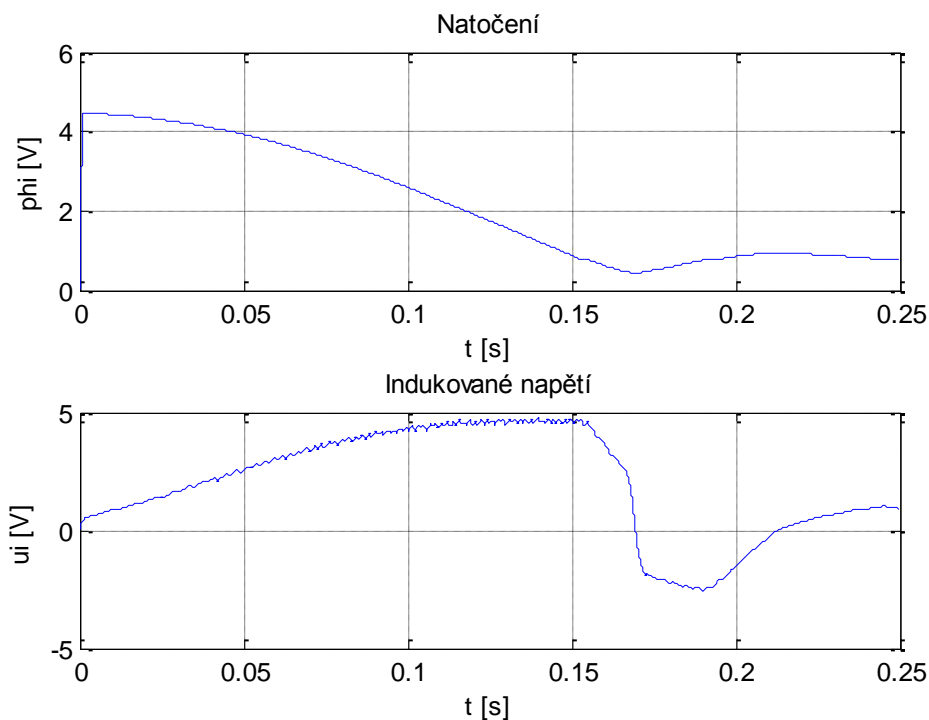
Zde se budeme zabývat určováním konstanty DC motoru. Vyjdeme z elektrické rovnice motoru 3.1, kdy při odpojení zdroje získáváme:

$$c\phi = \frac{u_i}{\dot{\phi}} \quad 4.1$$

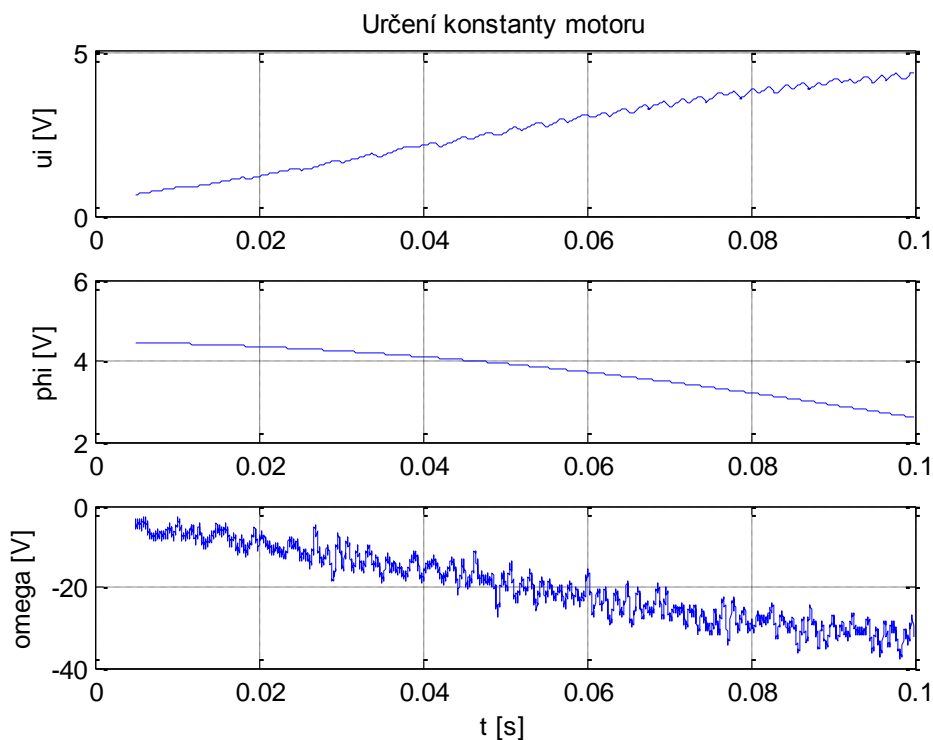
kde  $u_i$  ... indukované napětí na klapce

$\dot{\phi}$  ... úhlová rychlost natáčení klapky

Odpojíme tedy klapku od napájení, manuálně natočíme element klapky až po horní doraz, následně jej pustíme a volně necháme ustálit ve výchozí pozici, zatímco snímáme indukované napětí na klapce a úhel natočení. Poté provedeme numerickou derivaci polohy, obdržíme úhlovou rychlost a poté jednoduše podělíme podle 4.1. Získáváme hledanou konstantu motoru vztahenou k elementu klapky, nejedná se tedy přímo o parametr DC motoru, museli bychom provést přepočítání na hřídel motoru.



Obrázek 4.6 – Natočení a indukované napětí na klapce při určování  $c\phi$



Obrázek 4.7 – Data pro určení konstanty motoru (výřez)

Na obrázku 4.7 si můžeme všimnout negativní vlastnosti numerické derivace při práci s reálně naměřenými daty (přítomnost šumu), kdy dochází k velkému zesílení šumu, proto je nezbytná filtrace.

Výsledná konstanta motoru vztažená na volty:

$$c\phi = 0,136$$

### 4.3. Stanovení zbývajících parametrů pro Simulink Parameter Estimation

Než se pustíme do poslední části estimace (určení dynamických parametrů B, J a L) pomocí softwaru Matlab/Simulink, zbývá nám změřit nebo odhadnout ještě několik konstant.

Pro modelování dorazů podle Hertze budeme potřebovat:

- $k_D$  ... tuhost virtuální pružiny nahrazující základové těleso
- $B_D$  ... tlumení virtuálního tlumiče nahrazující základové těleso

Dále pro modely tření zatím neznáme tyto parametry:

- $v_0$  ... mezní rychlost (přechod statické – kinematické tření)

- $\sigma_0$  ... tuhost štetinek (LuGre)
- $\sigma_1$  ... viskózní tlumení (LuGre)

Výše uvedené parametry byly odhadnuty na základě odborné literatury [1] a ověřeny simulací.

Poslední parametr, který byl přímo určen, je odpor vinutí motoru (jednoduchým měřením podle Ohmova zákona).

Stanovené parametry:

$k_D$	$B_D$	$v_0$	$\sigma_0$	$\sigma_1$	R
500	100	0.1	200	0.01	2.3585

#### 4.4. Simulink Parameter Estimation

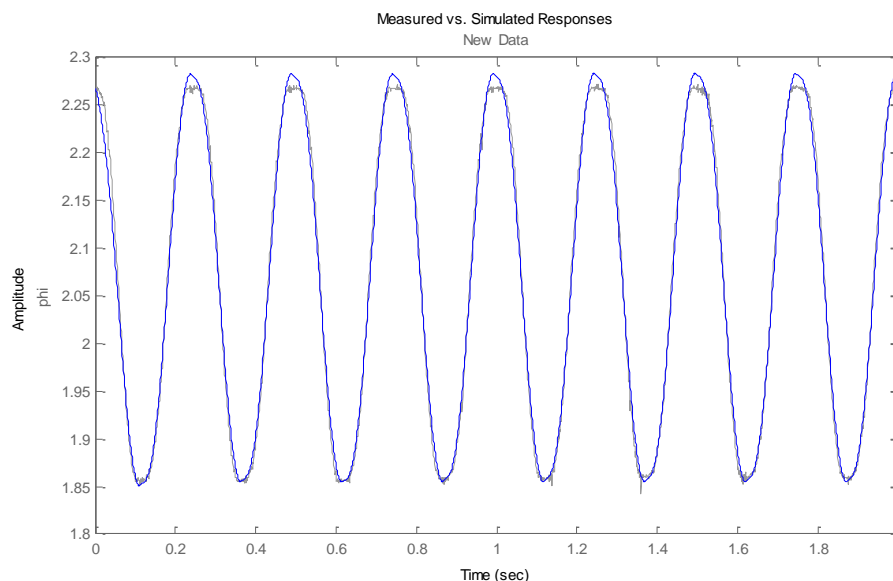
Parameter Estimation je součástí toolboxu System Identification Toolbox, který základní Simulink rozšiřuje o nástroje, funkce a bločky pro estimaci a optimalizaci parametrů modelu pomocí numerických metod. Simulink použije na vstupu do modelu naměřená data a mění hodnoty hledaných parametrů tak, aby výstup z modelu byl stejný jako naměřená data na výstupu reálného zařízení (iteračně mění parametry tak, aby minimalizoval hodnotu chybové funkce – kvadratická odchylka dat z modelu od naměřených dat). Tento nástroj umožňuje automaticky vyladit parametry modelu na základě testovacích dat z reálného zařízení a tím zvýšit jeho přesnost. Více v [6].

Postup estimace je následující:

- ve vybraném modelu spustíme analýzu Parameter Estimation
- vybereme vstupní a výstupní data naměřená na reálné soustavě
- určíme parametry, které chceme estimovat (rozsah hodnot, počáteční odhad, obvyklá hodnota)
- spustíme estimaci
- ověříme výsledek (srovnáme naměřená data s daty získanými simulací, při stejném vstupu očekáváme stejný výstup)

Chceme určit:

- $B$  ... koeficient viskózního tlumení
- $J$  ... moment setrvačnosti
- $L$  ... indukčnost vinutí DC motoru



**Obrázek 4.8 – Výsledek estimace parametrů (srovnání natočení elementu klapky pro reálná a simulovaná data)**

Protože určujeme parametry spjaté s dynamikou systému, vstupem byl zvolen rychlý sinusový signál, tudíž sebou klapka rychle škube a „ukazuje“ svou dynamiku. Signál byl navíc zvolen tak, aby se klapka pohybovala pouze v jedné oblasti vratné pružiny, jejíž nelinearita nemá na estimované parametry vliv. Tím pádem můžeme použít lineární model pružiny a usnadnit tak výpočet.

Z obrázku 4.8 je patrné, že naměřená a simulovaná data se úplně neshodují, což je následkem nepřesností v předchozím určování parametrů. Model tudíž nemůžeme prohlásit za dokonalý, ale s chybou do 5 % jej pro další postup budeme považovat za dostatečně přesný.

Jako počáteční odhad byly použity hodnoty z [1].

Výsledné parametry:

B	J	L
0.0049	0.0002	0.0075

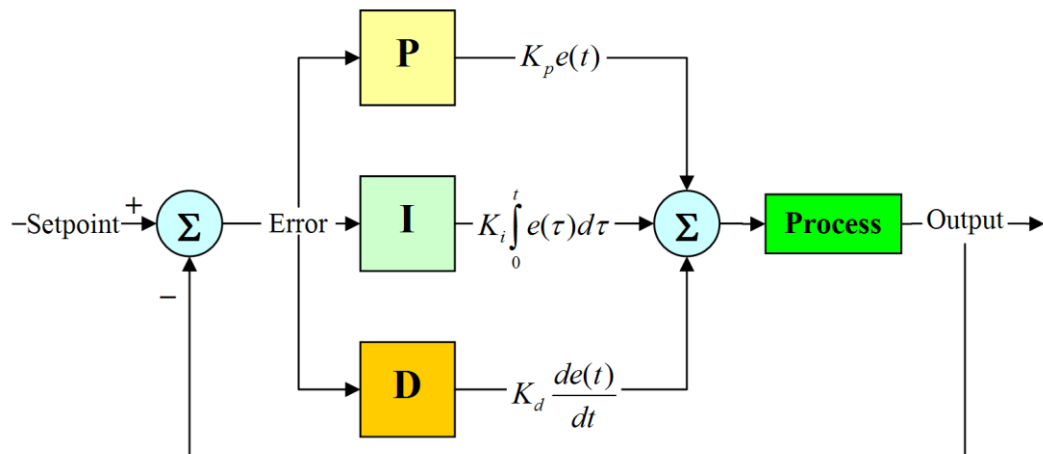


## 5. Návrh řídicí jednotky

V této kapitole bude navrhnout řídicí algoritmus pro klapku na základě MIL simulace.

### 5.1. PID regulátor

PID regulátor je zpětnovazební systém s konstantními parametry, díky tomu je poměrně snadné tyto konstanty laicky nastavit (např. metoda Ziegler - Nichols). Takto naladěný regulátor často bez dalších vylepšení uspokojivě „uřídí“ spoustu aplikací, proto je jedním z nejpoužívanějších typů řídicích členů. Vstupem je rozdíl žádané a skutečné hodnoty (regulační odchylka) a výstupem je takový akční zásah, aby regulační odchylka konvergovala k nule. Více informací např. v [3] a [4].



Obrázek 5.1 – Schéma PID regulátoru (převzato z [16])

Na obrázku 5.1 vidíme schéma PID regulátoru, kde zleva vstupuje žádaná hodnota (setpoint), která je srovnávána s výstupem soustavy (output). Tímto rozdílem získáváme regulační odchylku  $e$  (error), která vstupuje do PID regulátoru. Výsledný akční zásah (součet dílčích hodnot z jednotlivých složek) pak vstupuje do soustavy (process).

PID regulator se skládá ze tří složek:

- P ... proporcionální člen
- I ... integrační člen
- D ... derivační člen

Proporcionální člen souvisí s aktuální regulační odchylkou. S nárůstem konstanty  $P$  roste rychlost a přesnost regulace za cenu snížení stability systému. Samotný  $P$  člen nedokáže vyregulovat ustálenou odchylku.

Oproti tomu integrační člen souvisí s akumulací minulých odchylek (integrátor „přičítá“ rozdíl v žádané a skutečné hodnotě a zvyšuje akční zásah, dokud odchylka není nulová). I složka odstraňuje ustálenou odchylku ovšem za cenu zhoršení dynamických vlastností regulační smyčky.

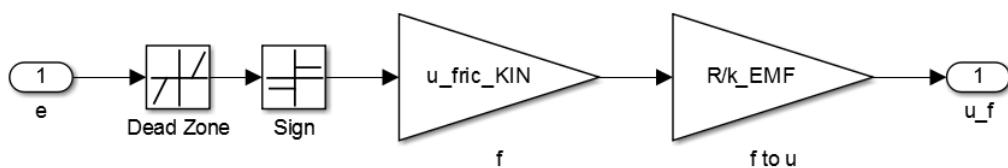
Poslední derivační člen souvisí s predikcí budoucí odchylky (derivace určuje rychlost změny rozdílu žádané a skutečné hodnoty, pokud tedy odchylka prudce narůstá, zvyšuje se akční zásah od D složky a naopak). Samostatný derivační člen nesplňuje podmínku kauzality, proto musí být v praxi korigován. Existuje více možností korekce, nejjednodušší je doplnění o filtr prvního řádu, který zároveň vyfiltruje šum před derivací (aby nedošlo k jeho zesílení).

V našem případě pracujeme se silně nelineární soustavou (nelineární vratná pružina, suché tření), proto řídicí člen vylepšíme o kompenzace těchto nelinearit. Největší problém působí suché tření, které zapříčiní oscilace kolem žádané hodnoty. Tyto oscilace nejsou tlumeny a jsou vyvolány integrační složkou PID, která narůstá (dokud nedosáhne nulové ustálené odchylky) až do hodnoty, kdy se soustava dá do pohybu (přechod mezi statickým a kinematickým třením).

Samostatné PID proto není vhodné na nelineární soustavy se třením, proto vytvoříme tzv. kompozitní regulátor, který vychází z publikace [1].

## 5.2. Kompenzace tření

Tření bude kompenzováno tzv. zpětnovazební kompenzací. Vstupem bude regulační odchylka a výstupem bude napětí potřebné k překonání třecí síly, které se bude přičítat k výstupu PID regulátoru.



Obrázek 5.2 –Kompenzace tření – Simulink

Tření je bráno jako funkce chyby polohy, tím pádem není nutná přesná znalost rychlosti.

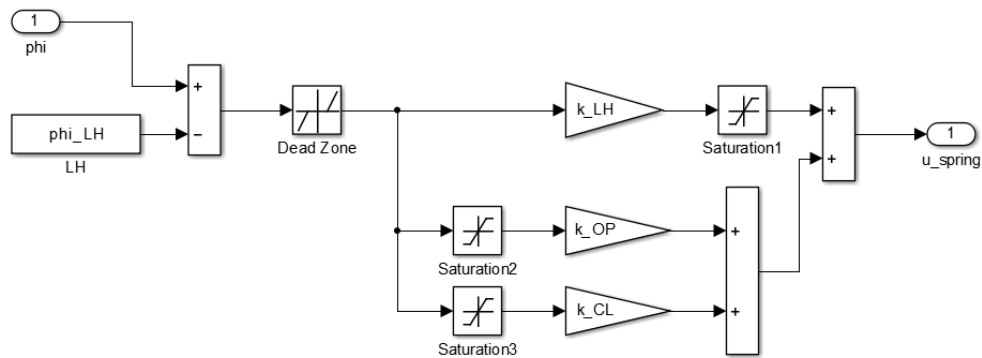
$$u_F = f(e(t)) \quad 5.1$$

V kompenzátoru (obrázek 5.2) je použit nejjednodušší Coulombův model tření, který má na vstupu zavedené pásmo necitlivosti (Dead Zone), aby bylo zabráněno nežádoucím oscilacím v okolí referenční hodnoty. Bloček Sign určuje směr pohybu klapky (odpovídá rychlosti) a tím pádem i znaménko kompenzujícího napětí. Výstup

z funkce `signum` (určuje směr pohybu) je násoben třecí silou, jež je přepočítána na napětí.

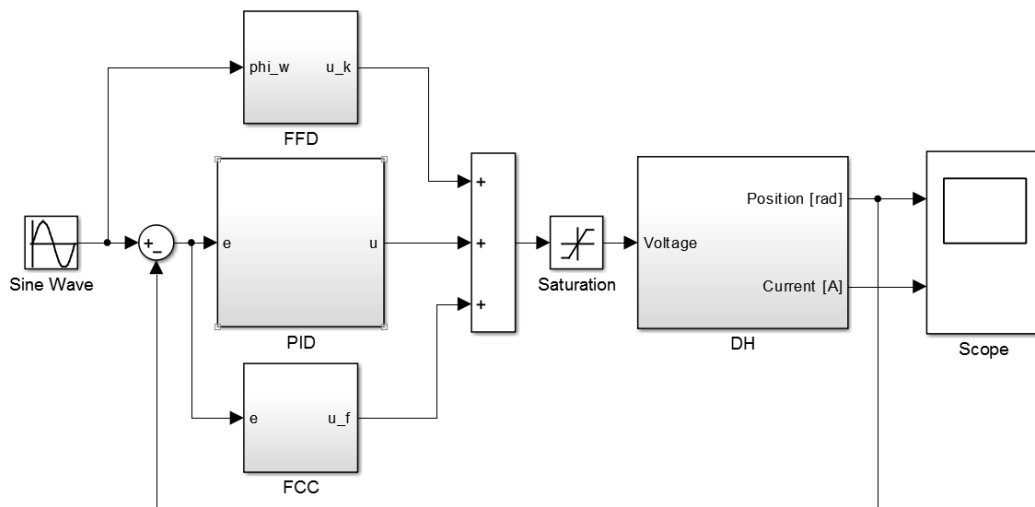
### 5.3. Kompenzace nelineární vratné pružiny

U kompenzace pružiny můžeme přímo použít její model (viz. kapitola 3.2), který bude mít na vstupu místo skutečného natočení klapky jeho žádanou hodnotu. Výstupem je pak napětí odpovídající síle od pružiny.



Obrázek 5.3 – Kompenzace tření – Simulink

Na vstupu je výchozí pozice klapky „snesena“ na nulu, pro následnou snazší implementaci modelu. Jako u kompenzace tření je na vstupu pásmo necitlivosti (Dead Zone), které zabraňuje oscilacím okolo žádané hodnoty. Poté jsou vypočítány síly (ve voltech) od jednotlivých oblastí pružiny (viz. obrázek 3.2), které jsou následně sečteny a tato výstupní síla je přičtena k výstupu PID regulátoru.

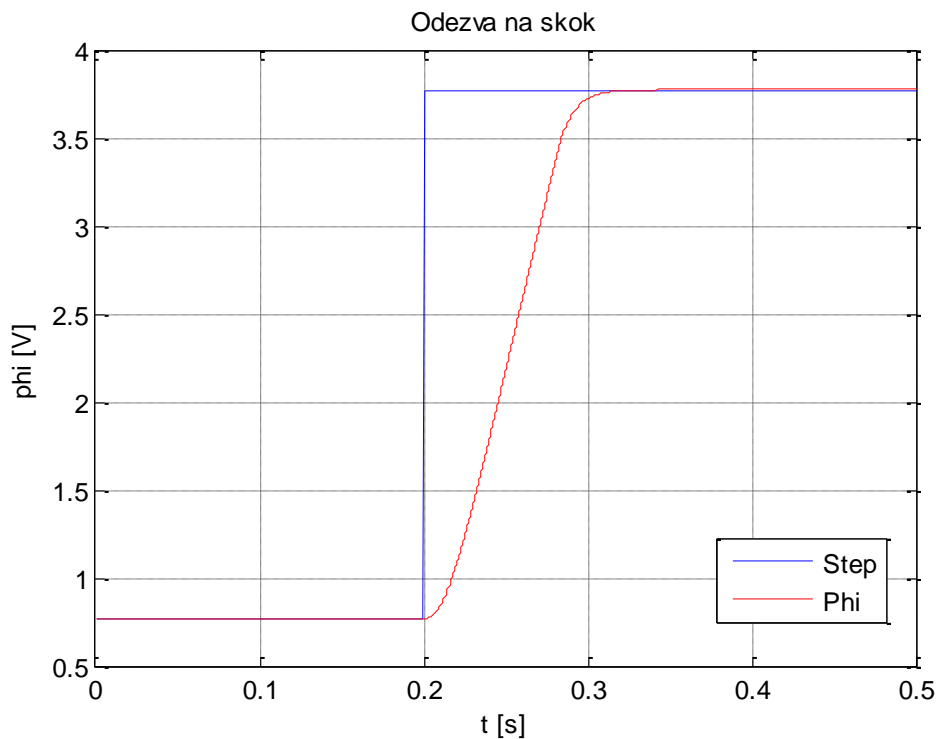


Obrázek 5.4 – Schéma výsledného kompozitního regulátoru – Simulink (FFD – kompenzace pružiny, FCC – kompenzace tření)

Saturace na obrázku 5.4 představuje maximální napájecí napětí 12 voltů.

## 5.4. Naladění parametrů regulátoru

Pro stanovení konstant PID regulátoru využijeme model klapky a regulátoru a provedeme tzv. MIL simulaci (viz. kapitola 2.2). Ladění parametrů proběhlo experimentálně na základě výsledků jednotlivých simulací.



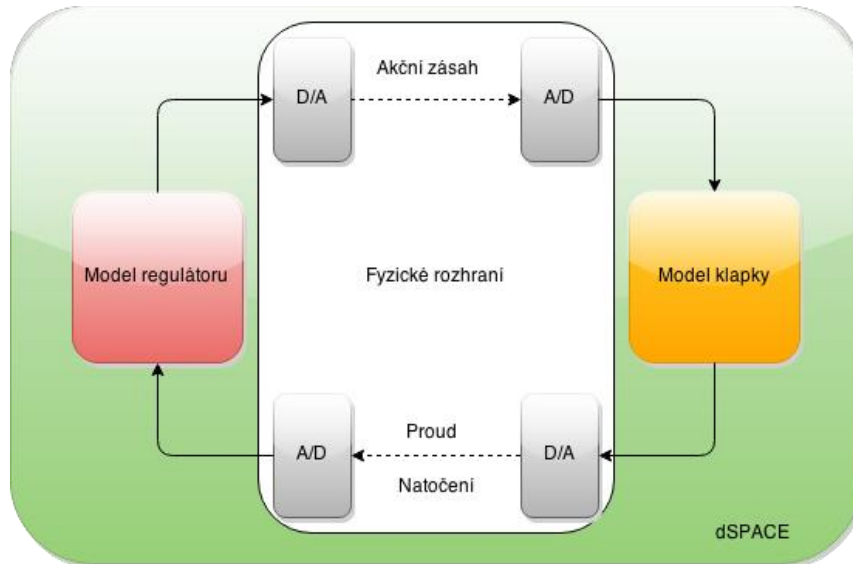
Obrázek 5.5 – Odezva regulační smyčky na skok žádané hodnoty

Výsledné nastavení PID:

- $P = 500$
- $I = 20$
- $D = 5$

## 6. Testování řídicí jednotky – HIL

V této kapitole se budeme zabývat vlastní HIL simulací. Na modelech provedeme různá měření za účelem zjištění jejich výpočtové náročnosti a přesnosti při volbě optimálního řešiče. Dále také provedeme ověření navrhnutého řídicího členu.



Obrázek 6.1 – Schéma HIL simulace s využitím dSPACE

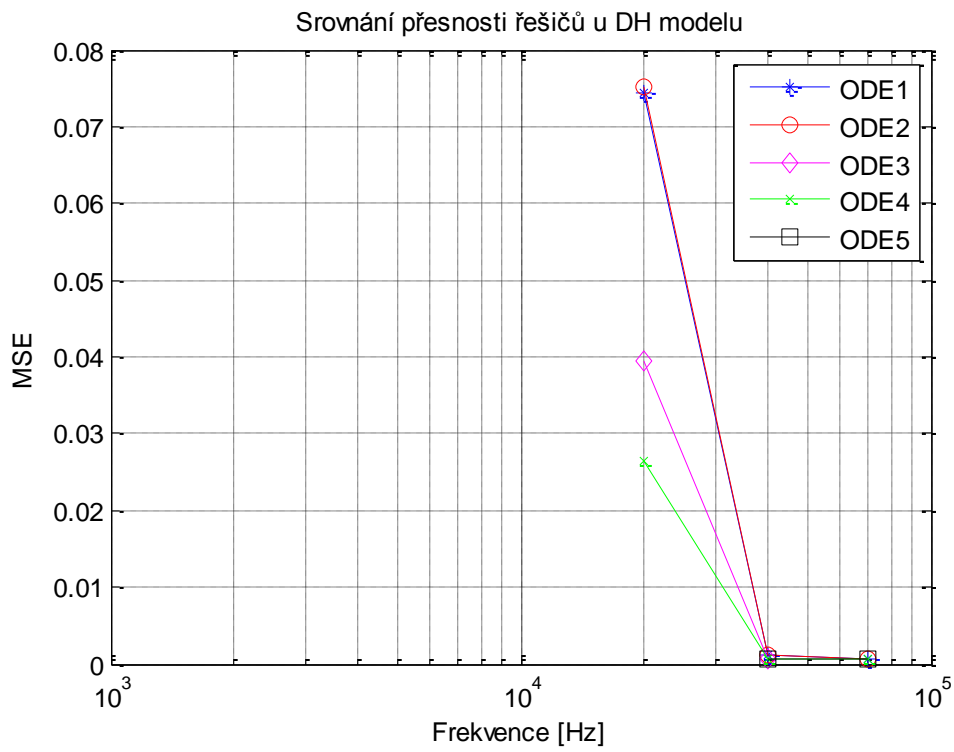
### 6.1. Srovnání výpočetní náročnosti a přesnosti modelů vzhledem k použitému řešiči a frekvenci

V kapitole 3 byly odvozeny čtyři možné modely pro simulaci škrticí klapky. Tyto modely se liší způsobem modelování tření (Coulomb x LuGre) a dorazů (Hertz x SOI).

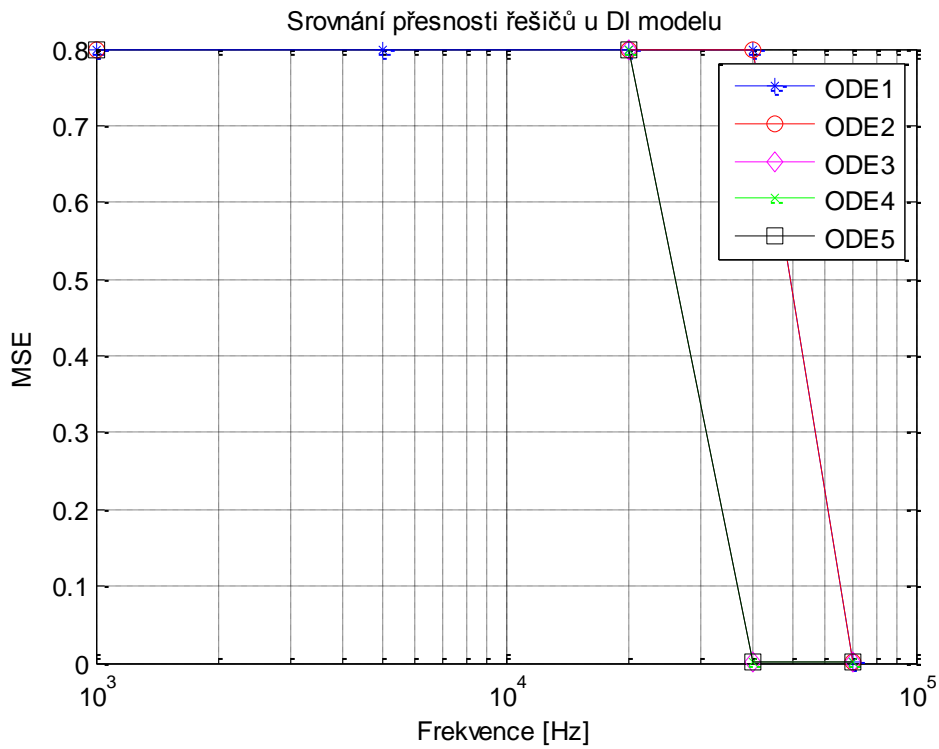
- DH ... model s dynamickým třením a dorazy podle Hertze
- DI ... model s dynamickým třením a dorazy pomocí SOI
- SH ... model se statickým třením a dorazy podle Hertze
- SI ... model se statickým třením a dorazy pomocí SOI

V následujícím textu provedeme srovnání jejich výpočtové náročnosti a přesnosti při simulaci na zařízení dSPACE. Modely budeme testovat v otevřené smyčce (bez zpětné vazby) se vstupním napětím měnícím se v rytmu pomalé sinusovky bez uvažování dorazů.

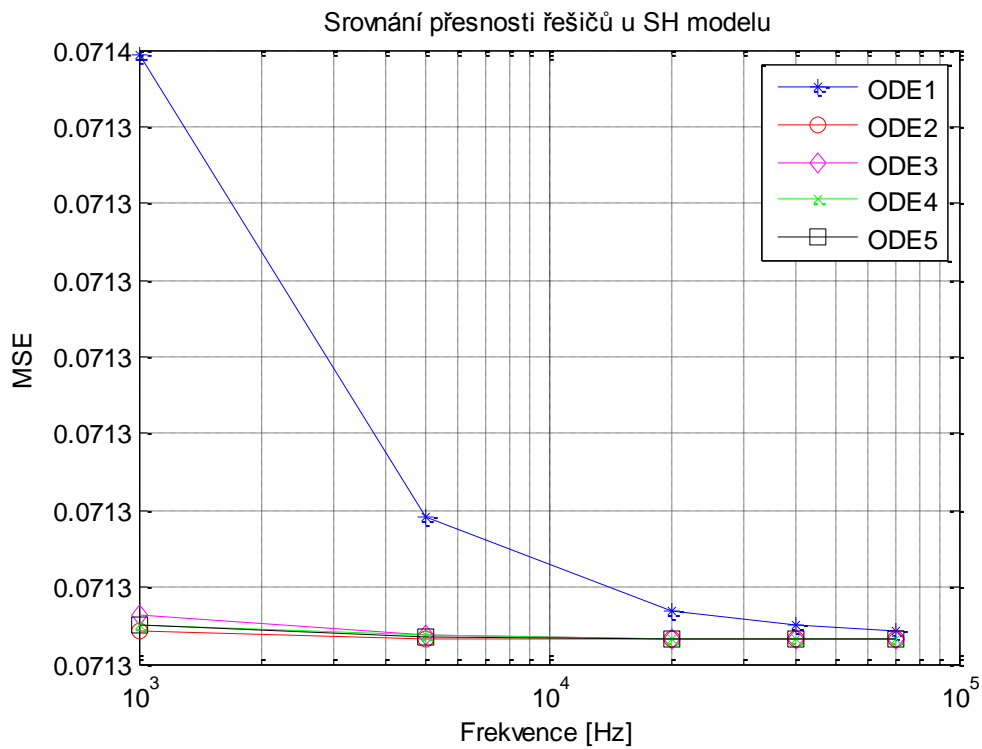
Modely budeme srovnávat s referenčním modelem (střední kvadratická odchylka - MSE), který bude odsimulován přímo v Simulinku za použití variabilního kroku. Jako referenční model byl zvolen DH model, který nejlépe vystihuje fyzikální děje v klapce. Výsledky jsou patrné z následujících obrázků:



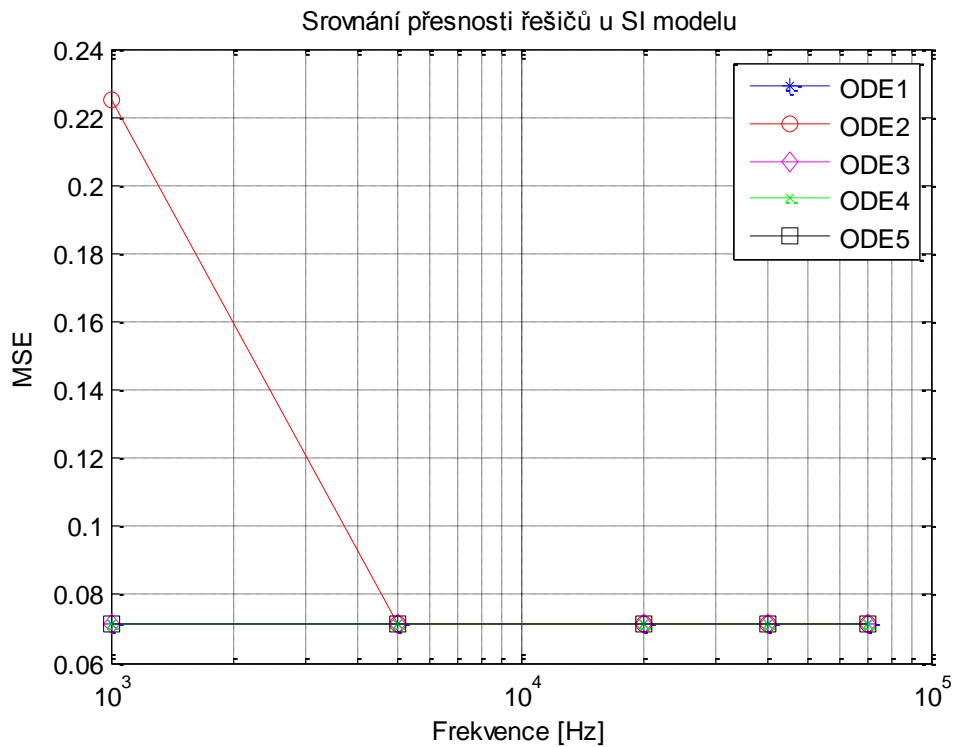
Obrázek 6.2– Přesnost a náročnost DH modelu v závislosti na ODE a kroku simulace



Obrázek 6.3 – Přesnost a náročnost DI modelu v závislosti na ODE a kroku simulace



Obrázek 6.4 – Přesnost a náročnost SH modelu v závislosti na ODE a kroku simulace



Obrázek 6.5 – Přesnost a náročnost SI modelu v závislosti na ODE a kroku simulace

Všechny modely a řešiče byly testovány pro frekvence 1, 5, 20, 40 a 70 kHz (výběr s ohledem na výsledky z kapitoly 6.2). U obrázku 6.2 jsou vykreslena data až od 20 kHz, protože při nižších frekvencích nebyl výpočet numericky stabilní.

Z obrázků 6.2 až 6.5 je patrné, že modely se statickým třením kladou menší nároky na frekvenci výpočtů. Na druhou stranu při dostatečně velkém stejném kroku simulace dosahují modely s dynamickým třením vyšší přesnosti.

## 6.2. Určení výpočtové náročnosti HIL simulace

V následujícím textu provedeme srovnání výpočtové náročnosti modelů při softwarové MIL simulaci v Simulinku (variabilní krok) a při HIL simulaci (fixní krok) pro možné řešiče. Modely tedy budeme testovat v regulační smyčce.

U variabilní délky kroku byly vyzkoušeny všechny řešiče. Pouze ODE23t dokázal provést celou simulaci se zapnutým ZCD. Ovšem při volbě delší doby simulace se ukázalo, že model nefunguje správně (simulované natočení začalo ujíždět). Pro srovnání jsou výsledky „úspěšných“ řešičů uvedeny v následující tabulce (podíl reálné doby simulace vůči simulovanému času). Jako vstupní žádaná hodnota byl zvolen pomalý sinusový signál o periodě 2 sekundy přes celou pracovní oblast klapky.

Model \ Řešič	ODE45	ODE23t
DH	1,2306	0.4436
DI	3.8201	1.0327
SH	202,9499	0.2679
SI	-	0.3006

Z tabulky je patrné, že statický model tření není vhodný pro simulace. Neustálé přechody mezi statickým a kinematickým třením „nutí“ ZCD neustále zmenšovat krok simulace a tím výrazně zpomalovat výpočet. Naopak simulace u modelů s dynamickým modelem tření proběhla bez problémů.

Model \ Řešič	ODE1 [kHz]	ODE2 [kHz]	ODE3 [kHz]	ODE4 [kHz]	ODE5 [kHz]
DH	50	50	50	50	67
DI	64	78	87	90	100
SH	5	3	3	3	3
SI	2	2	2	2	2

Zelené buňky ve výše uvedené tabulce představují minimální frekvenci, při které HIL simulace úspěšně proběhla. Naopak červené buňky představují zlom mezi nedostatečně velkou frekvencí pro bezproblémový běh simulace a overrunem dSPACE (zařízení nestíhá počítat v reálném čase, proto zahlásí chybu a dojde k ukončení



simulace). Z tabulky je zřejmé, že modely se statickým třením kladou daleko menší nároky na hardware. Dále musíme konstatovat, že HIL simulace s DI modelem se nepodařila uskutečnit z důvodu příliš nízké maximální frekvence.

### **6.3. Srovnání řešičů s fixním krokem simulace**

Na základě výsledků z kapitoly 6.1, kde jsme srovnávali výpočetní náročnost modelů v otevřené smyčce, můžeme konstatovat, že při stejné frekvenci mají řešiče vyššího řádu menší střední kvadratickou odchylku, tím pádem jsou přesnější (čím vyšší číselná přípona u ODE, tím vyšší řád přesnosti neboli řád integrační metody). Což je patrné na obrázcích 6.2 až 6.5. Pro ODE1 je např. použita jednoduchá Eulerova integrační metoda a pro ODE5 daleko komplikovanější Dormand-Prince metoda.

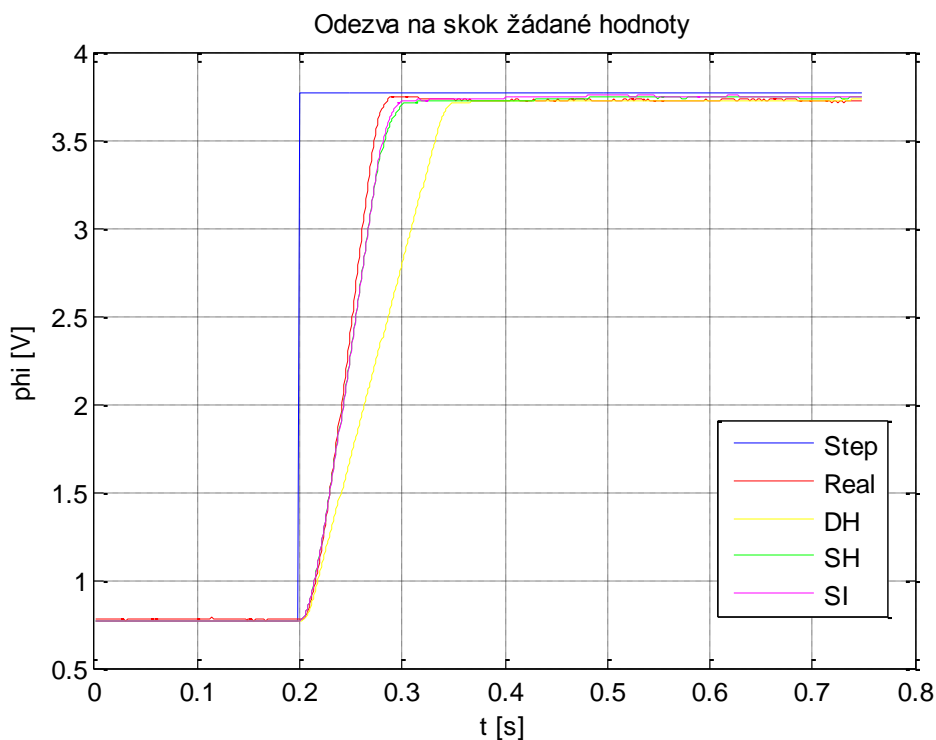
Na druhou stranu výsledky z kapitoly 6.2 ukazují, že řešiče o vyšším řádu přesnosti dříve narazí na maximální výpočetní kapacitu HW. To znamená, že ODE nižšího řádu sice při stejné frekvenci mají nižší přesnost, ale tu můžeme „dohánět“ menším simulačním krokem. Tím pádem je poměrně obtížné posoudit, zda je lepší zvolit jednodušší řešič při menším kroku nebo složitější na menší frekvenci.

### **6.4. Ověření řídicího členu**

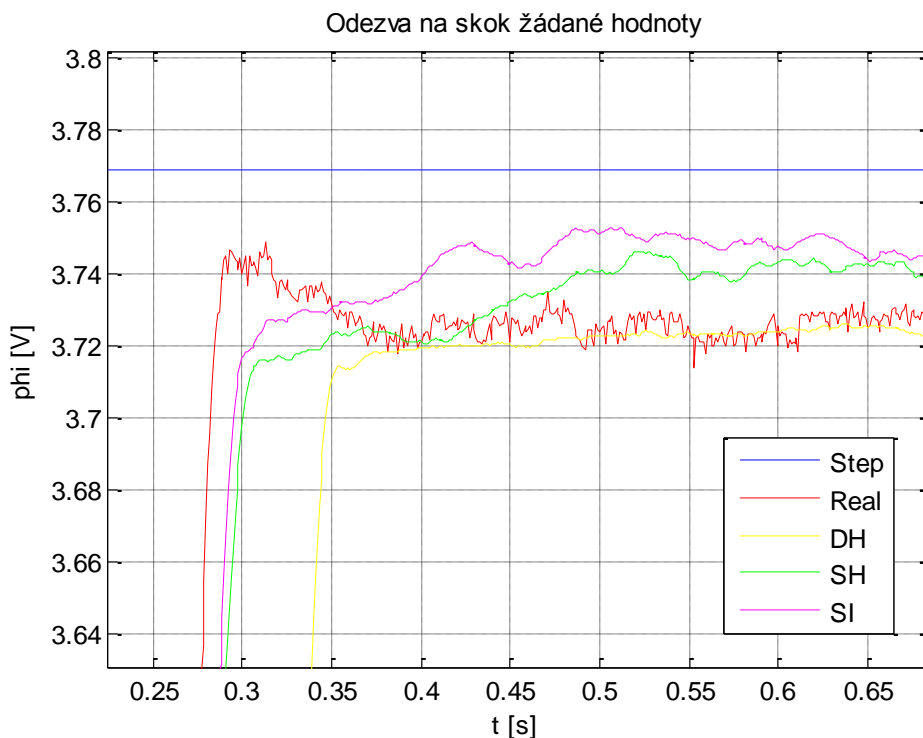
Ověřením řídicího členu budeme rozumět srovnání výsledků HIL simulace s měřením na reálné klapce. Jako řídicí člen byl vybrán kompozitní regulátor (viz. kapitola 5), jehož parametry (konstanty P, I a D) byly navrženy na modelu klapky (MIL simulace). Ověření tedy bylo provedeno v uzavřené smyčce se dvěma signály.

Prvním je odezva na skok žádané hodnoty z klidu na hodnotu 3,5 V (obrázky 6.6 a 6.7), kdy je klapka výrazně otevřená, avšak nedošlo ke kontaktu s dorazem (přítomnost dorazu by negativně ovlivnila přesnost srovnání, protože u modelů s dorazy podle Hertze jsou parametry určeny pouze přibližně, a modely se SOI pro změnu doraz jako fyzikální děj nepostihují vůbec).

Druhým testovacím signálem je posloupnost čísel s krokem jedné sekundy, která zachycuje celý pracovní rozsah bez dorazů (obrázky 6.8 a 6.9). Posloupnost byla mírně vyhlazena filtrem prvního řádu.



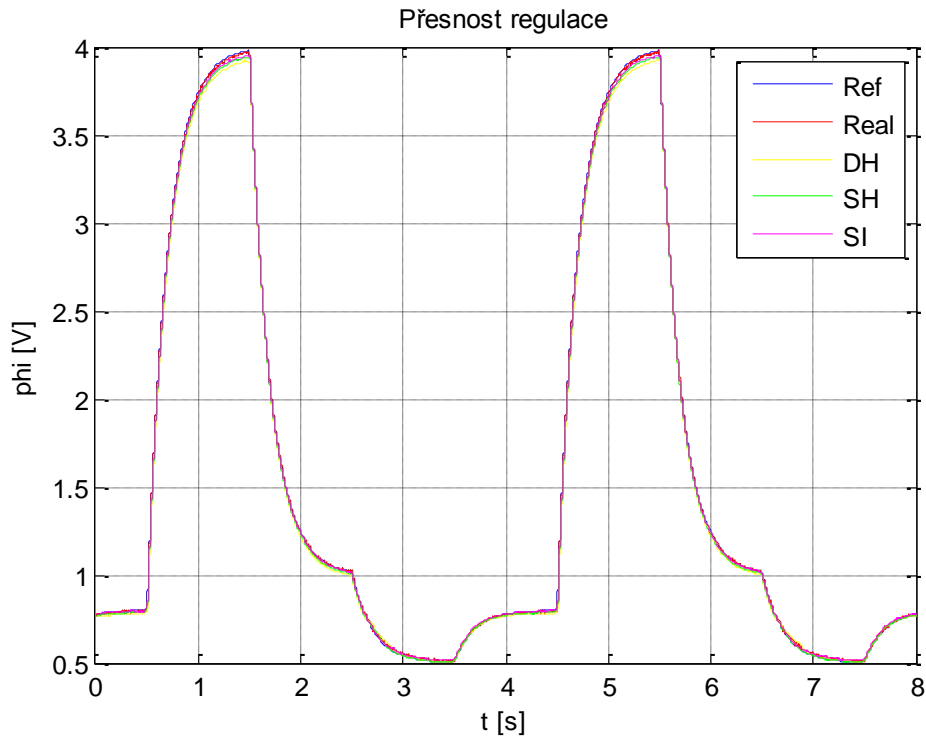
Obrázek 6.6 – Odezva regulační smyčky na skok žádané hodnoty při HIL simulaci



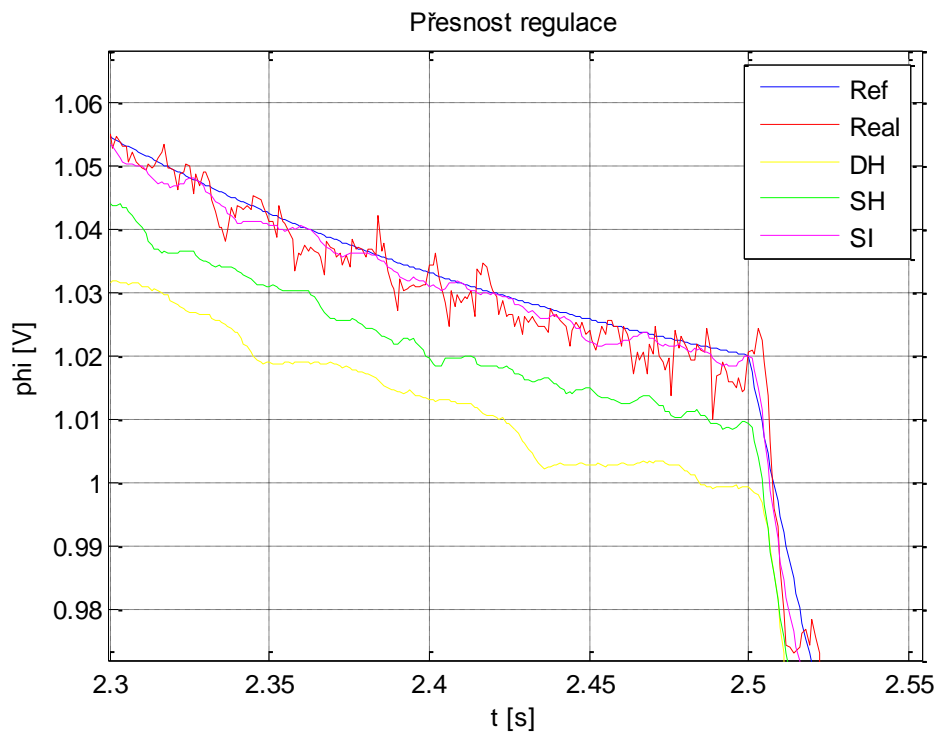
Obrázek 6.7 - Odezva regulační smyčky detail

Z obrázků 6.6 a 6.7 je patrné, že se HIL simulace od reality liší. U statických modelů je odchylka poměrně malá, ovšem u DH modelu je už chyba poměrně výrazná. Tato

chyba je buď způsobena obtížným během modelů s dynamickým třením při HIL simulaci (výpočetně náročnější, možná nedostatečná délka kroku simulace, ODE méně přesný - viz. kapitola 6.1 a 6.2) nebo nepřesnostmi u odhadu parametrů.



Obrázek 6.8 - Odezva regulační smyčky měnící se žádanou hodnotu při HIL simulaci



Obrázek 6.9 - Odezva regulační smyčky detail

Z předchozích obrázků je patrné, že regulace probíhá velmi rychle (cca. 0.1 sekundy) a přesně. Regulátor byl navrhnut tak, aby nedocházelo k překmitům, což má za následek eliminaci dynamických rázů od dorazů.

## 7. Závěr

Práce se zabývá HIL simulací elektronické škrticí klapky, jejíž účel a funkcionality byla popsána v úvodu předešlého textu. Nejprve bylo provedeno srovnání jejího dřívějšího mechanického provedení se současným mechatronickým, abychom pochopili smysl tohoto přístupu. Tato změna přinesla novou metodiku pro vývoj škrticích klapek a začal být kladen důraz na návrh řízení. V dalším textu jsou proto rozebrány možnosti návrhu a testování řídicího členu s důrazem na Model Based Design, Rapid Control Prototyping a HIL.

Dalším úkolem bylo vytvoření několika variant matematických modelů v Simulinku, tudíž práce pokračuje odvozením matematických modelů jednotlivých komponent klapky. U modelování suchého tření byly použity dvě alternativy, a to jednoduchý statický (Coulombův) a složitější dynamický (LuGre) model tření. Pro modelování dorazů byl odvozen model založený na Hertzově teorii rázu a jako druhá možnost byl zvolen bloček Second Order Integrator v Simulinku.

V tomto bodě se objevily první problémy, a to starší verze Matlabu na PC připojeném na dSPACE. Tato verze (2008b) totiž postrádá zmiňovaný bloček SOI, a proto musel být nahrazen vlastním subsystémem, což přinášelo další potíže. U simulací v uzavřené smyčce docházelo k chybám na základě algebraických smyček, které byly odstraněny zavedením zpoždění signálu na rychlostní výstup subsystému. Tento zásah se projevil zvýšením výpočtové náročnosti při simulacích.

Dalším krokem byla asi nejvíce problematická část práce, a to odhad parametrů na reálné klapce, která je silně nelineární (nelineární vratná pružina, suché tření). Estimace parametrů probíhala v několika krocích. Nejprve bylo naší snahou stanovit co nejvíce parametrů na základě přímých měření na klapce a poté byly zbývající parametry odhadnuty pomocí nástroje Simulink Parameter Estimation. Výstupem tedy byly čtyři modely konkrétní elektronické škrticí klapky. Zde je podle mého názoru největší prostor pro budoucí vylepšení modelů (vylepšit postup, popř. vytvořit algoritmus pro stanovení parametrů reálné klapky).

V další části byl odvozen model vhodného regulátoru (PID doplněné o kompenzace nelinearity pružiny a suchého tření). Naladění konstant PID proběhlo pomocí MIL simulace, kdy byly modely regulátoru a klapky v Simulinku spojeny a na základě simulací došlo k optimalizaci parametrů regulátoru.

Dále se práce zabývá simulacemi na cílovém zařízení (dSPACE target). Nejprve bylo provedeno srovnání přesnosti jednotlivých modelů na základě velikosti kroku simulace a použitým řešiči ODE. Modely byly přirovnány k referenčnímu modelu (dynamický model tření a dorazy podle Hertze) simulovaném v Simulinku při variabilním řešiči ODE45. Zde bylo ukázáno, že modely se statickým třením jsou výpočetně méně náročné a méně přesné. Porovnáním ODE řešičů jsme dospěli k závěru, že s nižším řádem řešiče klesá výpočetní náročnost simulace, ovšem za cenu zvýšení nepřesnosti. Proto je volba vhodného řešiče nejednoznačná a je potřeba vyzkoušet více variant.

V dalším textu se práce zabývá vlastními HIL simulacemi. Nejprve byla vyzkoušena výpočetní náročnost jednotlivých variant modelů. Zde jsme dospěli k závěru, že model s dynamickým třením a SOI se nepodařil odsimulovat z důvodu nedostatečně malého minimálního kroku simulace (limitován výkonem HW). Důvodem je vysoká výpočetní náročnost modelů s dynamickým třením a dorazů pomocí SOI. Modely se statickým třením kladou řádově menší nárok na frekvenci výpočtů.

V závěru práce bylo provedeno srovnání celé regulační smyčky při reálném měření a HIL simulaci. HIL data modelů se statickým třením poměrně dobře kopírovala trajektorii reálné klapky, oproti tomu data modelu s dynamickým třením se už nepříjemně odlišovala (zejména při odezvě na skok žádané hodnoty).

Proto byl nejlepším modelem zvolen model se statickým třením a dorazů pomocí SOI. Vlastní chování klapky při dorazu nebylo zkoumáno a nebylo to ani cílem této práce.

## 8. Reference

- [1] Grepl, R.: *Modelování a řízení škrticí klapky osobního automobilu – současnost a trendy v návrhu mechatronických soustav*, Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012
- [2] Electronic throttle control. *Wikipedia: the free encyclopedia*. [Online] 2001. [Citace: 24. 05 2015].  
Dostupné z [http://en.wikipedia.org/wiki/Electronic\\_throttle\\_control](http://en.wikipedia.org/wiki/Electronic_throttle_control)
- [3] Valášek, M.: *Mechatronika*, Vydavatelství ČVUT 1995
- [4] MAIXNER, L. a kolektiv.: *Mechatronika: učebnice*. Vyd. 1. Brno: Computer Press, 2006, 280 s. Učebnice (Computer Press). ISBN 80-251-1299-3.
- [5] Lamberg K., Waltermann P.: Using HIL Simulation to Test Mechatronic Components in Automotive Engineering. *dSPACE GmbH*. [Online] 2000. [Citace: 24. 05 2015]. Dostupné z [http://www.dspaceinc.com/ftp/papers/hdt00\\_e.pdf](http://www.dspaceinc.com/ftp/papers/hdt00_e.pdf)
- [6] Products and services. *Mathworks.com*. [Online] 2015. [Citace: 24. 05 2015]. Dostupné z [http://www.mathworks.com/products/?s\\_tid=gn\\_ps](http://www.mathworks.com/products/?s_tid=gn_ps)
- [7] DS1103 PPC Controller Board Features. *dSPACE.com* [online]. 2006 [cit. 2015-05-24].  
Dostupné z: <http://www.dspace.com/en/pub/home/products/hw/singbord/ppcconbo.cfm>
- [8] Jirkovský, J.: Fyzikální modelování mechanického tření v Simulinku. *www.humusoft.cz*. [Online] 2008. [Citace: 24. 05 2015].  
Dostupné z <http://www.humusoft.cz/archiv/clanky/matlab/2008-mmp-spektrum-6/>
- [9] BERGER, Edward. Friction modeling for dynamic system simulation. *www.mae.virginia.edu*. [Online] 2002. [Citace: 24. 05 2015].  
Dostupné z [http://www.mae.virginia.edu/NewMAE/wp-content/uploads/2012/10/berger\\_amr.pdf](http://www.mae.virginia.edu/NewMAE/wp-content/uploads/2012/10/berger_amr.pdf)
- [10] HONEK, M. a další.: Electronic Throttle Identification and Modeling. *ieeexplore.ieee.org*. [Online] 2013. [Citace: 24. 05 2015].  
Dostupné z <http://ieeexplore.ieee.org/stamp/stamp.jsp?tp=&arnumber=6581458>
- [11] NOSKIEVIČ, Petr. *Modelování a identifikace systémů*. Ostrava: Montanex, 1999, 276 s. ISBN 80-722-5030-2

- [12] CHALUPA, J. *Návrh zařízení pro Power HIL simulaci stejnosměrného motoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 91 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Robert Grepl, Ph.D..
- [13] SOVA, V. *Využití FPGA pro řízení a modelování BLDC motoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 67 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Robert Grepl, Ph.D..
- [14] KLUSÁČEK, O. *Modelování, identifikace a řízení rotačního kyvadla*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 67 s. Vedoucí Ing. Robert Grepl, Ph.D.
- [15] ROULEAU, Guy. How to model a hard stop in Simulink. <http://www.mathworks.com>. [Online] 2014. [Citace: 24. 05 2015]. Dostupné z <http://blogs.mathworks.com/seth/2014/01/22/how-to-model-a-hard-stop-in-simulink/>
- [16] *PID feedback loop*. Wikipedia: the free encyclopedia [online]. 2001- [cit. 2015-05-24]. Dostupné z: [http://en.wikipedia.org/wiki/Electronic\\_throttle\\_control](http://en.wikipedia.org/wiki/Electronic_throttle_control)



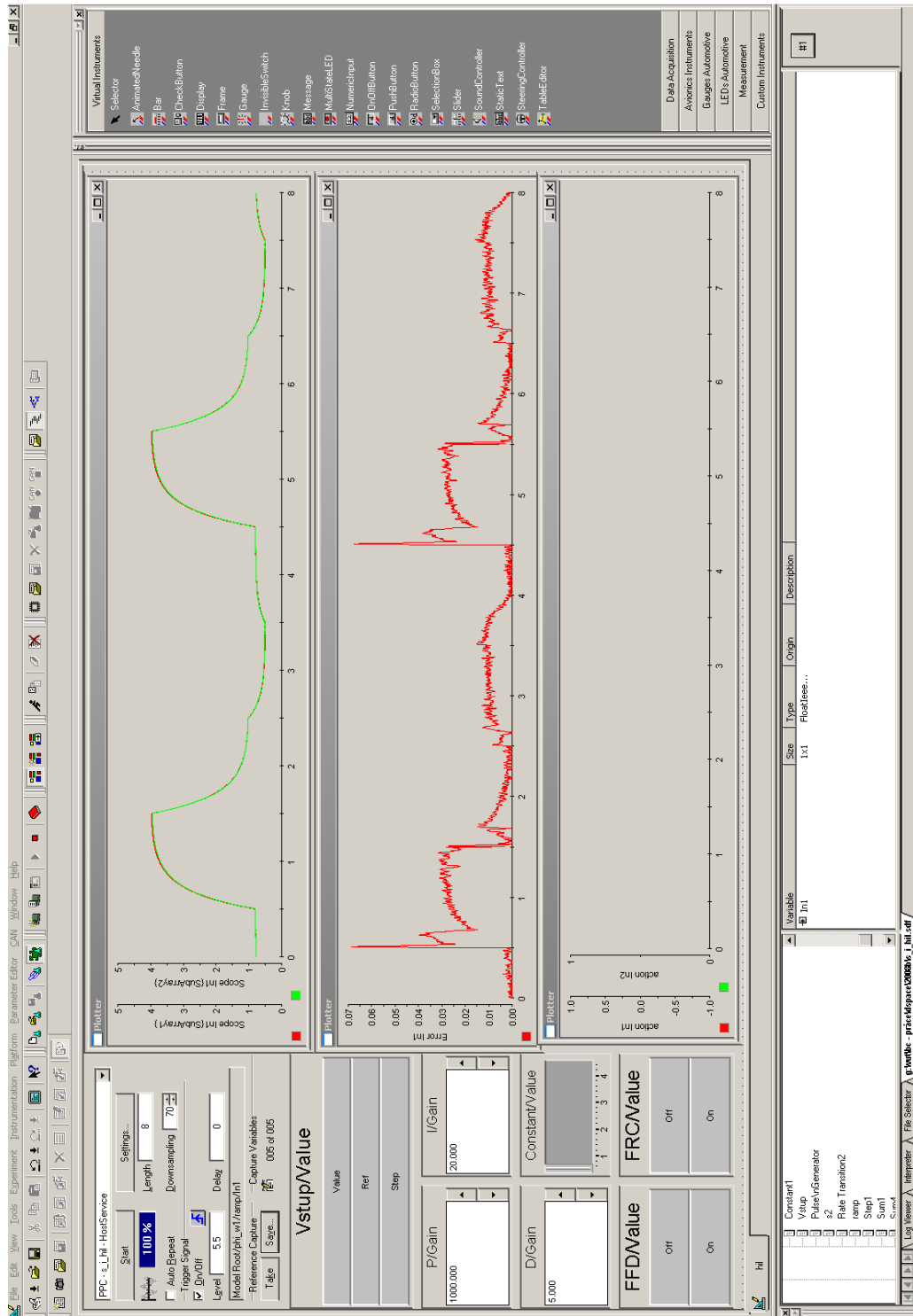
## 9. Seznam obrázků

Obrázek 1.1 – Elektronická škrticí klapka (převzato z [1]).....	15
Obrázek 1.2 – Schéma řízení průtoku vzduchu motorem (mechanická klapka) .....	16
Obrázek 1.3 – Schéma řízení průtoku vzduchu motorem (elektronická klapka) .....	16
Obrázek 2.1 – V diagram – postup při návrhu řídicího členu (převzato z [5]).....	20
Obrázek 2.2 – Schéma HIL simulace .....	21
Obrázek 2.3 – Schéma řídicí desky DS1103 PPC (převzato z [7]).....	23
Obrázek 3.1 – Schéma elektronické škrticí klapky (Převzato z [1]) .....	25
Obrázek 3.2 – Charakteristika nelineární vratné pružiny .....	28
Obrázek 3.3 – Nahrazení bločku SOI.....	31
Obrázek 4.1 - Schéma měření na reálné klapce .....	33
Obrázek 4.2 – Reakce klapky na sinusový signál .....	34
Obrázek 4.3 – Schéma uzavřené smyčky s P regulátorem .....	35
Obrázek 4.4 – Určování tuhosti torzní pružiny .....	35
Obrázek 4.5 – Určování parametrů suchého tření .....	36
Obrázek 4.6 – Natočení a indukované napětí na klapce při určování $c\phi$ .....	37
Obrázek 4.7 – Data pro určení konstanty motoru (výřez) .....	38
Obrázek 4.8 – Výsledek estimace parametrů (srovnání natočení elementu klapky pro reálná a simulovaná data).....	40
Obrázek 5.1 – Schéma PID regulátoru (převzato z [16]).....	41
Obrázek 5.2 –Kompenzace tření – Simulink .....	42
Obrázek 5.3 – Kompenzace tření – Simulink .....	43
Obrázek 5.4 – Schéma výsledného kompozitního regulátoru – Simulink (FFD – kompenzace pružiny, FCC – kompenzace tření).....	43
Obrázek 5.5 – Odezva regulační smyčky na skok žádané hodnoty .....	44
Obrázek 6.1 – Schéma HIL simulace s využitím dSPACE.....	45
Obrázek 6.2– Přesnost a náročnost DH modelu v závislosti na ODE a kroku simulace .	46
Obrázek 6.3 – Přesnost a náročnost DI modelu v závislosti na ODE a kroku simulace ..	46
Obrázek 6.4 – Přesnost a náročnost SH modelu v závislosti na ODE a kroku simulace .	47
Obrázek 6.5 – Přesnost a náročnost SI modelu v závislosti na ODE a kroku simulace...	47
Obrázek 6.6 – Odezva regulační smyčky na skok žádané hodnoty při HIL simulaci.....	50
Obrázek 6.7 - Odezva regulační smyčky detail .....	50
Obrázek 6.8 - Odezva regulační smyčky měnící se žádanou hodnotu při HIL simulaci ..	51
Obrázek 6.9 - Odezva regulační smyčky detail .....	51
Obrázek 11.1 – GUI pro ovládání HIL simulace v Control Desku .....	59
Obrázek 11.2 – Schéma modelu pro HIL simulaci .....	60
Obrázek 11.3 – Schéma modelu pro řízení reálné klapky pomocí PWM .....	61
Obrázek 11.4 – Ukázka DH modelu elektronické škrticí klapky.....	62

## 10. Seznam použitých zkratek

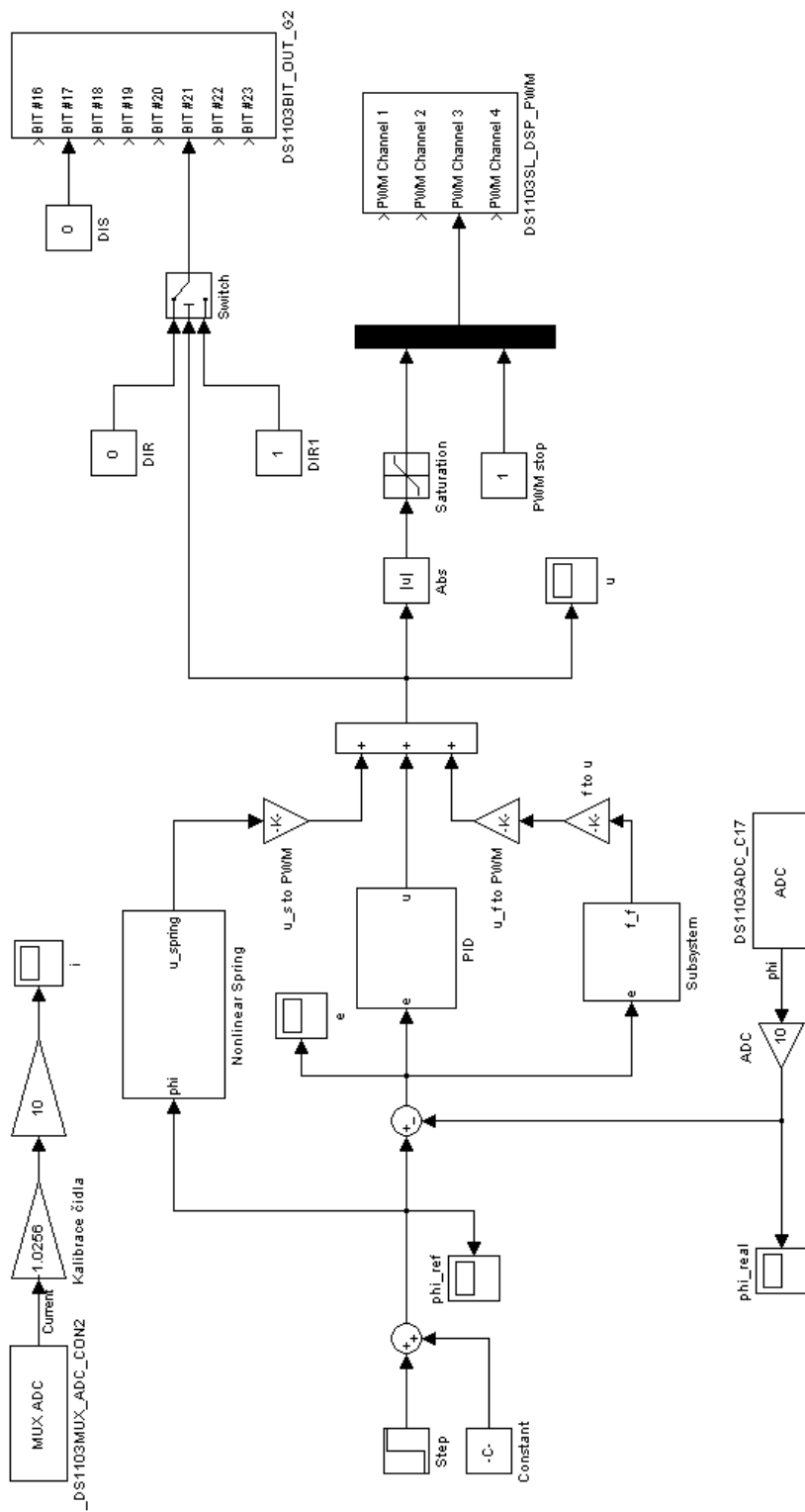
A/D	analog to digital converter (převodník analogového signálu na diskrétní)
CAD	computer aided design (počítačem podporované kreslení)
D/A	digital to analog converter (převodník digitálního signálu na analogový)
DI	model s dynamickým modelem tření a SOI dorazy
DH	model s dynamickým modelem tření a dorazy podle Hertze
ECU	electronic control unit (elektronická řídicí jednotka)
GUI	graphical user interface (grafické uživatelské rozhraní)
HIL	Hardware in the Loop Simulation
HW	hardware
I/O	input/output (vstup/výstup)
LH	Limp Home („dokulhání domů“)
MBD	Model Based Design (vývoj na základě modelu)
MIL	Model in the Loop
ODE	ordinary differential equation (obyčejná diferenciální rovnice)
PWM	Pulse Width Modulation (pulsně šířková modulace)
RCP	Rapid Control Prototyping
RT	real time
SI	model se statickým modelem tření a SOI dorazy
SOI	Second Order Integrator
SH	model se statickým modelem tření a dorazy podle Hertze
SW	software
ZCD	Zero Crossing Detection

# 11. Přílohy

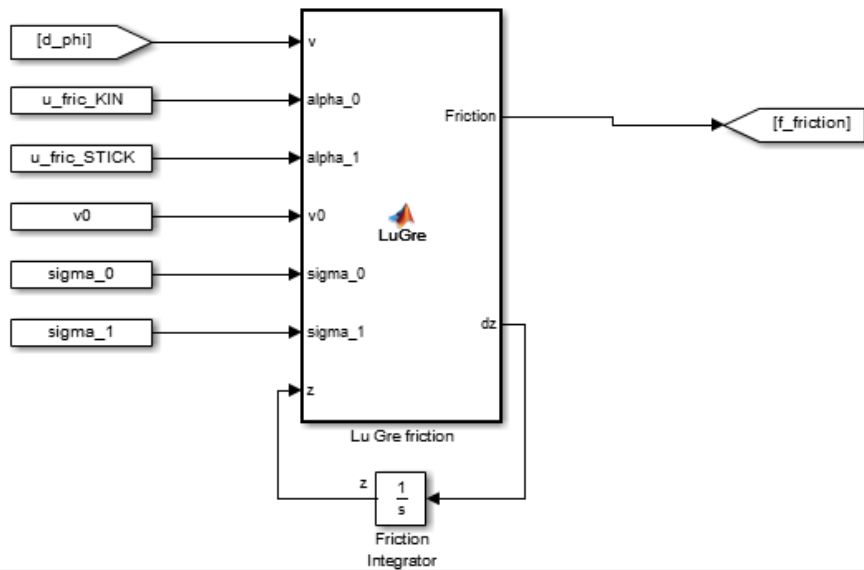
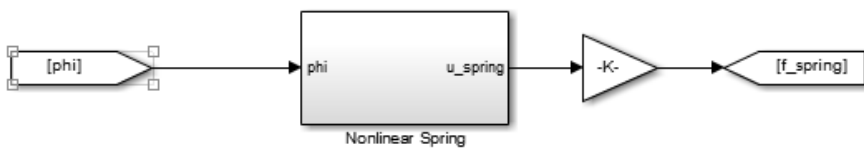
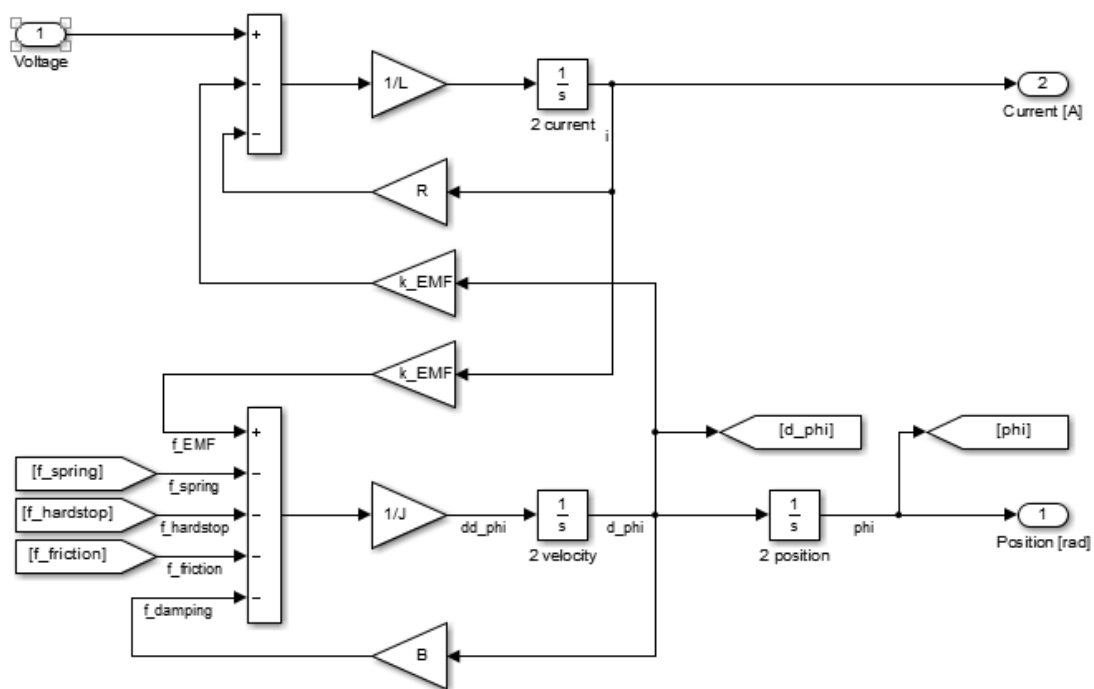


Obrázek 11.1 – GUI pro ovládání HIL simulace v Control Desku





Obrázek 11.3 – Schéma modelu pro řízení reálné klapky pomocí PWM



Obrázek 11.4 – Ukázka DH modelu elektronické škrťací klapky

## 12. Seznam příloh na CD

Ve složce modely jsou uloženy tyto soubory:

- parametry.m ... M – file s parametry pro níže uvedené modely
- DH.slx ... DH model v Simulinku s regulátorem
- DI.slx ... DI model v Simulinku s regulátorem
- SH.slx ... SH model v Simulinku s regulátorem
- SI.slx ... SI model v Simulinku s regulátorem
- DH\_HIL.slx ... model pro HIL simulaci s DH modelem