



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

STANOVENÍ ÚČINNOSTI REKUPERAČNÍHO HYDROSTATICKÉHO POHONU

DETERMINATION OF EFFICIENCY OF HYDRAULIC DRIVE WITH RECUPERATION

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. MICHAL KOBZA

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

PROF. RNDr. Ing. JOSEF NEVRLÝ, CSc.

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav konstruování

Akademický rok: 2013/2014

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Michal Kobza

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

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

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:

Stanovení účinnosti rekuperačního hydrostatického pohonu

v anglickém jazyce:

Determination of efficiency of hydraulic drive with recuperation

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Cílem práce je vyhodnocení měření účinnosti rekuperačního hydrostatického stendu v jednotlivých pracovních režimech a digitální aproximace mapy měrné spotřeby paliva motoru silničního válce Ammann AP 240 H.

Cíle diplomové práce:

Diplomová práce musí obsahovat: (odpovídá názvům jednotlivých kapitol v práci)

1. Úvod
2. Přehled současného stavu poznání
3. Analýza problému a cíl práce
4. Materiál a metody
5. Výsledky
6. Diskuze
7. Závěr
8. Seznam použitých zdrojů

Forma práce: Průvodní zpráva, prezentační poster

Typ práce: experimentální; Účel práce: výzkum a vývoj

Výstup práce: publikace; Projekt: MŠMT - EUREKA

Seznam odborné literatury:

- Nevrlý J.: Rekuperace kinetické energie těžkých užitkových vozidel s cyklickým provozem.
Výzk. zpráva, FSI VUT, 2011
- Křišťák P., Zavadinka P.: Hydraulické prvky a systémy v SimHydraulics. VUT, 2012
- Pivoňka J. a kol.: Tekutinové mechanismy. SNTL, Praha
- Paciga A., Ivantyšin J.: Tekutinové mechanismy. Alfa, SNTL

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

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/2014.

V Brně, dne 21.10.2013

L.S.

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

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

ABSTRAKT

V první části diplomové práce je stanoveno kritérium účinnosti jednotlivých pracovních režimů experimentálního stendu při rekuperaci energie a následně vyhodnoceny záznamy jednotlivých měření. Vypočítány jsou také úspory energie při využití rekuperace energie. Ve druhé části práce je popsán proces digitalizace mapy měrné spotřeby paliva spalovacího motoru. Výsledky jsou konfrontovány s reálnou aplikací motoru na silničním válci Ammann AP 240 H. Navíc je v diplomové práci popsána tvorba bloku hydrostatického převodníku v programu MATLAB/Simulink 2012b. Blok je možné využít jako stavební kámen při tvorbě simulačních modelů.

Klíčová slova: hydrogenerátor, rekuperace energie, hydrostatický pohon, poměrná spotřeba, digitalizace, simulace

ABSTRACT

In the first part of the thesis is determined efficacy criterion for the individual operating modes of the experimental stand with energy recovery and subsequently are evaluated the records of individual measurements. Energy savings are calculated with using energy recovery. The second part describes the process of digitizing relative fuel consumption map of the engine. Results are confronted with a real application engine in the road roller Ammann AP 240 H. In addition, the master thesis describes the creation of hydrostatic converter block in the program MATLAB/Simulink 2012b. Creating block can be used in the development of simulation models.

Key words: pump, energy recovery, hydrostatic drive, relative consumption, digitization, simulation

Bibliografická citace:

KOBZA, M. *Stanovení účinnosti rekuperačního hydrostatického pohonu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 69 s. Vedoucí diplomové práce prof. RNDr Ing. Josef Nevrlý, CSc.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci *Stanovení účinnosti rekuperačního hydrostatického pohonu* vypracoval samostatně, pod vedením prof. RNDr Ing. Josefa Nevrlého, CSc. a uvedl v seznamu literatury všechny použité literární a odborné zdroje.

V Brně dne

.....
podpis

PODĚKOVÁNÍ

Zde bych rád poděkoval prof. RNDr Ing. Josefu Nevrlému, CSc. za odborné vedení při řešení diplomové práce, doc. Ing. Zdenku Němcovi, CSc. a Ing. Tomáši Panáčkovi za příjemnou spolupráci, dále bych chtěl také poděkovat Ing. Jaroslavu Jirkovskému za cenné rady při práci v programu MATLAB.

"This diploma thesis was elaborated with support and by using research equipment of NETME Centre, regional research and development centre built with the financial support from the Operational Programme Research and Development for Innovations within the project NETME Centre (New Technologies for Mechanical Engineering), Reg. No. CZ.1.05/2.1.00/01.0002 and, in the follow-up sustainability stage, supported through NETME CENTRE PLUS (LO1202) by financial means from the Ministry of Education, Youth and Sports under the „National Sustainability Programme I“."

OBSAH

Obsah.....	11
ÚVOD.....	12
1 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ.....	14
1.1 Rekuperace kinetické energie u automobilů na hydrostatickou energii.....	14
1.1.1 Sériové zapojení hydrostatického regenerativního brzdového systému [6] ...	14
1.1.2 Paralelní zapojení hydrostatického regenerativního brzdového systému [6] .	15
1.2 Experimentální stand pro analýzu rekuperace kinetické energie	15
1.2.1 Technická specifikace experimentálního standu	15
1.2.2 Hlavní součásti experimentálního standu.....	16
1.2.3 Pracovní režimy experimentálního standu.[13]:.....	18
1.2.4 Obsluha experimentálního standu	20
1.3 Spalovací motor Cummins QSB3.3	20
1.4 Matematické modelování dynamických systémů.....	21
1.4.1 Matematické modelování hydraulických mechanismů	21
1.4.2 Simulační model silničního válce Ammann AP 240 H.....	22
1.4.3 Vybrané práce zabývající se rekuperací kinetické energie.....	23
1.5 Analýza, interpretace a zhodnocení poznatků na základě rešerše	26
2 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE.....	28
3 MATERIÁL A METODY	29
4 VÝSLEDKY	30
4.1 Měření prováděná na zkušebním standu.....	30
4.1.1 Režim Accel	30
4.1.2 Režim Decel	33
4.1.3 Režim Set RPM.....	37
4.1.4 Cyklická rekuperace kinetické energie	38
4.2 Identifikace neznámých parametrů simulačního modelu pomocí genetického algoritmu	42
4.3 Digitální aproximace mapy poměrné spotřeby paliva motoru silničního válce Ammann AP 240 H [20].....	45
4.2.1 Digitalizace mapy poměrné spotřeby paliva.....	45
4.2.2 Subsystem pro stanovení množství spotřebovaného paliva v simulačním modelu válce.....	47
4.2.3 Verifikace metodiky výpočtu hmotnosti spotřebovaného paliva při simulaci	47
4.4 Tvorba bloku HG/HM s proměnnou objemovou účinností	51
4.3.1 Tvorba HG/HM jednotky pomocí jazyka Simscape.....	53
4.3.2 Stanovení okamžité objemové účinnosti HG/HM jednotky během simulace	54
4.3.3 Použití bloku HG_HM_exter_ef	56
5 DISKUZE	60
5.1 Měření prováděná na zkušebním standu.....	60
5.2 Digitální aproximace mapy poměrné spotřeby paliva motoru silničního válce Ammann AP 240 H	61
6 ZÁVĚR.....	62
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	63
SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK SYMBOLOŮ A VELIČIN	65
SEZNAM OBRÁZKŮ	66
SEZNAM PŘÍLOH.....	68

ÚVOD

VUT ve spolupráci s firmou BOSCH Rexroth vyvíjí přídavný brzdový rekuperační systém určený pro průmyslová vozidla, úkol je řešen v rámci mezinárodního projektu EUREKA. První prototyp rekuperačního systému je vyvíjen pro pneumatikový válec Ammann AP 240 H, viz obr. 1. Pro tento stroj firma BOSCH Rexroth dodává



Obr. 2 Pneumatikový válec AMMANN AP 240 H [16]

hydrostatické komponenty. Spolupráce mezi firmou Bosch Rexroth a Fakultou strojního inženýrství trvá již řadu let.



Obr. 1 Experimentální stand. [15]

Firma Bosch se zabývala tvorbou rekuperačního modulu pro silniční válec Ammann již v roce 2010 v Německu. Jednalo se o přídavný modul, který při brzdění měnil kinetickou energii vozidla na rotační energii setrvačníku. Jelikož tehdy vyvíjený prototyp nevykazoval očekávané energetické úspory tak se do sériové výroby nedostal. Jedním z možných důvodů neúspěchu byla absence počítačových simulací, pomocí kterých je možné proces rekuperace energie detailně analyzovat a následně optimalizovat.

Při procesu vývoje přídavného rekuperačního systému, byl nejdříve navržen a vyroben experimentální stand (obráz. 2), určený pro simulaci pracovního cyklu

průmyslového vozidla v laboratorních podmínkách. Pro přenos výkonu je využit hydrostatický pohon. Kinetická energie jedoucího vozu je simulována rotační energií setrvačníku. Experimentální stend je umístěn v laboratoři Ústavu konstruování na FSI. Spolupráce VUT na projektu spočívá především v odborné spolupráci při analýze procesu rekuperace kinetické energie, tvorbě simulačních modelů a tím spojené optimalizaci procesu. Řešitelský tým při VUT provedl návrh konstrukce brzdového rekuperačního modulu.

1 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

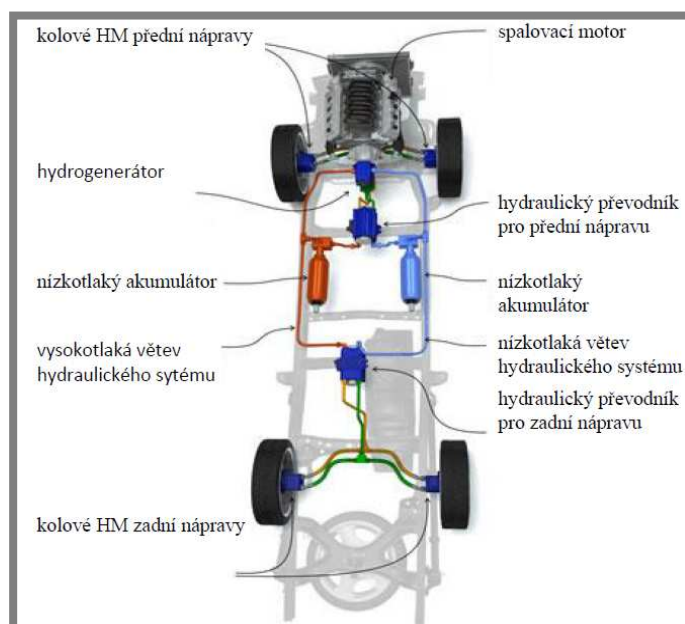
Na naší planetě neustále roste počet automobilů. Mezinárodní agentura pro energii IEA ve své studii uvádí, že v roce 2035 bude na Světě jezdit 1,7 miliardy vozidel. Dnes počet automobilů dosahuje zhruba poloviny. [2] S tímto nárůstem bude také korespondovat spotřeba pohonných hmot. Při zachování současného trendu spotřeby paliva by byl takový nárůst neudržitelný. Tyto skutečnosti opodstatňují, proč je nutné se při vývoji automobilů zabývat rekuperací energie.

Rešeršní část diplomové práce je zaměřena pouze na přeměnu kinetické energie na tlakovou energii ukládanou v akumulátorech a nezabývá se rekuperací energie do mechanických setrvačníků nebo elektrických akumulátorů.

1.1 Rekuperace kinetické energie u automobilů na hydrostatickou energii

1.1.1 Sériové zapojení hydrostatického regenerativního brzdového systému [6]

U automobilů s vysokou hmotností se pro přenos výkonu ze spalovacího motoru na kola obvykle používá hydrostatický pracovní obvod. Mezi hydrogenerátorem, na straně spalovacího motoru a hydromotorem mechanicky spojeným s koly proudí hydraulická kapalina. Takovýto přenos výkonu se používá u těžkých průmyslových vozidel, silničních válců apod. Axiální pístový motor, který se v těchto vozidlech používá, je schopen v opačném smyslu pracovat jako hydrogenerátor (jednotka HG/HM). Lze ho tedy použít jako hnací i brzdňý člen zároveň. Při brzdění se motor chová jako hydrogenerátor a ukládá kapalinu pod tlakem do hydrostatického akumulátoru. Kinetická energie stroje se mění v tlakovou energii kapaliny. Při akceleraci uložená kapalina znovu proudí hydromotorem a tlaková energie kapaliny se mění v kinetickou energii stroje.

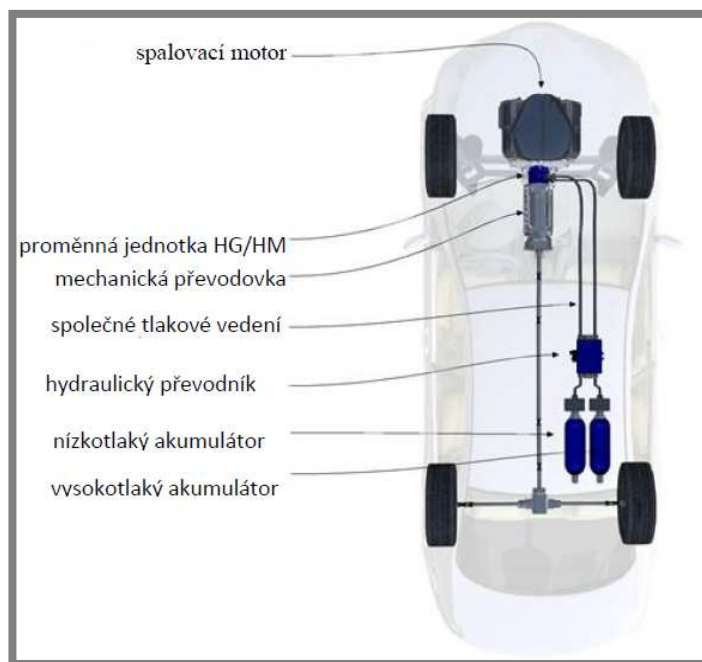


Obr. 3 Sériové zapojení hydrostatického regenerativního brzdového systému [6]

1.1.2 Paralelní zapojení hydrostatického regenerativního brzdového systému [6]

1.1.2

Lze použít u automobilů, kde je výkon přenášen ze spalovacího motoru na kola mechanicky. Jednotka HG/HM je vložena za hlavní pohonnou jednotku. Při brzdění HG/HM pracuje jako čerpadlo a ukládá energii do hydrostatického akumulátoru. Při akceleraci naopak HG/HM pracuje jako hydromotor a naakumulovanou energii přeměňuje zpět na kinetickou energii vozidla.



Obr. 4 Paralelní zapojení hydrostatického regenerativního brzdového systému [6]

1.2 Experimentální stend pro analýzu rekuperace kinetické energie

1.2

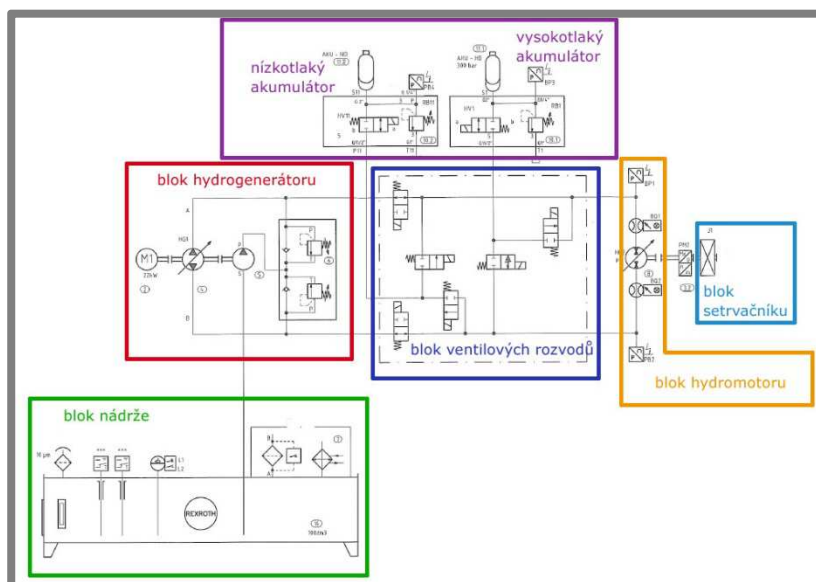
Pro potřeby zkoumání procesu rekuperace energie u jedoucího vozidla byl vyvinut experimentální stend. Jeho výrobu zajišťovala firma Bosch Rexroth ve spolupráci s VUT FSI. Stend představuje čtvrtinový model vozidla s hydrostatickým pohonem, kde je kinetická energie jedoucího vozu nahrazena rotační energií setrvačníku. Stend slouží jako simulační zařízení pro rekuperaci brzdové energie u automobilu s hydrostatickým pohonem. Jedná se o sériové zapojení hydrostatického regenerativního brzdového systému. V prostředí MATLAB/Simulink byl také vytvořen simulační model experimentálního stendu. Simulační model byl verifikován na základě měření prováděných na experimentálním stendu.

1.2.1 Technická specifikace experimentálního stendu

1.2.1

Konstrukce experimentálního stendu odpovídá schématu, které je uvedeno na obr. 5. Zařízení je složeno z dílčích bloků, které jsou vzájemně spojeny a dohromady představují kompaktní celek.

Axiální pístový hydrogenerátor poháněný elektromotorem čerpá hydraulickou kapalinu do pracovního obvodu. Na druhé straně je do pracovního obvodu připojen hydromotor, který vlivem proudu pracovní kapaliny urychluje setrvačnick. Takovéto uspořádání se nazývá hydrostatický pohon. Hydromotor je vlivem přestavení regulační desky schopen přejít do režimu hydrogenerátor (HG/HM jednotka). Po přestavení regulační desky okamžitě dochází k brzdění setrvačnicku a čerpání pracovní kapaliny do vysokotlakého akumulátoru (rekuperace kinetické energie). Při akceleraci setrvačnicku je dříve uložená tlaková kapalina ve vysokotlakém akumulátoru opětovně vpuštěna do pracovního obvodu čímž se znovu využije pro urychlení setrvačnicku. K pracovnímu obvodu je připojen také nízkotlaký akumulátor, který slouží jako vyrovnávací nádrž pro okamžitý přísun hydraulické kapaliny následně ukládané ve vysokotlakém akumulátoru. Experimentální stand je také vybaven nádrží s olejovým hospodářstvím.



Obr. 5 Zjednodušené schéma experimentálního stendu [6]

1.2.2 Hlavní součásti experimentálního stendu

1) elektromotor

Asynchronní trojfázový elektromotor ABZEK – B-180M

výkon	22 kW
krouticí moment	145 N.m
otáčky	1450 ot/min

2) hydrogenerátor

Označení hydrogenerátoru A6VM28EP2 /63. Pro použití na experimentálním stendu je průtok omezen na 40 l/min a otáčky na 1450 ot/min.

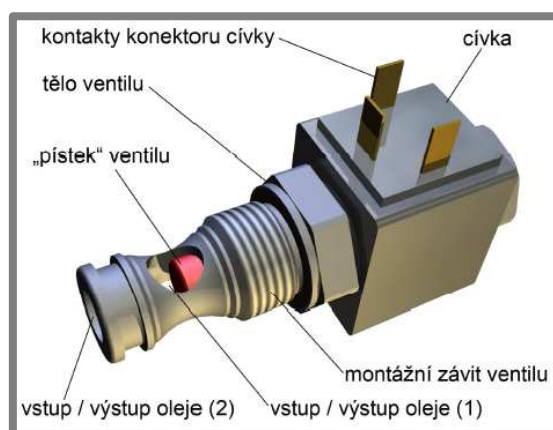
$V_{g \max}$	28 cm ³
$n_{\max} \text{ při } V_{g \max}$	4250 ot/min

$n_{\max}$	4500 ot/min
$n_{\min}$	500 ot/min
P při $n_{\max}$, $V_{g \max}$	79 kW
M_k při $p = 40 \text{ MPa}$	178 Nm
M_k při $p = 10 \text{ MPa}$	44.5 Nm
p	400 MPa
$p_{\max}$	450 MPa
I (moment setrvačnosti rot. částí)	0,0022 kgm

(-Podrobný popis řízení průtoku hydrogenerátorem je popsán v příloze 1)

3) Ventilový blok

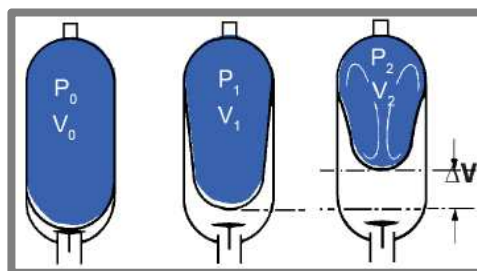
Ventilový blok je nosným tělesem pro upevnění šesti ventilů. Jedná se o elektromagnetické ventily VEI8A2T09.36K31 (v klidu uzavřené) a VEI8A2T09.36K32 (v klidu otevřené) od firmy Bosch Rexroth. Nastavení přesné kombinace otevření a zavření jednotlivých ventilů zajišťuje řídicí jednotka na základě vybraného pracovního režimu. Zjednodušený 3D model ventilu je na obr. 6.



Obr. 6 Zjednodušený 3D model ventilu s cívkou [14]

4) Akumulátor

Nízkotlaký akumulátor slouží pro vyrovnání množství oleje při rekuperaci energie. Pracovní objem je 10 litrů. Jedná se o vakový akumulátor, kde je stlačovaným médiem dusík. Použití dusíku minimalizuje tepelné ztráty při polytropické kompresi. Vysokotlaký akumulátor slouží pro rekuperaci energie. Nízkotlaký i vysokotlaký akumulátor je chráněn proti havárii předřazeným bezpečnostním blokem.



Obr. 7 Vakový akumulátor [14]

5) Hydrostatický převodník

Hydrostatický převodník může pracovat jako hydromotor nebo jako hydrogenerátor. V režimu hydromotoru je setrvačnick urychlován a v režimu hydrogenerátoru naopak brzděn. Při brzdění je kapalina pod tlakem ukládána do vysokotlakého akumulátoru. Hydrostatický převodník byl zvolen se stejným geometrickým objemem jako hlavní hydrogenerátor. Označení hydrostatického převodníku je A6VM28EP2/63. Pro použití na zkušebním standu je průtok omezen na 40 l/min a otáčky na 3000 ot/min. Hydrostatický převodník je znázorněn na obr. 8.

$V_{g \max}$	28 cm ³
$n_{\max}$ při $V_{g \max}$	5550 ot/min
$n_{\max}$ při $V_g < 0,63 V_{g \max}$	8750 ot/min
$n_{\min}$	0 ot/min
M_k při $V_{g \max}$	179 Nm
$q_{vm \max}$	156 l/min



Obr. 8 Hydrostatický převodník [14]

6) Setrvačnick – zátěž

Maximální otáčky setrvačnicku jsou 3600 ot/min. Setrvačnick je vybaven elektromagnetickou brzdou.

1.2.3 Pracovní režimy experimentálního standu.[13]:

-Pokud je zařízení zapnuté, nachází se vždy v jednom z šesti pracovních režimů.

1) Režim – Stop

Režim Stop je výchozím režimem po zapnutí standu. Setrvačnick se neotáčí. Z tohoto režimu lze pomocí ovládacího panelu přejít do režimu Set RPM, Accel nebo do režimu Fill ND. Režim Stop je možné aktivovat ze všech ostatních režimů stroje.

2) Režim – Set RPM

Režim slouží pro nastavení otáček setrvačnicku. V tomto režimu jsou ventily stále ve výchozí poloze, na čerpadle je nastaven směr otáčení a je odpojeno externí brzdění dynamometrem. Po dosažení požadovaných otáček, lze spustit režim Automat případně manuální režim Decel. Schéma simulačního standu při režimu Set RPM je na str. 36, obr. 24.

3) Režim – Decel

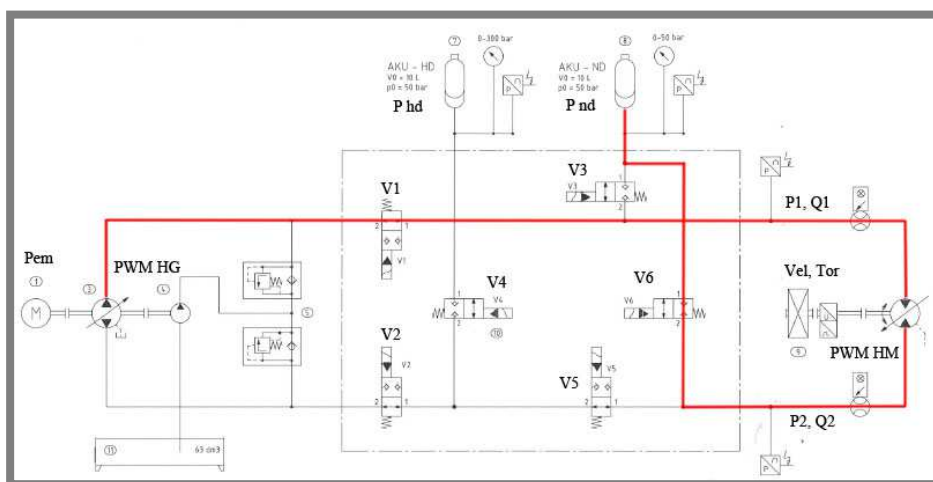
V režimu Decel je setrvačnický stend brzden olejem proudícím z nízkotlakého do vysokotlakého akumulátoru. V manuálním režimu je setrvačnický brzden, dokud není obsluhou zvolen jiný režim nebo do doby, než se na některém akumulátoru objeví podtlak nebo přetlak. Schéma simulačního stendu při režimu Decel je na str. 33, obr. 22.

4) Režim – Accel

Při režimu Accel je hydrostatickým převodníkem setrvačnický urychlován. Pro akceleraci je využit olej uložený ve vysokotlakém akumulátoru. Olej z vysokotlakého akumulátoru proudí přes hydrostatický převodník do nízkotlakého akumulátoru. Setrvačnický je roztočen na požadovanou hodnotu nastavenou v režimu Set RPM. Režim je ukončen libovolně uživatelem zvolením režimu Decel nebo Stop, případně automaticky dojde-li k přetlaku nebo podtlaku na některém z akumulátorů. Schéma simulačního stendu při režimu Accel je na str. 30, obr. 19.

5) Režim – Fill Aku ND

Režim Fill aku ND slouží k doplnění tlaku v nízkotlakém akumulátoru. Režim je nutné zařadit při zapnutí stendu nebo při výskytu provozního podtlaku v nízkotlakém akumulátoru v důsledku provozu stendu. Po doplnění tlaku v nízkotlakém



Obr. 9 Schéma zkušebního stendu s vyznačeným režimem Fill Aku ND [13]

akumulátoru na definovanou hodnotu se stend automaticky uvede do režimu Stop. Schéma simulačního stendu při režimu Fill Aku ND je na obr. 9.

6) Režim – Automat

Režim automat cyklicky střídá režimy Accel a Decel. Po dosažení definovaného počtu cyklů je stend uveden do režimu Stop. Režim automat může být také ukončen při výskytu provozního přetlaku nebo podtlaku v některém z akumulátorů nebo manuální volbou režimu Stop.

1.2.4 Obsluha experimentálního stendu

Zařízení se obsluhuje pomocí ovládacího panelu (obr. 10). Pomocí dotykového displeje lze vybrat pracovní režim a nastavit otáčky hydromotoru (setrvačníku). Otáčky se nastavují v procentech 0-100 % kde 100 % odpovídá 3000 ot/min. Nastavení otáček v procentech simuluje sešlápnutí plynového pedálu u automobilu.



Obr. 10 Ovládací panel experimentálního stendu [13]

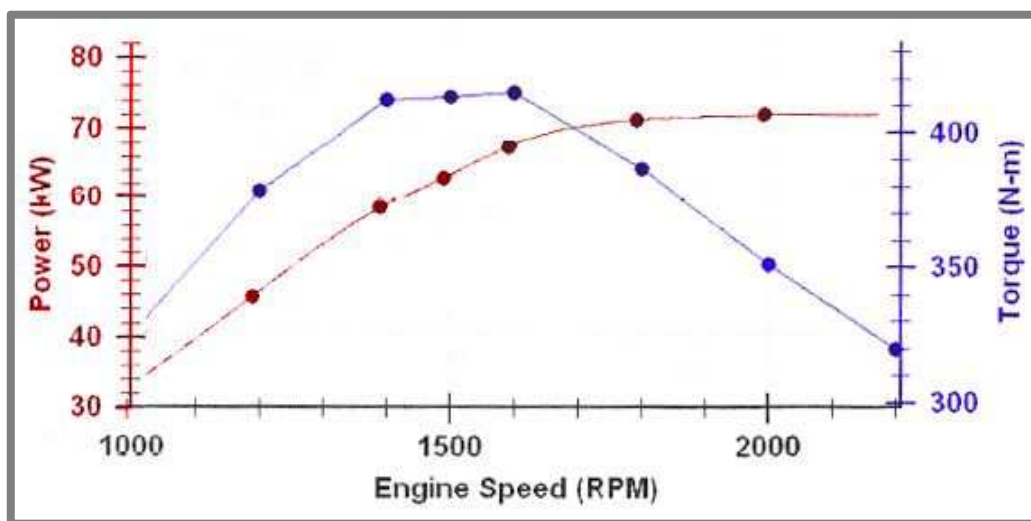
1.3 Spalovací motor Cummins QSB3.3

Diesellový motor Cummins QSB3.3 slouží jako pohonná jednotka pro pneumatikový válec AMMANN AP 240 H. Základní technická specifikace spalovacího motoru je uvedena v tab. 1.

Tab. 1 Parametry spalovacího motoru Cummins QSB3.3 [17],[18]

vnější rozměr [mm]	702 x 616 x760
hmotnost	256 kg
počet válců	4
objem válců	3300 cm ³
maximální výkon	74 kW
maximální točivý moment	415 N.m
maximální otáčky	2200 ot/min

Výkonová charakteristika a charakteristika krouticího momentu je uvedena na obr. 11. Mapa měrné spotřeby paliva spalovacího motoru dodávaná výrobcem je uvedena v příloze č. 2.



Obr. 11 Výkonová charakteristika - červená křivka a charakteristika krouticího momentu - modrá křivka (Motor Cummins QSB3.3) [17]

1.4 Matematické modelování dynamických systémů

1.4

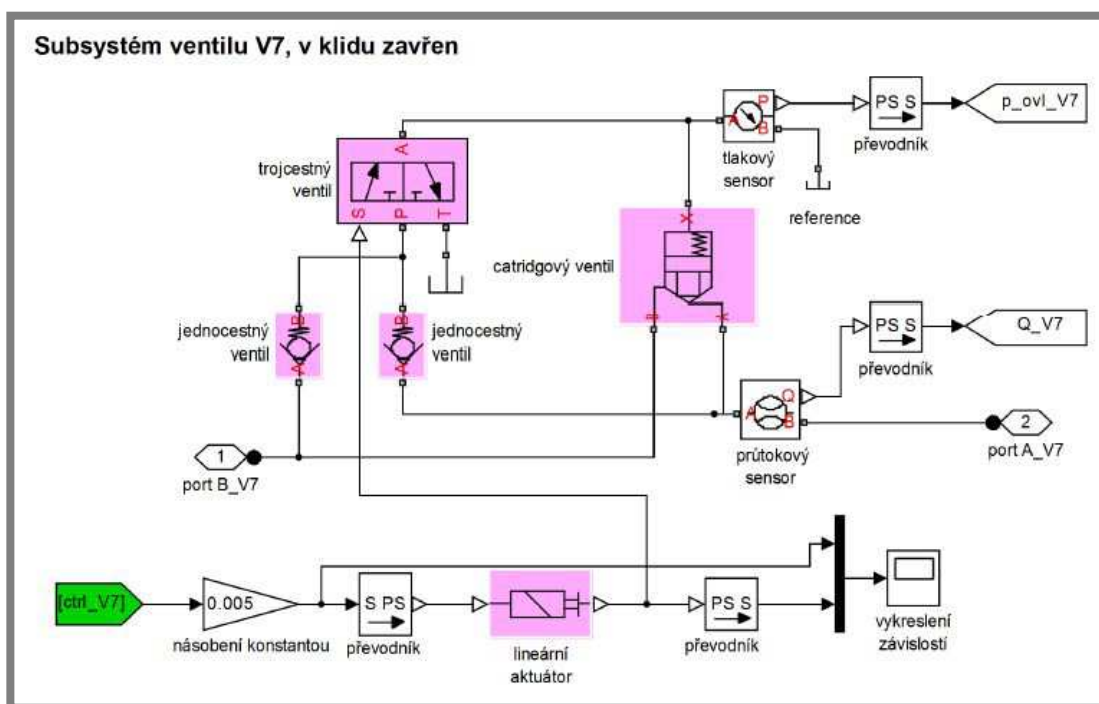
Vývoj nového zařízení je dlouhodobý proces, kdy první prototypy obvykle nesplňují požadované zadání v plném rozsahu. Na základě získaných poznatků se pak vyvozují důsledky pro nové konstrukce a vývoj pokračuje. Pokud jsou finanční zdroje a čas pro vývoj omezeny je nanejvýš výhodné počet prototypů minimalizovat. Pro snížení počtu vyrobených prototypů lze využít počítačové simulace. Při využití počítačových simulací jsou zařízení navrhována ve virtuální rovině, čímž odpadá nutnost fyzické výroby součástí. Na matematické modely lze například aplikovat optimalizační algoritmy pro identifikaci vstupních parametrů vyvíjeného zařízení.

1.4.1 Matematické modelování hydraulických mechanismů

1.4.1

Principy matematického modelování hydraulických systémů se podrobně zabývá publikace Modelování systémů s hydraulickými mechanismy [12]. Při tvorbě matematického modelu je nutné nejprve modelovaný systém analyticky popsat a poté vhodně parametrizovat. Složitost modelů je závislá na složitosti modelovaných systémů. K sestavení a řešení rozsáhlejších matematických modelů je výhodné použít výpočetní software. Významným výpočetním programem, který je určený pro matematické modelování je MATLAB/Simulink. V prostředí MATLAB lze programovat různé matematické funkce, využívat podmíněné příkazy, cykly atd.

Prostředí Simulink je nadstavba MATLABu, kde lze simulovat a modelovat dynamické systémy. Modely dynamických systémů jsou tvořeny pomocí blokových schémát a rovnic.

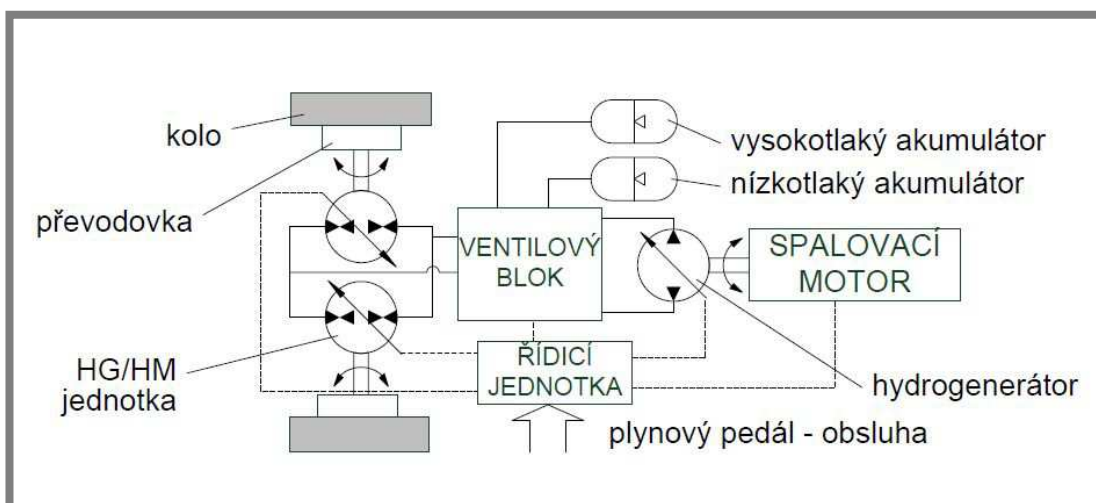


Obr. 12 Příklad zapojení cartridgeového ventilu v programu MATLAB/Simulink – subsystém simulačního modelu vozidla AMMANN AP 240 H.

Otevřená architektura Simulinku umožňuje tvorbu vlastních funkčních bloků pomocí programovacího jazyka Simscape. Simulink je vybaven obsáhlou knihovnou již hotových funkcí a bloků. Tyto knihovny se nazývají toolboxy. Například toolbox SimHydraulics obsahuje konkrétní hydraulické prvky jako ventily, hydromotory nebo hydraulické akumulátory. Simulační model vytvořený pomocí takovýchto blokových schémat, vychází primárně z technické dokumentace modelovaného systému. Jednotlivé bloky v sobě skrývají matematický popis funkce modelovaných součástí. U jednotlivých bloků je třeba nastavit vstupní parametry, které lze obvykle vyhledat v technické dokumentaci. Příklad zapojení ventilu v programu MATLAB/Simulink je uveden na obr. 12.

1.4.2 Simulační model silničního válce Ammann AP 240 H

V prostředí MATLAB/Simulink byl vytvořen simulační model vozidla s hydrostatickým regenerativním brzdovým systémem. Nastavení vstupních parametrů simulačního modelu odpovídá silničnímu válci Ammann AP 240 H. Model vozidla, byl vytvořen podle předlohy rekuperačního zařízení, které je popsáno ve zprávě [19]. Pomocí modelu je možné simulovat pracovní cyklus stroje. Otevřená architektura modelu umožňuje simulovat prakticky libovolný jízdní cyklus. Pomocí modelu je možné zpětně simulovat naměřený jízdní cyklus na reálném vozidle. Je však potřeba znát odpovídající průběhy řídicích signálů pro hydromotory, hydrogenerátor a průběh otáček spalovacího motoru. Zjednodušené schéma modelovaného vozidla je uvedeno na obr. 13.



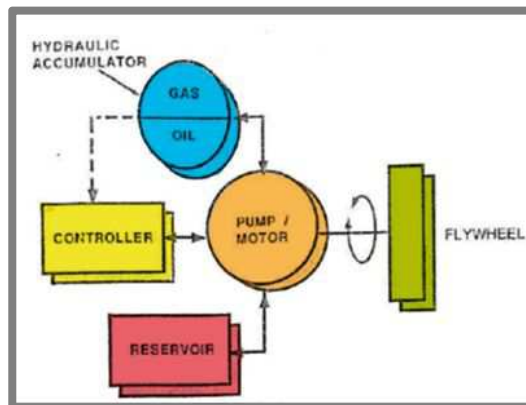
Obr. 13 Schéma modelovaného vozidla

1.4.3 Vybrané práce zabývající se rekuperací kinetické energie

1.4.3

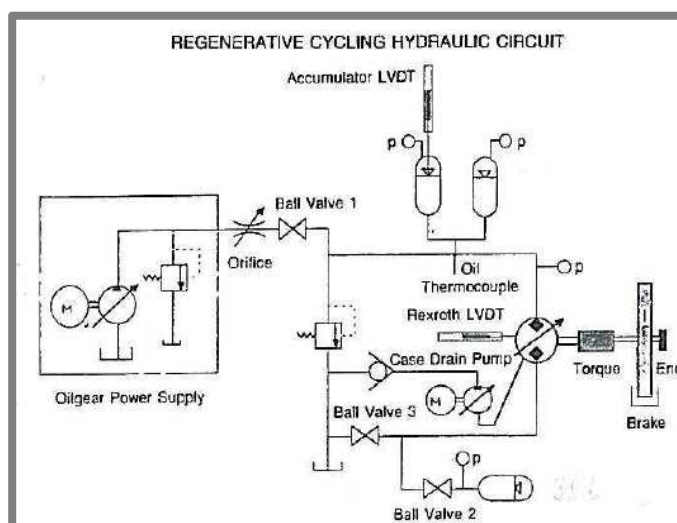
Pourmovahed, Beachley, Fronczak. (Modeling of a hydraulic regeneration system) [10]

V roce 1992 byl publikován významný článek, ve kterém autoři popisují tvorbu matematického modelu rekuperačního hydrostatického systému. Na obr. 14 je zobrazeno schéma, ze kterého bylo při tvorbě modelu vycházeno. Model byl vytvořen analyticky.



Obr. 14 Schéma rekuperačního systému

Jednalo se o sériové zapojení regenerativního brzdového systému. Kinetickou energii jedoucího vozidla představovala rotační energie setrvačníku, která byla při deceleraci uložena v reservoáru pomocí hydrostatického převodníku. Ve druhé části článku byl popsán regenerativní systém, viz obr. 15. Dle stejného schématu byl také vytvořen matematický model.

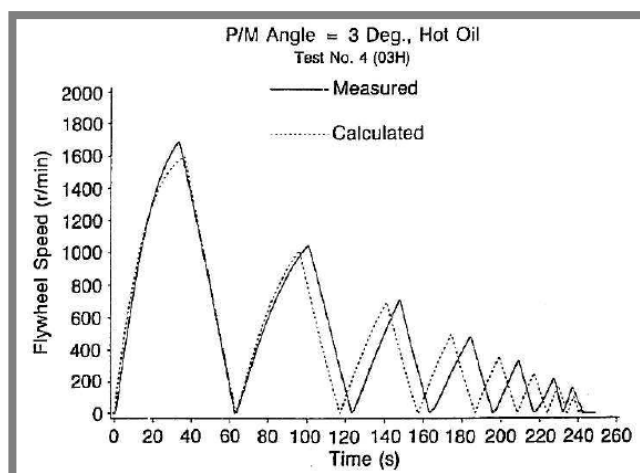


Obr. 15 Schéma Hydraulického regenerativního systému

Na zkušebním zařízení bylo provedeno několik testů. Hodnoty důležitých veličin byly zaznamenány a porovnány s výpočtem. Zkušební test byl proveden tak, že byl nejprve setrvačnick urychlen na požadované otáčky. Následovala rekuperace, tedy brzdění setrvačnicku za současného nárůstu tlaku v akumulátoru. Jakmile klesly otáčky setrvačnicku na nulu, byl setrvačnick znovu urychlen pomocí uložené tlakové energie. Tento děj se cyklicky opakoval, až do doby úplné disipace energie ve ztrátách.

Při tvorbě matematického modelu autoři použili hydrostatický akumulátor, ve kterém zahrnuli do výpočtu ztráty tepelné, vzniklé při kompresi plynu. Ztráty třením v kapalině, třením kapaliny o stěny akumulátoru a třením vznikajícím mezi těsněním a pístem při vzájemném pohybu. Přeměnu rotační energie setrvačnicku na tlakovou energii zajišťoval hydrostatický převodník. Jednotka pracovala s okamžitou hodnotou účinnosti, která udávala poměr mezi skutečným a teoretickým průtokem. Její hodnota byla závislá na součiniteli úniku kapaliny, aktuálním rozdílu tlaku před a za HG/HM, viskozitě kapaliny, uhlové rychlosti a některých dalších parametrech. Ztrátová energie v setrvačnicku během rotace v ložiskách byla zjištěna při experimentu se skutečným setrvačnickem. Naměřené hodnoty ztrátové energie byly proloženy polynomem, se kterým se v modelu počítalo dále.

Ztráty vzniklé distribucí kapaliny mezi jednotlivými komponenty byly menší než ztráty v akumulátoru, setrvačnicku a jednotce HG/HM, ale ne zanedbatelné. Kapalina byla dopravována hadicemi, ve kterých vznikaly tlakové ztráty třením. Ztráty byly závislé na délce hadic, aktuálním průtoku, průřezu hadice, hustotě dopravované kapaliny a Reynoldsově číslu.



Obr. 16 Závislost otáček setrvačníku na čase během testu

Na obr. 16 je znázorněna historie otáček setrvačníku na čase během jednoho z testů. Z tvaru křivky je patrný regresivní charakter regenerativního děje. Křivka představující vypočítané hodnoty otáček se za naměřenými hodnotami čím dál více zpožďovala, což bylo dáno sčítáním nepřesností výpočtu.

Z provedených testů byly vyvozeny závěry:

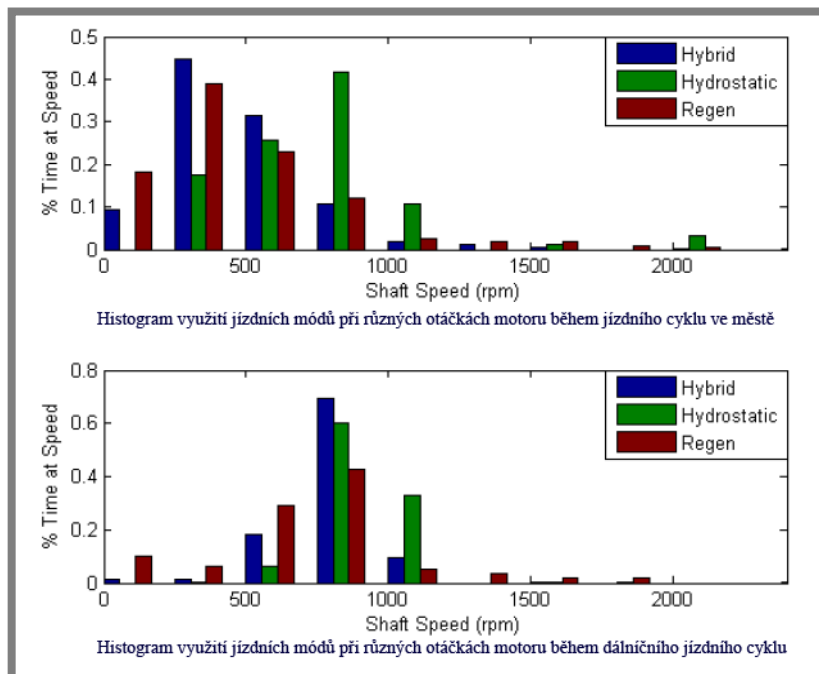
- Při velkém natočení naklápečí desky HG/HM jednotky může v hadicích dojít k turbulentnímu proudění což má za následek velké tlakové ztráty během distribuce kapaliny
- Při výpočtech je možné uvažovat konstantní měrné teplo pro dusík, kterým jsou akumulátory naplněny
- Při vhodném výběru komponent lze minimalizovat ztráty a použít tak regenerativní systém u hybridních vozidel

Lozano Anthony (Simulation of a diesel-hydraulic series hybrid) [11]

V roce 2010 Anthony Lozano ve své diplomové práci na California Polytechnic State University, zabýval matematickým modelováním rekuperace energie u automobilu. Jednalo se o tvorbu simulačního modelu se sériovým zapojením hydrostatického pohonu. Pro tvorbu byl využit software MATLAB. Simulační model uvažoval čtyři různé módy, ve kterých se automobil mohl nacházet:

1. **hydrostatický pohon:** pohon automobilu zajišťuje výhradně spalovací motor
2. **regenerativní brzdění:** automobil brzdí, energie je ukládána do akumulátoru
3. **volnoběh:** výkon není přenášen na kola, energie spalovacího motoru je spotřebovávána pro pokrytí ztrát.

4. **hybridní režim:** pohon je zajišťován spalovacím motorem a energií dříve naakumulovanou. Systém přeměny energie je řízen tak aby bylo dosaženo co nejvyšší účinnosti.



Obr. 17 Využití jízdních módů simulačního modelu vozidla při testech na jízdních cyklech vydaných organizací pro ochranu životního prostředí v USA

Výběr módu 1 až 4 byl zajištěn algoritmem, který bral v úvahu proměnlivé parametry jízdy. Volba byla provedena tak, aby bylo dosaženo maximální účinnosti. Model byl testován pro jízdní cykly vydané organizací pro ochranu životního prostředí v USA. Testy odpovídaly, jednak městskému provozu, kdy byl využívanější hybridní režim tak dálničnímu provozu, kdy byl upřednostňován hydrostatický pohon. Využití jízdních módů je znázorněno na obr. 17.

U výsledného simulačního modelu lze snadno měnit vstupní parametry proto je dobře použitelný pro široký vývoj regenerativních pohonů. V matematickém modelu bylo počítáno s vestavnými ventily, které mají menší průtokové ztráty a lze je rychle ovládat

1.5 Analýza, interpretace a zhodnocení poznatků na základě rešerše

Rekuperace kinetické energie je jednou z cest jak u automobilů snížit provozní náklady, které při dnešním stoupajícím cenovém trendu energií hrají významnou roli.

Pro efektivní funkci regenerativního systému je třeba pracovat s co nejvyšší účinností rekuperace. Pro vývoj regenerativních systémů a zjištění nejefektivnější konfigurace dílčích prvků hydraulického systému je výhodné provádět matematické simulace.

S využitím matematických modelů lze předpovídat chování skutečného regenerativního systému. Lze tedy libovolně měnit konfiguraci hydraulického obvodu tak, aby bylo dosaženo optimálních výsledků.

Matematické modely lze efektivně vytvářet pomocí výpočetních počítačových programů. Pro simulaci hydraulických obvodů je jedním z nejpoužívanějších programů MATLAB/Simulink. Program je vybaven knihovnou SimScape, kde lze nalézt hydraulické a jiné mechanické prvky. Při tvorbě simulačního modelu se vychází primárně z technické dokumentace konkrétního hydraulického zapojení. Výhodou je zprůhlednění simulačních modelů.

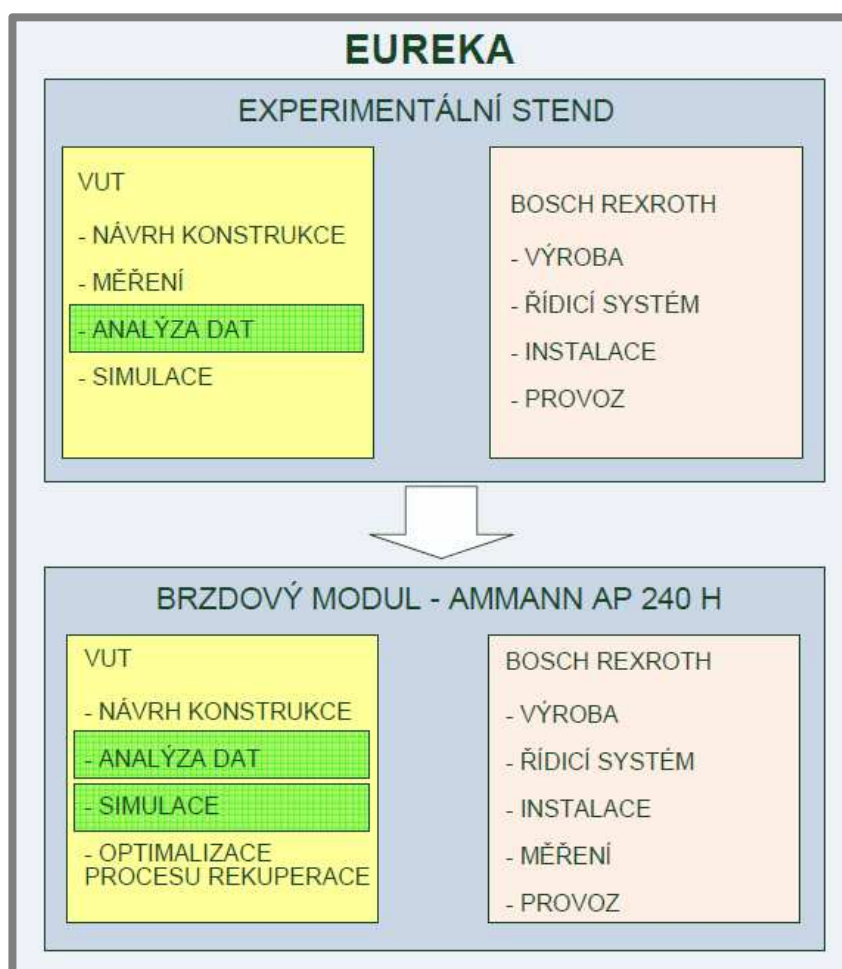
Součástí vývoje brzdového rekuperačního modulu byla výroba experimentálního stendu, který simuluje rekuperaci kinetické energie v laboratorních podmínkách. K experimentálnímu stendu byl vytvořen matematický model v programu MATLAB/Simulink, který simuluje chod zařízení ve virtuální podobě. Simulační model posloužil jako předloha pro tvorbu matematického modelu silničního válce, na kterém se bude v budoucnu optimalizovat proces rekuperace energie.

2 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE

Diplomová práce je součástí řešení projektu EUREKA, jehož cílem je vývoj přídatného brzdového modulu pro průmyslová vozidla za účelem rekuperace kinetické energie. Diplomová práce sestává z dílčích úkolů, které bylo nutné v rámci projektu řešit. Návaznost úkolů řešených v diplomové práci je znázorněna v diagramu (obr. 18). Diplomová práce se zabývá a spoluřeší úkoly, které jsou podbarveny v obr. 18 zelenou barvou.

V první části diplomové práce bude řešeno stanovení porovnávacího kritéria a vyhodnocení měření na simulačním standu, který představuje čtvrtinový model vozidla s hydrostatickým pohonem, kde je kinetická energie jedoucího vozu nahrazena rotační energií setrvačníku. Experimentální stand simuluje rekuperaci kinetické energie v laboratorních podmínkách.

Ve druhé části diplomové práce bude zdigitalizována mapa měrné spotřeby paliva spalovacího motoru Cummins QSB3.3. Motor Cummins je pohonnou jednotkou silničního válce Ammann AP 240 H, pro který je rekuperační modul vyvíjen. Využitelnost mapy měrné spotřeby paliva bude ověřena na základě konfrontace s měřením prováděným na válci Ammann.



Obr. 18 Návaznost úkolů řešených v diplomové práci do projektu EUREKA

3 MATERIÁL A METODY

3

Při řešení diplomové práce bude využívána metoda analýzy a syntézy. Při analýze naměřených záznamů na experimentálním standu budou popsány procesy probíhající během rekuperace energie a stanoveno účinnostní kritérium. Bude stanovena úspora elektrické energie během rekuperace kinetické energie. K dispozici budou záznamy z měření provedené odbornou obsluhou zařízení.

Při řešení úkolu digitalizace mapy měrné spotřeby paliva spalovacího motoru Cummins QSB3.3 bude k dispozici mapa dodaná výrobcem motoru. Pro ověření využitelnosti mapy v aplikaci cyklického pracovního chodu válce Ammann AP 240 H je k dispozici detailní měření prováděné firmou Bosch (r. 2010).

Výpočty budou prováděny v programu MATLAB 2012b. Pro analýzy měření a matematické simulace je k dispozici nadstavba Simulink, což je prostředí uzpůsobené pro tvorbu matematických modelů a dynamických systémů. Součástí Simulinku je řada toolboxů určených pro konkrétní fyzikální aplikace. Především bude využit Simscape, knihovna bloků pro fyzikální modelování a Simhydraulics, knihovna pro modelování hydraulických systémů.

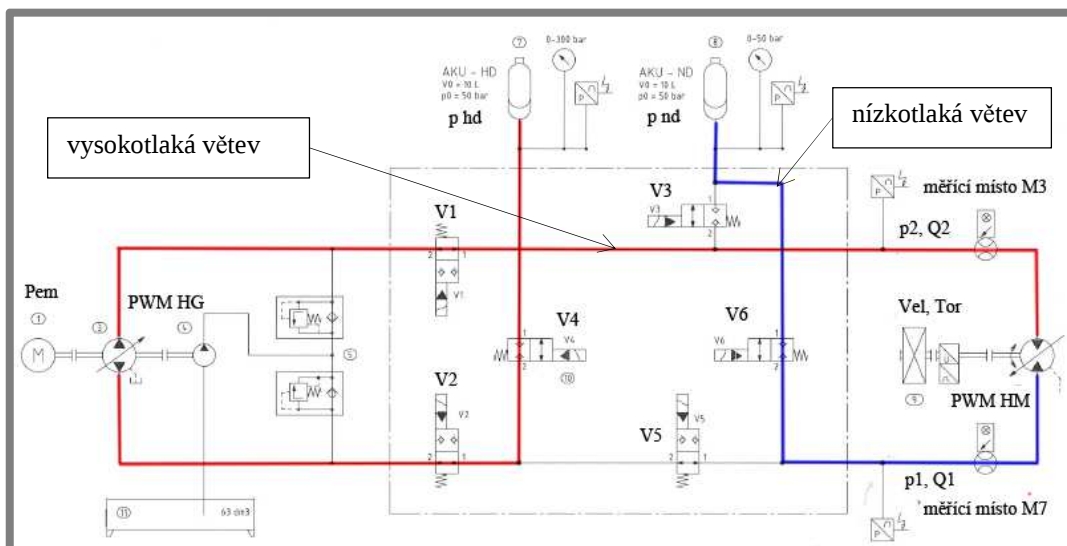
4 VÝSLEDKY

4.1 Měření prováděná na zkušebním stendu

4.1.1 Režim Accel

Zkušební stend představuje čtvrtinový model vozidla, kde je kinetická energie vozu nahrazena kinetickou energií rotujícího setrvačníku. Na zkušebním stendu lze provádět pokusná měření rekuperace kinetické energie. Proces cyklické rekuperace na simulačním stendu sestává z dílčích pracovních režimů Accel (akcelerace setrvačníku, využití uložené energie v akumulátoru), Decel (brzdění, ukládání kinetické energie setrvačníku), Set RPM (pohon setrvačníku bez využití uložené energie) a Stop. Průběhy režimů byly analyzovány. Pro režimy Accel a Decel bylo zavedeno hodnotící kritérium, z důvodu budoucí optimalizace vstupních parametrů, jako například časy zpoždění ventilů.

Během režimu Accel dochází k urychlování setrvačníku. Nárůst kinetické energie E_k během akcelerace je zajištěn poklesem tlakové energie ve vysokotlakém akumulátoru



Obr. 19 Zjednodušené schéma zkušebního stendu v režimu Accel [13]

E_{phd} a vykonanou práci elektromotoru E_{em} . Pracovní kapalina proudící z hydromotoru je během režimu ukládána v nízkotlakém akumulátoru, v důsledku čehož narůstá tlaková energie E_{pnd} .

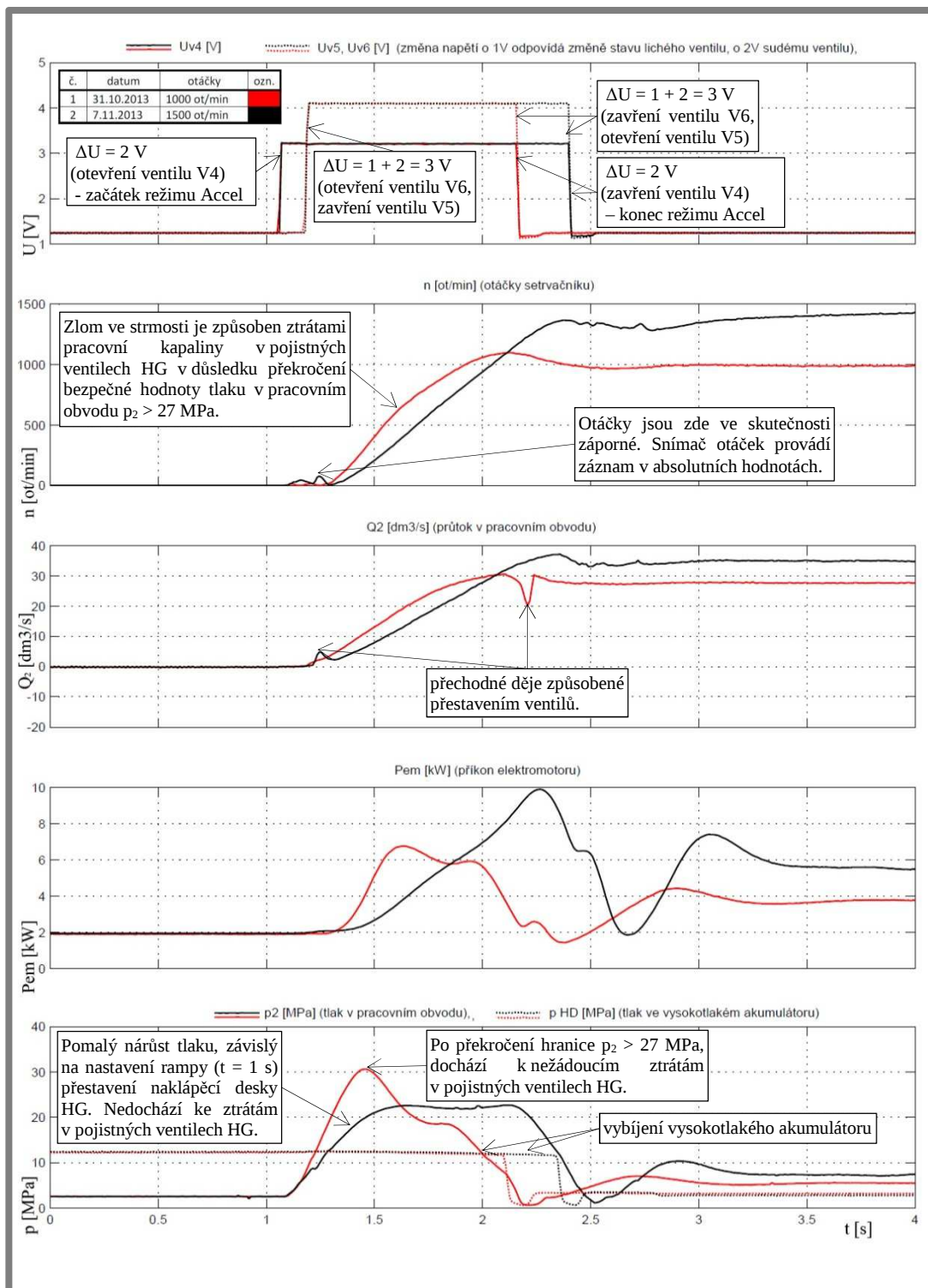
Tab. 2 Měřené veličiny v režimu Accel

zkratka	měřená veličina	jednotka	poznámka
n (Vel)	otáčky setrvačníku	ot/min	snímač měří pouze absolutní hodnoty otáček
p_{em}	příkon elektromotoru	kW	snímač měří pouze kladné hodnoty krouticího momentu
Q_2	průtok v nízkotlaké větvi	dm^3/s	
p_1	tlak v pracovním, měřicí místo M7	MPa	
p_2	tlak v pracovním, měřicí místo M3	MPa	
p_{hd}	tlak ve vysokotlakém akumulátoru	MPa	
p_{nd}	tlak v nízkotlakém akumulátoru	MPa	
V_3, V_4	napětí na ovládacích cívkách ventilů 3, 4	V	změna napětí o 1 V odpovídá změně stavu lichého ventilu o 2 V sudému ventilu
V_5, V_6	napětí na ovládacích cívkách ventilů 5, 6	V	
V_1, V_2	napětí na ovládacích cívkách ventilů 1, 2	V	

Na zkušebním standu byly provedeny desítky měření režimu Accel. Měřené veličiny jsou uvedeny v tab. 2. Výskyt měřených veličin je zřejmý z obr. 19.

Vybrané záznamy experimentálních měření režimu Accel

Před každým měřením režimu Accel byl vysokotlaký akumulátor natlakován pomocí režimu Decel. Záznam Měřených veličin vybraných měření je na obr. 20.



Obr. 20 Měřené veličiny při přechodu režimů Stop -> Accel -> Set RPM

Hodnocení měření režimu Accel

Při měření 1 byla nastavena rampa přestavení naklápěcí desky HG na 0 s. Strmý nárůst tlaku nad hodnotu 27 MPa uvedl do chodu ochranný systém HG proti přetížení, čímž došlo k úniku tlakové pracovní kapaliny přes pojistné ventily do odpadu, viz obr. 20 tlak p_2 . U měření č. 2 bylo nárůstu tlaku nad hodnotu 27 MPa zabráněno nastavením delší rampy přestavení naklápěcí desky HG na 1 s.

Výpočet účinnosti při režimu Accel

Def.: Účinnost režimu Accel je dána poměrem energie, která z procesu vychází a je ji možné dále použít (např. při deceleraci) a energií, která do procesu vchází, viz rovnice (1). Rotační energie setrvačníku je dána integrálem výkonu setrvačníku, kde výkon odpovídá derivaci kinetické energie vypočítané z otáček setrvačníku, viz rovnice (2). Vypočtené účinnosti jsou uvedeny v tab. 3

$$\eta = \frac{E_2}{E_1} = \frac{E_{pnd} + E_k}{E_{phd} + E_{em}} = \frac{\int Q_2 \cdot p_{nd} \cdot dt + \int P_{Ek} \cdot dt}{\int Q_1 \cdot p_{hd} \cdot dt + \int P_{em} \cdot dt} \quad (1)$$

$$P_{Ek} = \frac{d\left(\frac{I \cdot \omega^2}{2}\right)}{dt} \quad (2)$$

Tab. 3 Přehled vypočtených účinností při režimu Accel

č.	datum	účinnost η	barevné ozn.
1	31.10.2013	51%	 červená
2	7.11.2013	56%	 černá

Výpočet účinností byl proveden pomocí programu MATLAB/Simulink viz schéma obr. 21. Čas výpočtu je ohraničen skokovými změnami napětí na ventilech V5, V6. Tento signál byl převeden na logický signál *Accel_decel_time* v rozsahu hodnot (0÷1). Pokud je hodnota signálu *Accel_decel_time* rovna nule figuruje signál ve výpočtu účinnosti jako nulovací člen, čímž je zajištěn výpočet účinnosti právě v okamžiku trvání režimu Accel.

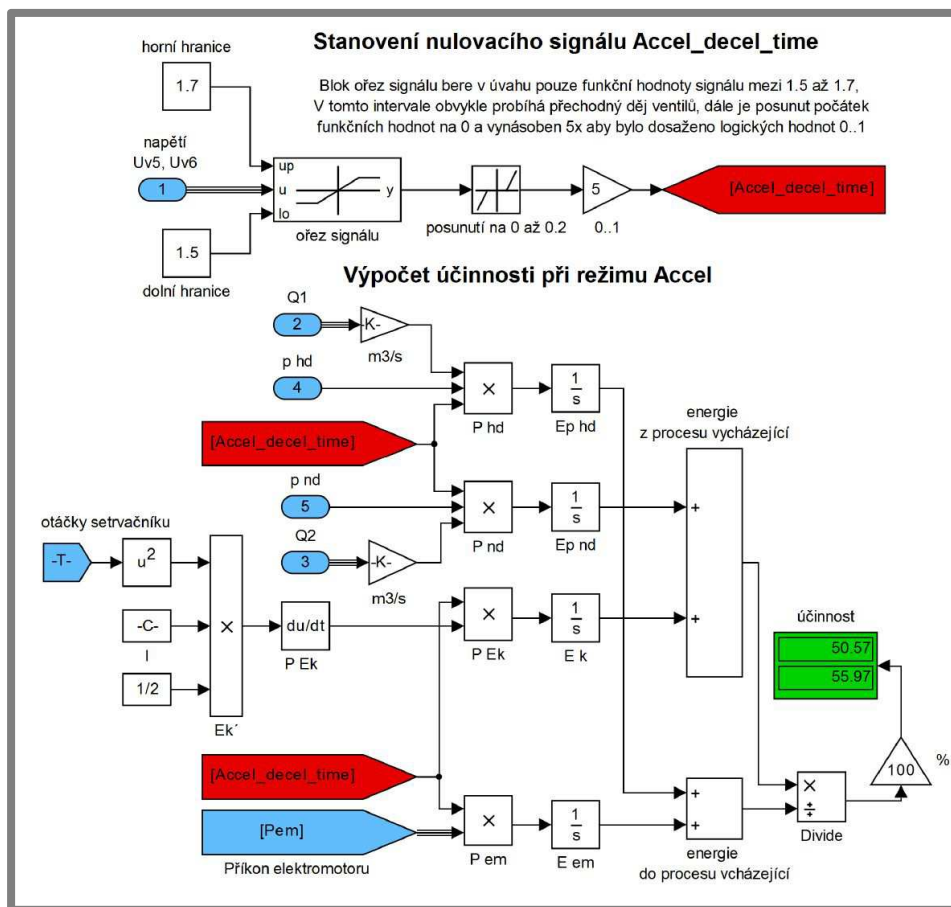
Nižší hodnota vypočtené účinnosti při měření 1 je dána nežádoucím překročením bezpečného pracovního tlaku 27 MPa, čímž došlo ke ztrátám energie v pojistných ventilech.

Časování ventilů při přechodu Stop -> Accel -> Set RPM

Tab. 4 Nastavení času zpoždění pro přestavení ventilů (hodnoty jsou uvedeny v milisekundách)

č.	datum	barevné ozn.	Stop → Accel			Accel → Set RPM		
			T _{V4}	T _{V5}	T _{V6}	T _{V4}	T _{V5}	T _{V6}
1	31.10.2013	 červená	0	130	130	0	0	0
2	7.11.2013	 černá	0	130	130	0	0	0

Před měřením je nutné nastavit čas zpoždění přestavení ventilů. Časování ventilů má vliv na účinnost rekuperace, v budoucnu se budou časy zpoždění optimalizovat.

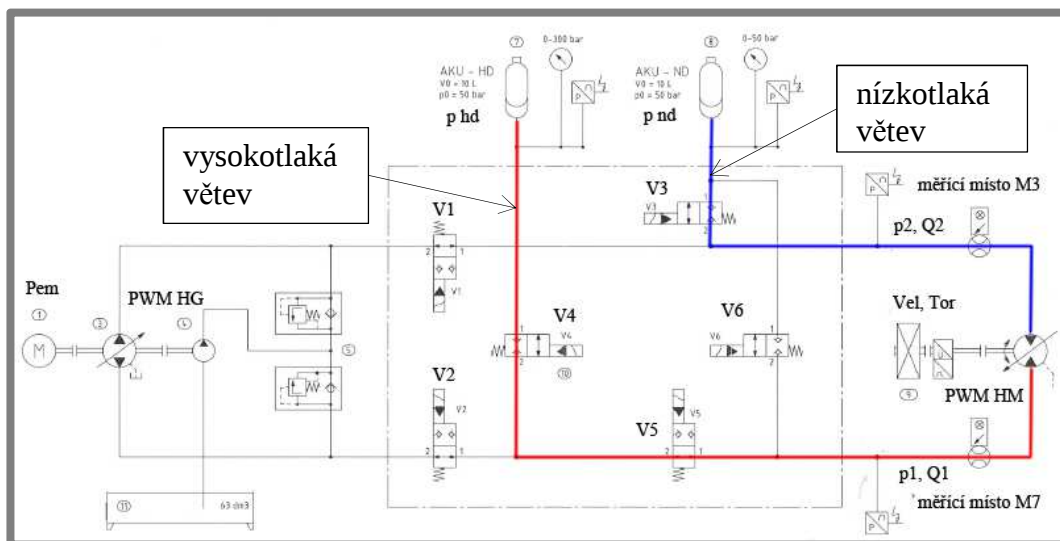


Obr. 21 Schéma výpočtu účinnosti režimu Accel v programu MATLAB/Simulink

4.1.2 Režim Decel

4.1.2

Během režimu Decel dochází k brzdění setrvačnicku, pracovní kapalina při deceleraci proudí z nízkotlakého akumulátoru přes hydromotor v generátorickém režimu do vysokotlakého akumulátoru. Pracovní kapalina má před decelerací tlakovou energii E_{pnd} a po deceleraci E_{phd} . Při deceleraci je kinetická energie setrvačnicku E_k



Obr. 22 Zjednodušené schéma zkušebního stendu při režimu Decel [13]

přeměňována na tlakovou energii. Rozdíl tlakových energií E_{phd} a E_{pnd} je roven úbytku kinetické energie E_k a ztrátám v hydraulickém obvodu.

Při spouštění decelerace je oddělena ventily V1 a V2 část pracovního obvodu zahrnující hydrogenerátor. Pokud je hydrogenerátor po oddělení od zbytku hydraulického obvodu v chodu tak čerpá pracovní kapalinu do pojistných ventilů, čímž se spotřebovává elektrická práce E_{em} . V čase mezi spuštěním decelerace a přestavením ventilů V1, V2, může dojít k ději, kdy je prostřednictvím elektromotoru vracena elektrická energie do sítě. Podmínkou je chod hydrogenerátoru v motorickém režimu. Schéma zkušebního stendu při režimu Decel je na obr. 22.

Na zkušebním stendu byly provedeny řádově desítky měření režimu Decel. Měřené veličiny jsou uvedeny v tab. 2. Záznam měřených veličin vybraných měření je uveden v obr. 23.

Vybrané záznamy experimentálních měření režimu Decel

Před každým spuštěním režimu Decel je nutné nejprve uvést simulační stend do režimu Set RPM. Záznam Měřených veličin vybraných měření je na obr. 23.

Hodnocení měření režimu Decel

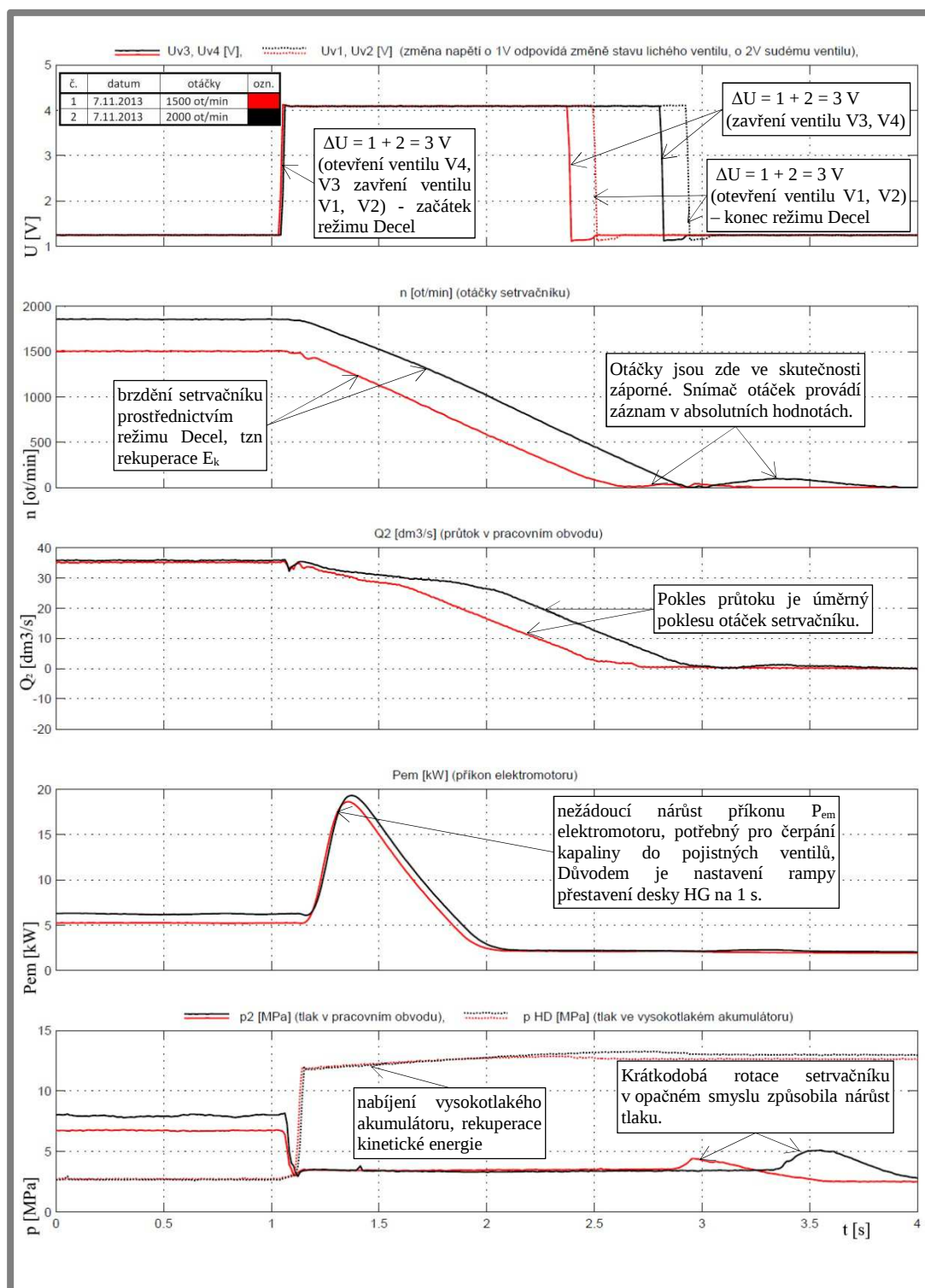
Obě měření (obr. 26) proběhla úspěšně. Režim Decel byl ukončen téměř při nulové hodnotě otáček setrvačníku. Podstatná část kinetické energie byla uložena ve vysokotlakém akumulátoru.

U obou měření se vyskytl problém v odpojené části obvodu s hydrogenerátorem. Po odpojení větve s HG ventily V1 a V2 v čase $t = 1,4$ s došlo k prudkému nárůstu příkonu elektromotoru P_{em} viz obr. 23. Nárůst příkonu elektromotoru byl způsoben čerpáním pracovní kapaliny do pojistných ventilů. Na základě poznatků získaných na simulačním stendu je zřejmé, že obdobný problém čerpání pracovní kapaliny do pojistných ventilů při režimu Decel, by nastal také u regenerativního modulu pro silniční válec AMMANN AP 240H. Eliminace problému u regenerativního modulu je řešena přidáním „zkratovacího“ ventilu, který po odpojení HG od pracovního obvodu, ventily V1 a V2, propojí výstupní potrubí s vstupním potrubím HG. Takovéto propojení umožní cirkulaci pracovní kapaliny a nedojde ke ztrátám v pojistných ventilech.

Výpočet účinnosti při režimu Decel

Def.: Účinnost režimu Decel je dána poměrem vycházející a vcházející energie do procesu, viz rovnice (3), výpočet výkonu setrvačníku je počítán pomocí rovnice (2). Vycházející tlakovou energii E_{phd} lze použít při následném režimu Accel.

$$\eta = \frac{E_1}{E_2} = \frac{E_{phd} - E_{pnd}}{E_k + E_{em}} = \frac{\int Q_1 \cdot p_{hd} \cdot dt - \int Q_2 \cdot p_{nd} \cdot dt}{\int P_{Ek} \cdot dt + \int P_{em} \cdot dt} \quad (3)$$



Obr. 23 Měřené veličiny při přechodu režimů Set RPM -> Decel-> Stop

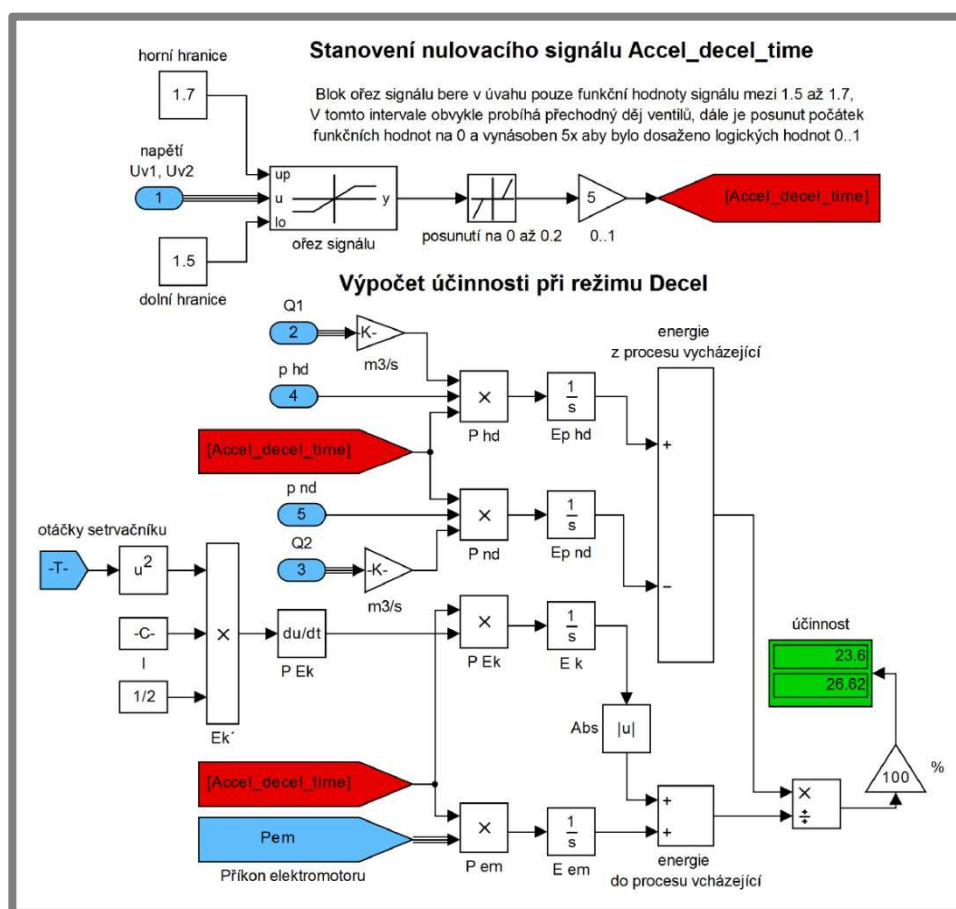
Tab. 5 Přehled vypočtených účinností při režimu Decel

č.	datum	účinnost η	barevné ozn.
1	7.11.2013	24%	červená
2	7.11.2013	27%	černá

Výpočet účinností byl proveden pomocí programu MATLAB/Simulink, viz schéma obr 24. Čas výpočtu je ohraničen skokovými změnami napětí na ovládacích cívkách ventilů V1, V2. Signál napětí byl použit jako zdrojový signál pro nulovací logický signál *Accel_decel_time*. Užití signálu pro výpočet účinnosti při režimu Decel je obdobné jako při režimu Accel, viz kapitola: Výpočet účinnosti při režimu Accel (str. 32).

Pozn.: V simulačním modelu stendu elektromotor elektrickou energii v motorickém režimu spotřebovává nebo v generátorickém režimu dodává. Jelikož během decelerace na zkušebním stendu elektromotor pouze spotřebovává elektrickou energii, je nutné s ní počítat jako s energií vcházející

Nízké vypočítané hodnoty účinnosti při režimu Decel (24 % a 27 %) způsobuje vysoký elektrický příkon elektromotoru, viz kapitola: Hodnocení měření režimu Decel (str. 34).



Obr. 24 Schéma výpočtu účinnosti režimu Decel v programu MATLAB/Simulink

Časování ventilů při přechodu Set RPM -> Decel -> Stop

Tab. 6 Nastavení času zpoždění pro přestavení ventilů (hodnoty jsou uvedeny v milisekundách)

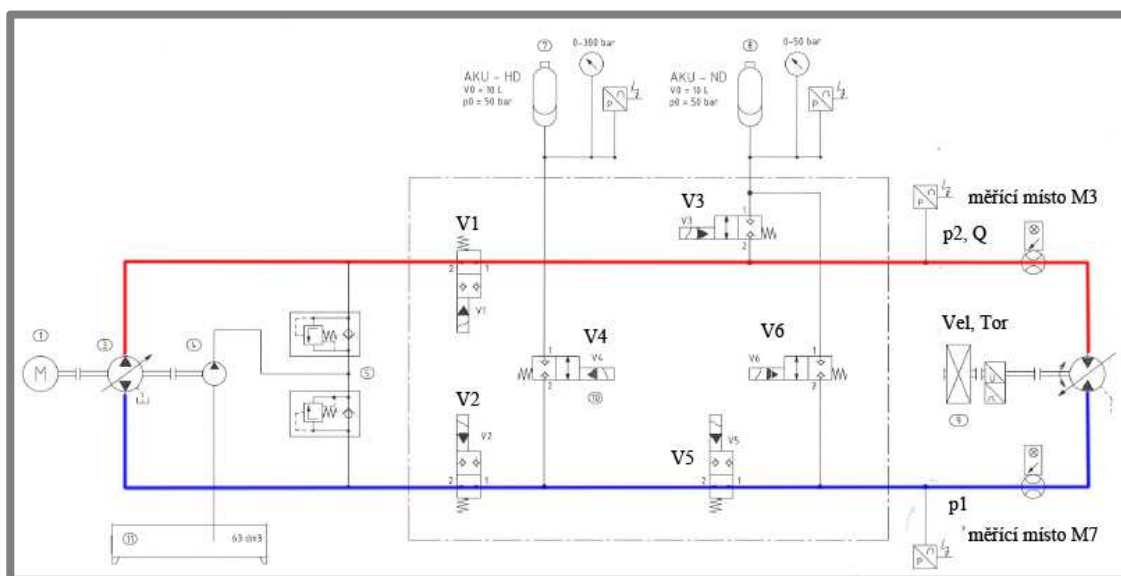
č.	datum	barevné ozn.	Přechod Set RPM → Decel				Přechod Decel → Stop			
			T_{V1}	T_{V2}	T_{V3}	T_{V4}	T_{V1}	T_{V2}	T_{V3}	T_{V4}
1	7.11.2013	červená	0	0	0	0	130	130	0	0
2	7.11.2013	černá	0	0	0	0	130	130	0	0

Před měřením je nutné nastavit čas zpoždění přestavení ventilů. Časování ventilů má vliv na účinnost rekuperace, v budoucnu se budou časy optimalizovat.

4.1.3 Režim Set RPM

4.1.3

Při režimu Set RPM je setrvačnick poháněn prostřednictvím hydromotoru. Elektromotorem poháněný hydrogenerátor čerpá kapalinu do pracovního obvodu, v důsledku čehož je poháněn hydromotor a následně setrvačnick.



Obr. 25 Zjednodušené schéma stendu při režimu Set RPM [13]

Při režimu Set RPM je odebírána elektrická energie elektromotorem E_{em} , která je následně přeměněna na součet energií kinetické E_k a ztrátové. Na obr. 26 jsou znázorněny záznamy veličin vybraných měření režimu Set RPM

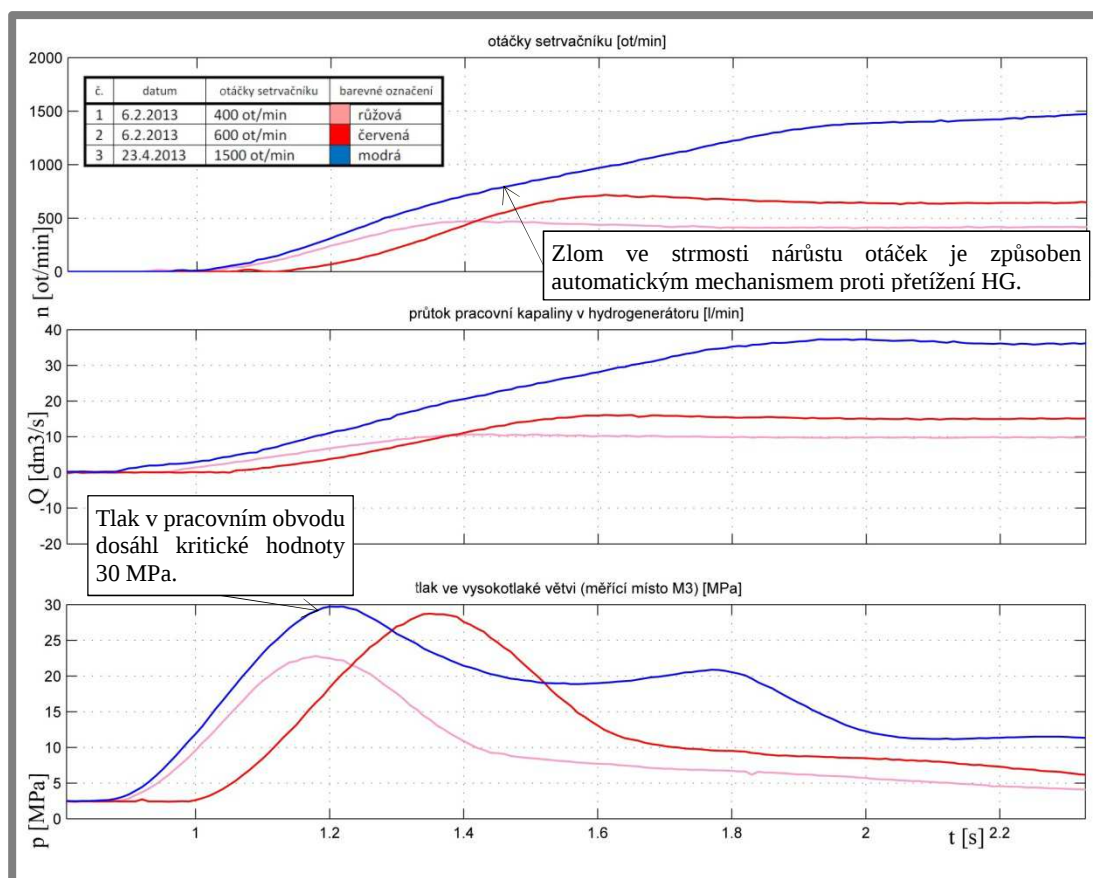
Tab. 7 Přehled vybraných měření režimu Set RPM

č.	datum	Otáčky setrvačnicku	barevné označení
1	6.2.2013	400 ot/min	růžová
2	6.2.2013	600 ot/min	červená
3	23.4.2013	1500 ot/min	modrá

Hodnocení měření

Při měření 1 a 2 (obr. 25) proběhlo urychlení setrvačníku na požadované otáčky bez potíží. Při měření 3 došlo v čase 1,2 s k přetížení hydrogenerátoru. Hodnota tlaku p_1 vzrostla na 30 MPa, čímž se uvedl do chodu ochranný systém hydrogenerátoru*. Hydrogenerátor automaticky snížil svůj pracovní objem přestavením naklápěcí desky. Prudkému nárůstu tlaku se dá zabránit nastavením delší rampy přestavení naklápěcí desky, u měření viz obr. 26 je rampa přestavení nastavena na 0 s.

(*popis ochranného systému Hydrogenerátoru proti přetížení je popsán v příloze č. 1)



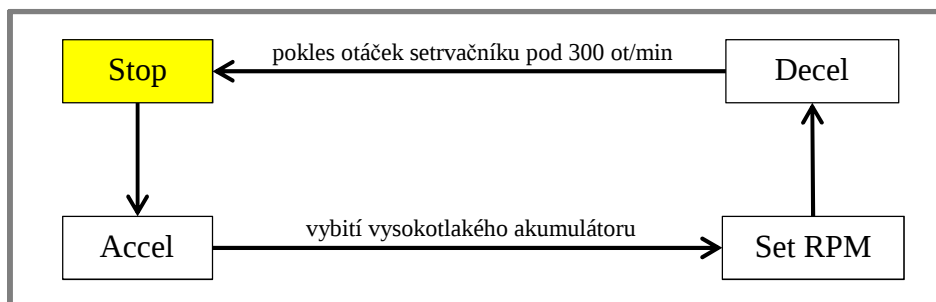
Obr. 26 Měření veličin při režimu Set RPM

4.1.4 Cyklická rekuperace kinetické energie

Cyklickou rekuperací kinetické energie E_k se rozumí periodický děj, kdy je kinetická energie setrvačníku přeměněna na tlakovou energii E_{phd} ve vysokotlakém akumulátoru a následně zpět přeměněna na kinetickou energii setrvačníku. Cílem cyklické rekuperace na experimentálním stendu je přiblížení se reálnému pracovnímu cyklu pneumatikového válce AMMANN AP 240 H. Cyklická rekuperace na zkušebním stendu je složena z dílčích režimů Stop, Accel, Decel, Set RPM.

Před spuštěním cyklického chodu stendu je třeba naplnit nízkotlaký akumulátor pomocí režimu Fill aku ND. Pokud je pro první akceleraci setrvačníku v cyklu použit režim Accel, tak je nutné před měřením naplnit vysokotlaký akumulátor pracovní kapalinou pomocí režimu Decel.

Diagram postupného přepínání pracovních režimů zkušebního stendu při cyklické rekuperaci kinetické energie setrvačníku:



-Diagram posloupnosti režimů při cyklické rekuperaci

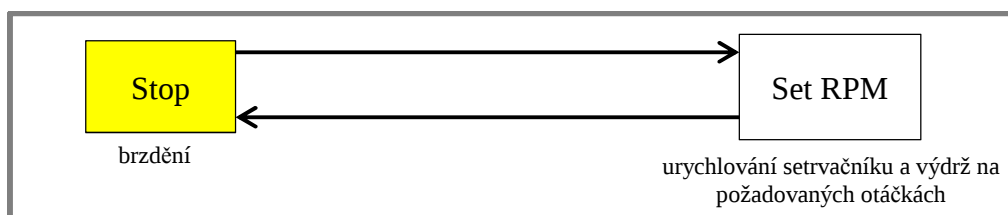
Tab. 8 Měřené veličiny při cyklické rekuperaci

zkratka	měřená veličina	jednotka	poznámka
n	otáčky setrvačníku	ot/min	snímač měří pouze absolutní hodnoty otáček
P_{em}	příkon elektromotoru	W	snímač měří pouze kladné hodnoty krouticího momentu
P_{hd}	tlak ve vysokotlakém akumulátoru	MPa	
P_{nd}	tlak v nízkotlakém. akumulátoru.	MPa	

Tab. 9 Přehled vybraných měření

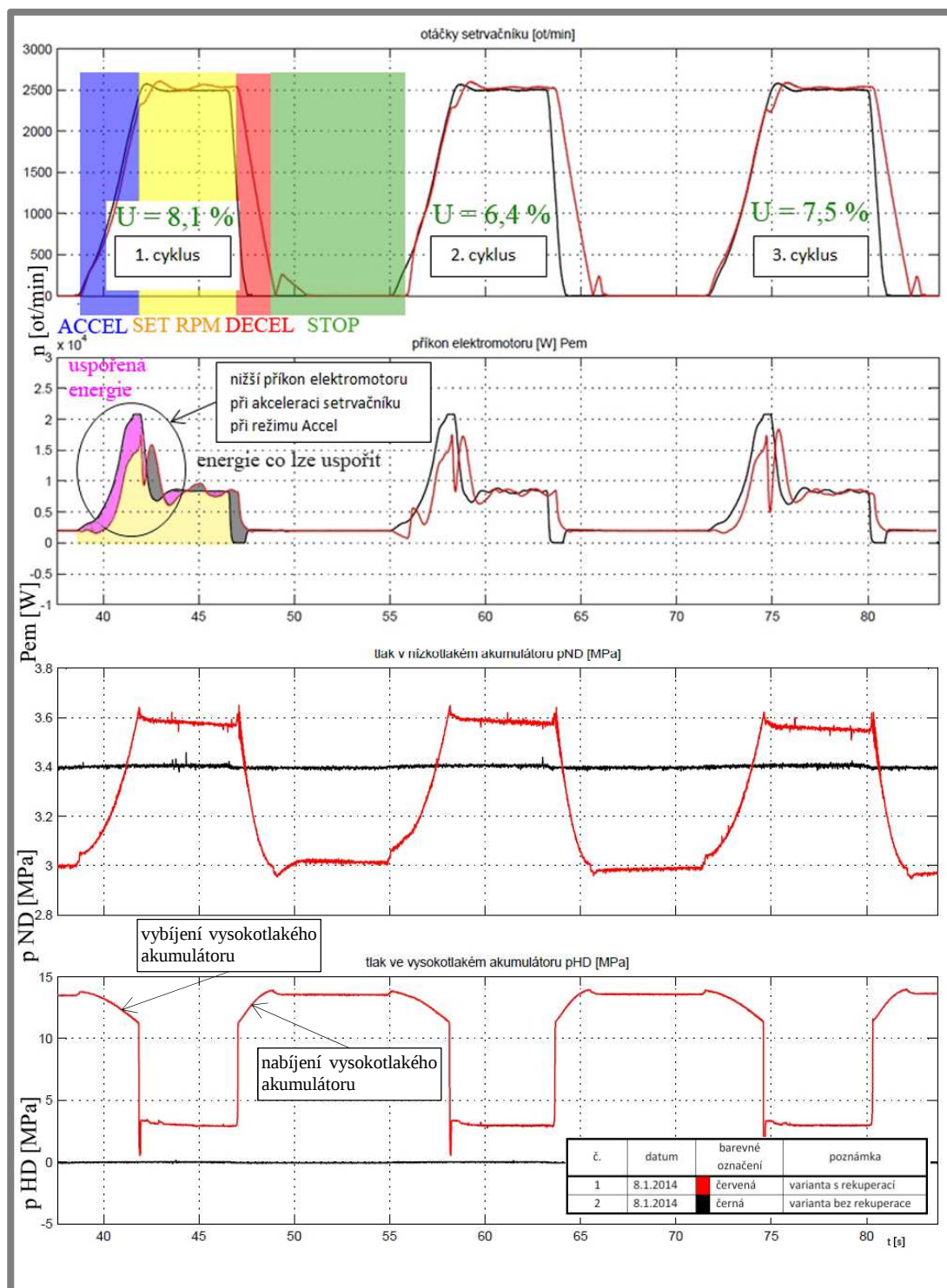
č.	datum	barevné ozn.	poznámka
1	18.12.2013	■ červená	varianta s rekuperací
2	18.12.2013	■ černá	varianta bez rekuperace

Diagram postupného přepínání pracovních režimů zkušebního stendu při cyklickém chodu bez rekuperace kinetické energie setrvačníku:



-Diagram posloupnosti režimů při cyklickém chodu bez rekuperace

Na zkušebním stendu bylo provedeno měření cyklické rekuperace. Měřené veličiny jsou uvedeny v tab. 8. Záznamy z provedených měření cyklické rekuperace jsou uvedeny na obr. 27.



Obr. 27 Měření veličiny při cyklické rekuperaci kinetické energie na simulačním standu

Hodnocení měření

Měření cyklického chodu 2 (bez rekuperace kinetické energie, obr. 27) slouží jako etalon pro vyhodnocení měření s rekuperací. Při cyklickém chodu bez rekuperace se periodicky střídá režim Stop a Set RPM, všechna kinetická energie setrvačnicku je přeměněna na ztrátovou energii.

U měření cyklického chodu č. 1 (s rekuperací kinetické energie) viz obr. 27, je nižší příkon elektromotoru při rozběhu setrvačnicku, než u cyklického chodu bez rekuperace kinetické energie, viz poznámka „uspořená energie“ obr. 27.

Výpočet úspory elektrické energie při cyklické rekuperaci

Def.: Poměrná úspora energie U je dána poměrem ušetřené energie při cyklickém chodu s rekuperací kinetické energie setrvačnicku a energie spotřebované při cyklickém chodu bez rekuperace kinetické energie setrvačnicku, viz rovnice (4).

$$U = \frac{E_1 - E_2}{E_1} \cdot 100 = \frac{\int P_{em(bez\ rekup.E_k)} \cdot dt - \int P_{em(s\ rekup.E_k)} \cdot dt}{\int P_{em(bez\ rekup.E_k)} \cdot dt} \cdot 100 \quad (4)$$

Tab. 10 Přehled vypočtených úspor energií při cyklickém chodu

časová perioda	poměrná úspora energie U	čas výpočtu na časové ose
všechny cykly	7,1 %	38 s -> 84 s
1. cyklus	8,1 %	38 s -> 50 s
2. cyklus	6,42 %	54 s -> 68 s
3. cyklus	7,52 %	70 s -> 84 s

-Výpočet úspor elektrické energie byl proveden v MATLAB/Simulink.

Během chodu s cyklickou rekuperací kinetické energie bylo uspořeno 7,1 % odebrané elektrické energie elektromotorem, vůči cyklickému chodu bez rekuperace kinetické energie. Největší úspora 8,1 % byla dosažena při prvním cyklu chodu. Druhý cyklus uspořil 6,42 % elektrické energie a třetí 7,52 % elektrické energie.

Měření úspory elektrické energie při cyklické rekuperaci [16]

Dosud uváděné vyhodnocení přínosu rekuperace bylo realizováno v prostředí MATLAB/Simulink za použití složitějšího algoritmu s integracemi výkonů. Nezávisle na tomto postupu se uskutečnilo měření a vyhodnocení jinou metodou přímého odečtu spotřeby napájecí elektrické energie. Tyto výsledky jsou uvedeny v tab. 11.

Tab. 11 Měření efektivnosti rekuperace v cyklickém chodu měřením elektrického příkonu [16]

	rekuperace start	rekuperace end	rekuperace rozdíl	standart start	standart end	standart rozdíl	úspora	úspora
otáčky	spotřeba el. energie							
[min ⁻¹]	[Wh]	[Wh]	[Wh]	[Wh]	[Wh]	[Wh]	[Wh]	[%]
1500	49,9	132,62	82,73	46,4	138,45	92	9,32	10,13
2000	84,53	177,61	93,08	20	125,86	105,83	12,75	12

Měření efektivnosti rekuperace v cyklickém chodu metodou vyhodnocení spotřeby elektrické energie (viz Tab. 11) prokázalo hodnotu úspor 10 % a 12 %.

Předpokládaná maximální úspora na simulačním standu je okolo 18 % při otáčkách setrvačníku 3500 ot/min. Měření v takto vysokých otáčkách nebylo z provozních důvodů uskutečněno. Uvedené hodnoty dávají předpoklad na reálné dosažení úspor na silničním válci AP 240 H na úrovni 15 %.

4.2 Identifikace neznámých parametrů simulačního modelu pomocí genetického algoritmu

Při tvorbě simulačního modelu konkrétního vozidla je nutné znát vstupní parametry modelovaného zařízení. Většinu vstupních parametrů lze dohledat v technické dokumentaci zařízení. Pro verifikaci simulačního modelu byly k dispozici záznamy měření prováděné firmou Bosch v roce 2010. Historické záznamy nebyly doplněny řadou důležitých parametrů, potřebných pro správné nastavení simulačního modelu za účelem verifikace. Opakovat detailní měření jízdního cyklu vozidla v současné době není možné. Neznámými parametry byly aktuální hodnoty hmotnosti vozidla, valivého tření pneumatik, zatížení spalovacího motoru pracovní hydraulikou a převodový poměr mezi kolem a hydrostatickým převodníkem. Výskyt identifikovaných parametrů v simulačním modelu vozidla je uveden na obr. 29. Přehled identifikovaných parametrů a příslušné uvažované rozsahy možných hodnot jsou uvedeny v tab. 12.

Tab. 12 Přehled hledaných parametrů

hledaný parametr	zn.	jednotka	možný rozsah hodnot	počáteční hodnota
hmotnost vozidla	m	kg	10 000 – 24 000	12 000
zátěž pracovní hydraulikou	B	W	0 – 12 000	1 000
valivé tření pneumatik	C_{rr}	-	0,001 – 0,075	0,025
převodový poměr mezi hydrostatickým převodníkem a kolem	N	-	1 – 50	10

Verifikace simulačního modelu válce byla prováděna pro známé průběhy výstupních veličin získaných z měření. Jednou z možností verifikace modelu je postupné manuální nastavování vstupních parametrů simulačního modelu a sledování shody výstupní veličiny. V případech velkého množství vstupních parametrů může být tento postup, z hlediska časové náročnosti nepřijatelný. V takovýchto případech je pro identifikaci vstupních parametrů výhodné použít optimalizační algoritmus.

Pro identifikaci parametrů byl zvolen optimalizační genetický algoritmus, který je součástí programu MATLAB (funkce GA). Pro potřeby optimalizace byl v MATLABu vytvořen skript využívající funkci GA (příloha č. 6). Skript cyklicky odvolává na simulační model vytvořený v prostředí Simulink. Při každé iteraci skriptu byla provedena jedna simulace (model vozidla - simulink) s konkrétní vstupní sadou hodnot identifikovaných parametrů. Výstupem z každé dílčí simulace byla hodnota integrálního kritéria f (rovnice 5), která byla předána skriptu, a ten na základě konvergence vygeneroval nové hodnoty identifikovaných parametrů nebo v případě splnění podmínek konvergence výpočet ukončil. Optimalizační funkce GA hledá globální minimum funkce f .

Hodnotící kritérium - výpočet

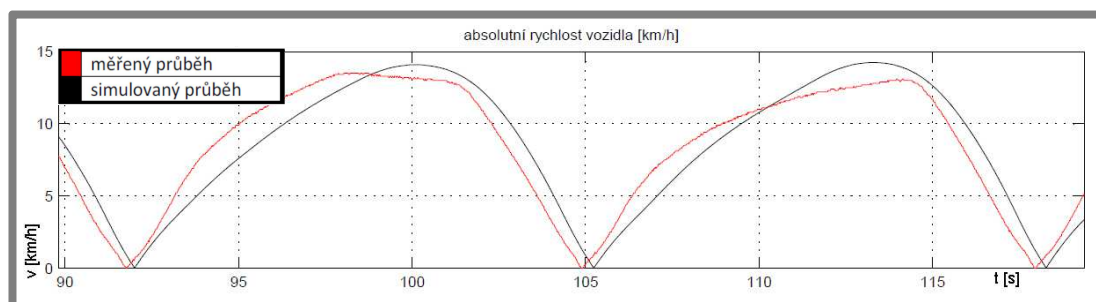
Před spuštěním výpočtu byly známy průběhy třech vstupních veličin (okamžitý pracovní objem pohonných hydromotorů [%], okamžitý pracovní objem hlavního hydrogenerátoru [%], otáčky spalovacího motoru [ot/min]) a požadovaný průběh výstupní veličiny (rychlost vozidla v_m [km/h]). Simulační model vozidla byl nastaven tak, aby výsledky simulace bylo možné konfrontovat s dříve naměřeným průběhem výstupní veličiny. Pro posouzení konvergence posloupnosti výsledků ze simulací bylo využito integrální kritérium (5), kde (v_m [km/h] = naměřený průběh rychlosti vozidla, v_s [km/h] = simulovaný průběh rychlosti vozidla, t [s] = délka trvání jedné simulace). Hodnota integrální funkce je stanovena v simulačním modelu, její hodnota je předávána skriptu pomocí kritériální funkce (příloha č. 7).

$$f = \int_0^t (v_m - v_s)^2 dt \quad (5)$$

Odstartování výpočtu bylo provedeno spuštěním skriptu (příloha č. 6). Výpočet byl ukončen po splnění podmínky padesáti vygenerovaných vyhovujících výsledků. V případě nenalezení minima kritériální funkce f , by byl výpočet genetického algoritmu ukončen po sto generacích (1 generace = 20 výpočtů). Výpis výsledků jednotlivých iterací skriptu pro identifikaci parametrů je uveden v tab. 13.

Tab. 13: Průběh výpočtu - identifikace neznámých parametrů

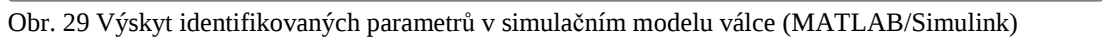
č. iterace	výpis v pracovním okně MATLABu ("Command Window")
1.	$x = [12000.0000, 1000, 0.025, 10.0000]$, $f = 22.01230136$
2.	$x = [13123.3550, 8503.9040, 0.0690, 15.9720]$, $f = 14.28776388$
435.	$x = [15809.7160, 8504.4040, 0.0070, 13.7620]$, $f = 11.34214987$
1039.	$x = [15809.3250, 8503.9540, 0.0060, 13.8400]$, $f = 11.32172849$ (cache)
1040.	$x = [15809.3250, 8503.9530, 0.0060, 13.8400]$, $f = 11.32144064$ (cache)



Obr. 28 Srovnání záznamů rychlosti vozidla při cyklickém reverzačním chodu (iterace č. 1040)

Hodnocení výpočtu:

Celý výpočet trval 230,53 min a sestával z 1040 dílčích simulací. Vypočtené hodnoty identifikovaných parametrů jsou uvedeny v tab. 13. Srovnání průběhů rychlosti vozidla při simulaci a při měření s výslednou sadou identifikovaných parametrů je uveden na obr. 28. Pozn.: Z rozdílu průběhu rychlostí byla počítána hodnota kritériální funkce (5), hodnota funkce f pro jednotlivé dílčí simulace je uvedena v tab. 13.



4.3 Digitální aproximace mapy poměrné spotřeby paliva motoru silničního válce Ammann AP 240 H [20]

4.3

U průmyslových vozidel je v dnešní době nejpoužívanějším pohonem spalovací motor. Důležitými parametry spalovacích motorů jsou rozsah pracovních otáček a dodávaný krouticí moment. Z těchto dvou veličin lze sestavit 2-D rastr, kde je na jedné ose vyznačena hodnota otáček motoru a na ose kolmé krouticí moment. Do takto vzniklého rastru lze zanést hodnoty poměrné spotřeby paliva. Poměrnou spotřebou paliva motoru se rozumí veličina, která udává hmotnost paliva potřebného pro vytvoření jednotky výkonu na výstupním hřídeli motoru. Výrobci motorů veličinu obvykle nazývají *fuel consumption* (dále poměrná spotřeba paliva H), fyzikální rozměr veličiny je $[g/kW.h]$. Hodnoty měrné spotřeby paliva tvoří plochu nad rastrem vzniklým z otáček motoru a krouticího momentu. Nízké hodnoty měrné spotřeby paliva se nacházejí v oblastech, kdy spalovací motor pracuje s největší efektivitou.

Cílem úkolu bylo digitálně aproximovat mapu poměrné spotřeby paliva motoru Cummins QSB3.3, který slouží, jako pohon silničního válce Ammann AP 240 H. K dispozici byla mapa dodaná výrobcem motoru. Jedná se o mapu vytvořenou v ustálených laboratorních podmínkách, a proto bylo nutné ověřit její využitelnost v konkrétní aplikaci při cyklickém chodu. Získaná mapa měrné spotřeby paliva bude dále využita v simulačním modelu válce.

Při ověřování mapy se vycházelo z měření prováděných v roce 2010 firmou Bosch. Měření byla realizována na válci Ammann, který byl vybaven rekuperačním modulem schopným přeměny kinetické energie vozidla na rotační energii setrvačníku. (Tento dříve vyvíjený systém se později ukázal jako málo efektivní.) Data z r. 2010 obsahují množství veličin měřených při cyklickém chodu stroje, který poměrně věrně napodobuje skutečný pracovní cyklus válce při válcování silnice. Celkem bylo firmou Bosch dodáno 46 nezávislých měření, které byly postupně analyzovány. Z těchto měření byly následně vybrány čtyři záznamy, které nejvěrněji napodobují pracovní cyklus.

4.2.1 Digitalizace mapy poměrné spotřeby paliva

4.2.1

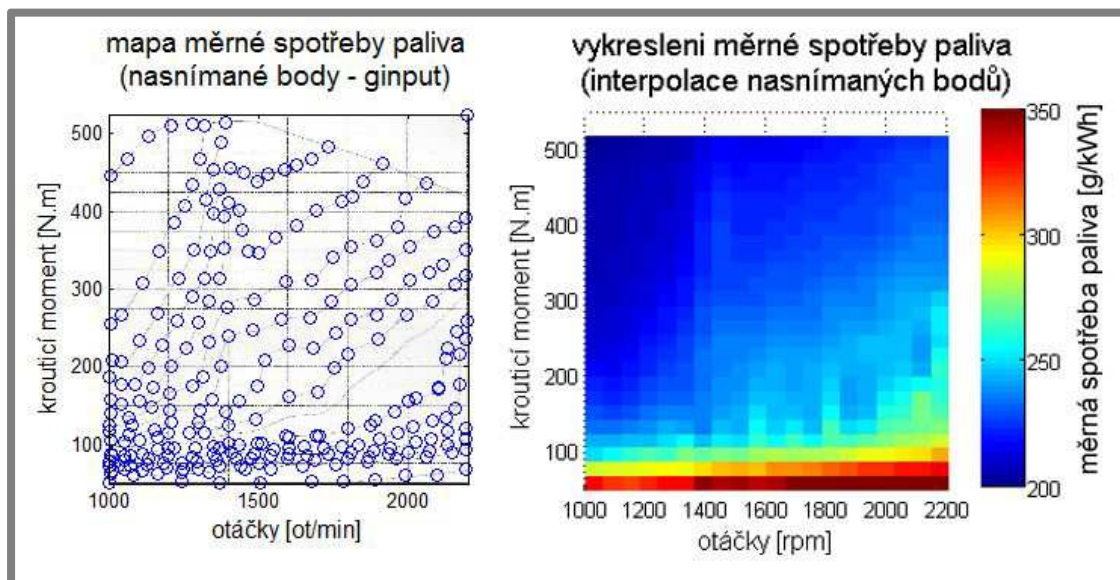
Mapa poměrné spotřeby paliva spalovacího motoru (příloha 2), byla načtena do prostředí MATLAB. Pro převod mapy z grafické do číselné podoby byla využita funkce `ginput`, která zaznamenává souřadnice polohy kursoru v okamžiku stisku tlačítka myši. Za účelem digitalizace mapy, byl vytvořen následující skript.

```
% ZOBRAZENÍ OBRÁZKU A NASTAVENÍ OS PRO SNÍMÁNÍ HODNOT
% nasnímání bodů ležících na ploše mapy
% souřadný systém obrázku se musí shodovat s vytvořeným souřadným
systémem
I = imread('mapa spalovacího motoru_orez.jpg'); % načtení obrázku
figure
image([1000 2200],[525 50],I) % definice souřadného systému
set(gca,'YDir','normal')
%% SNÍMÁNÍ HODNOT
```

```

% je třeba snímat body na křivce s konstantní měrnou spotřebou
paliva
Hg = [205 210 215 220 225 230 235 240 245 250 260 270 280 290 300
350]; % křivky s konstantní H
n = [1000 2200]; % otáčky
T = [50 525]; % krouticí moment
H = [205 350]; % měrná spotřeba paliva
for k=1:length(Hg)
    disp(['Vyberte body pro H = ', num2str(Hg(k)), ' a stisknete
ENTER.'])
    [ng, Tg]=ginput;
    n = [n ng'];
    T = [T Tg'];
    H = [H Hg(k)*ones(size(ng'))];
end
%% ZOBRAZENÍ NASNÍMANÝCH HODNOT
figure (1)
scatter3(n,T,H)
save values n T H
%% NOVÝ PRAVOÚHLÝ RASTR
n2=1000:60:2200; % otáčky motoru [ot/min]
T2=50:18.75:525; % Torque [Nm]
%% VÝPOČET BODŮ MĚRNÉ SPOTŘEBY PALIVA V NOVĚ ZADANÉM RASTRU
H2 = griddata(n,T,H,n2,T2', 'v4'); % Delaunyho triangulace
%% VYKRESLENÍ
figure (2)
[n2grid,T2grid]=meshgrid(n2,T2);
hs = surf(n2grid,T2grid,H2);
xlabel('otáčky [ot/min]')
ylabel('krouticí moment [Nm]')
zlabel('měrná spotřeba paliva [g/kWh]')
colorbar
caxis([210 350])

```



Obr. 30a Nasnímané body z mapy měrné spotřeby paliva spalovacího motoru Cummins QSB3.3 (skript 2 funkce ginput).

Obr. 30b Vykreslení matice měrné spotřeby paliva (interpolace nasnímaných bodů)

Skript nejprve načte mapu poměrné spotřeby paliva spalovacího motoru Cummins QSB3.3 v podobě obrázku na pozadí grafu s definovaným souřadným systémem otáček spalovacího motoru a krouticího momentu. Poté proběhlo nasnímání hodnot měrné spotřeby paliva H pomocí funkce *ginput*. Snímání se provádělo stiskem tlačítka myši, postupně na křivkách s konstantní hodnotou H . Aktuální snímaná hodnota H byla vypisována v příkazovém okně MATLABu. Nasnímané hodnoty H byly pomocí funkce *griddata* interpolovány a uloženy do proměnné H_2 . Pro interpolaci byla využita metoda *v4*, která je založena na Delaunayho triangulaci. Výhodou této metody je získání celistvé plochy nad požadovaným rastrem. Výstupem ze skriptu je matice měrné spotřeby paliva uložená v proměnné H_2 , kterou je možné dále využít. Vykreslení získaných bodů funkcí *ginput* je znázorněno na obr. 30a a matice měrné spotřeby paliva je vykreslena na obr. 30b.

4.2.2 Subsystem pro stanovení množství spotřebovaného paliva v simulačním modelu válce

4.2.2

Pro výpočet množství spotřebovaného paliva v simulačním modelu silničního válce Ammann, byla využita matice poměrné spotřeby paliva, viz obr. 30b. Simulační model válce byl opatřen subsystemem s blokem *2-D Lookup Table*, do kterého byla matice poměrné spotřeby paliva nainportována. Blok *2-D Lookup Table* má dva vstupy $u1$ a $u2$, na které byla přivedena okamžitá hodnota otáček spalovacího motoru a krouticího momentu hřídele hlavního hydrogenerátoru. Blok lineárně aproximuje matici poměrné spotřeby paliva a na základě vstupních hodnot otáček a krouticího momentu na výstup posílá odpovídající hodnotu poměrné spotřeby paliva. Hmotnost spotřebovaného paliva m byla počítána podle rovnice (6).

$$m = \int H \cdot P \cdot dt = \int H \cdot \omega \cdot T \cdot dt \quad (6)$$

Schéma simulačního modelu válce s detailním zobrazením subsystemu pro výpočet množství spotřebovaného paliva je uvedeno na obr. 32 (MATLAB/Simulink).

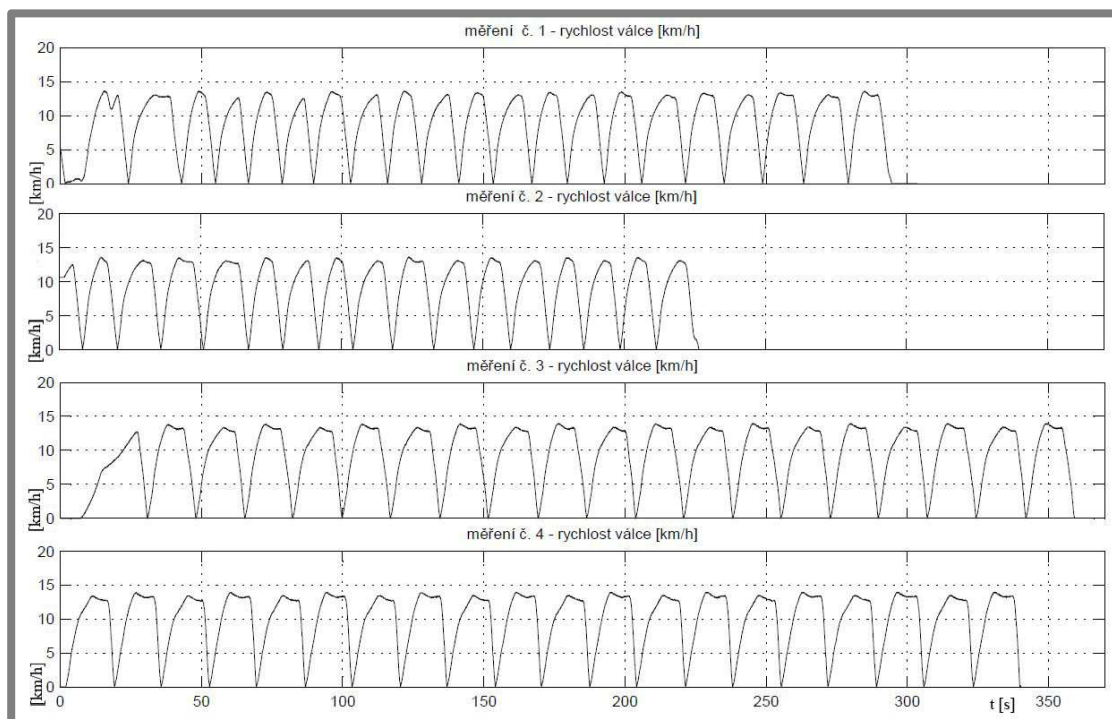
4.2.3 Verifikace metodiky výpočtu hmotnosti spotřebovaného paliva při simulaci

4.2.3

Ověření výpočtu spotřeby paliva v simulačním modelu bylo provedeno srovnáním s hodnotami získanými při reálném měření na vozidle. K dispozici byla čtveřice záznamů reverzačního jízdního cyklu bez využití rekuperace (měření prováděné firmou Bosch v roce 2010). Reverzačním chodem se rozumí stav, kdy vozidlo koná střídavě pohyb vpřed a vzad. Přehled jednotlivých měření je uveden v tab. 14. Záznamy absolutních rychlostí vozidla jsou vykresleny na obr. 31.

Tab. 14 přehled měření prováděných na válci Ammann AP 240 H firmou Bosch (r. 2010)

č.	datum / čas měření	délka záznamu	počet cyklů	poznámka
1.	20.10.2010 / 09:57:23	298 s	21	dynamická jízda
2.	20.10.2010 / 10:10:07	228 s	17	dynamická jízda
3.	22.10.2010 / 09:52:51	361 s	20	plynulá jízda
4.	22.10.2010 / 09:38:55	341 s	20	plynulá jízda



Obr. 31 Záznam rychlosti silničního válce Ammann AP 240 H při cyklickém reversačním chodu (Bosch r. 2010)

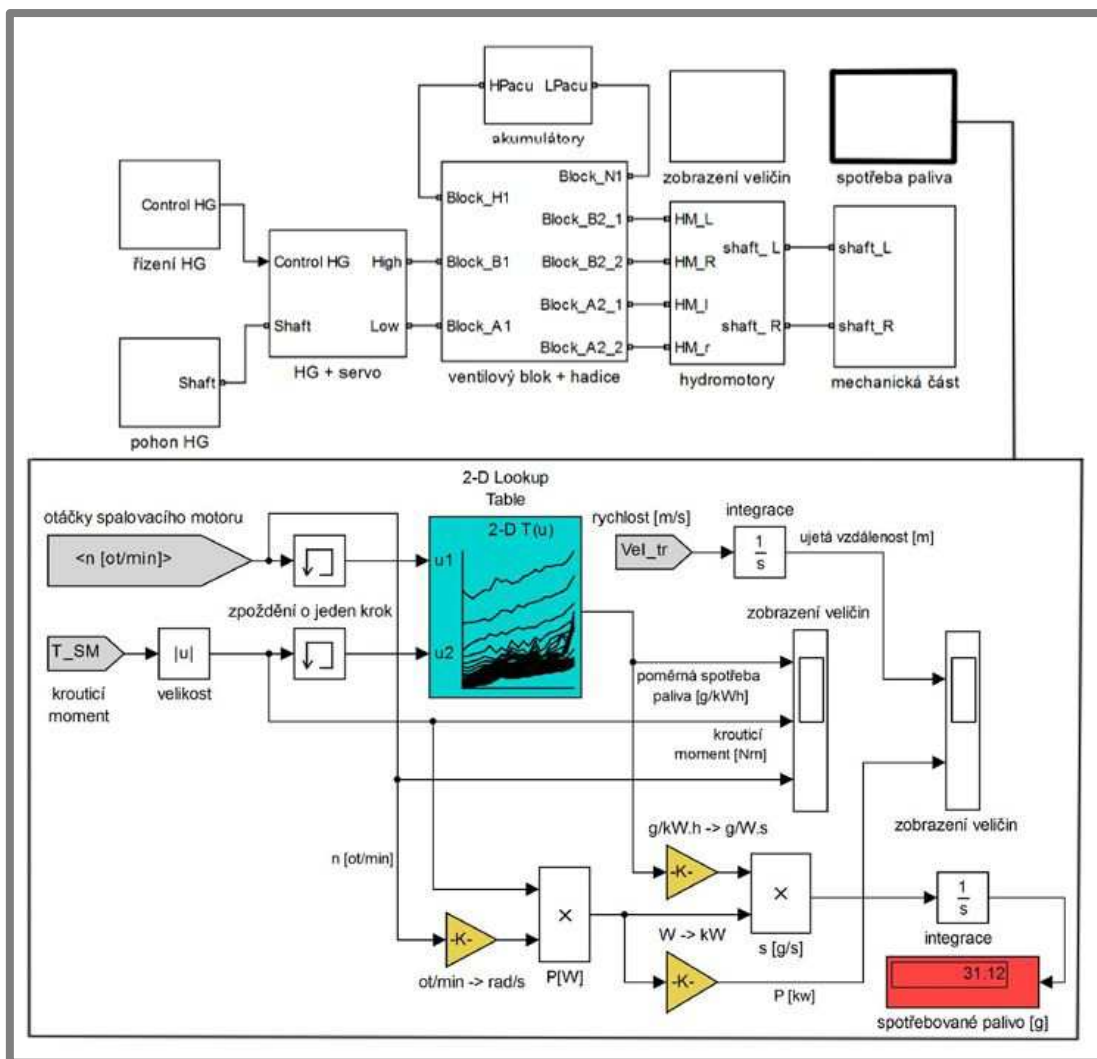
Pro objektivní srovnání množství spotřebovaného paliva při reálném měření s množstvím vypočítaným při počítačové simulaci bylo nutné nastavit vstupní parametry simulace shodné s měřením. Pro tento účel byl simulační model upraven tak, aby bylo možné využít záznamy vybraných signálů z měření jako vstup pro simulaci. Vybrány byly záznamy procentuálního pracovního objemu hydrostatických převodníků a průběh otáček spalovacího motoru. Výstupem simulačního modelu a zároveň vstupem pro výpočet spotřebovaného paliva je krouticí moment na myšlené hřídeli mezi spalovacím motorem a hlavním hydrogenerátorem. Krouticí moment je „odezvou“ simulačního modelu a je ovlivněn vstupními parametry.

Na simulačním modelu vozidla byly provedeny postupně čtyři simulace jízdních cyklů uvedené v tab. 14. Hmotnosti spotřebovaného paliva vypočítané při matematické simulaci a hmotnosti naměřené na reálném vozidle jsou uvedeny v tab. 15. Pro potřeby srovnání výsledků byla stanovena chyba simulace O_S podle vztahu (7).

$$O_S = \frac{|m_{\text{simulace}} - m_{\text{měření}}|}{m_{\text{simulace}}} \cdot 100\% \quad (7)$$

Tab. 15 Hmotnost paliva spotřebovaná při jízdním cyklu

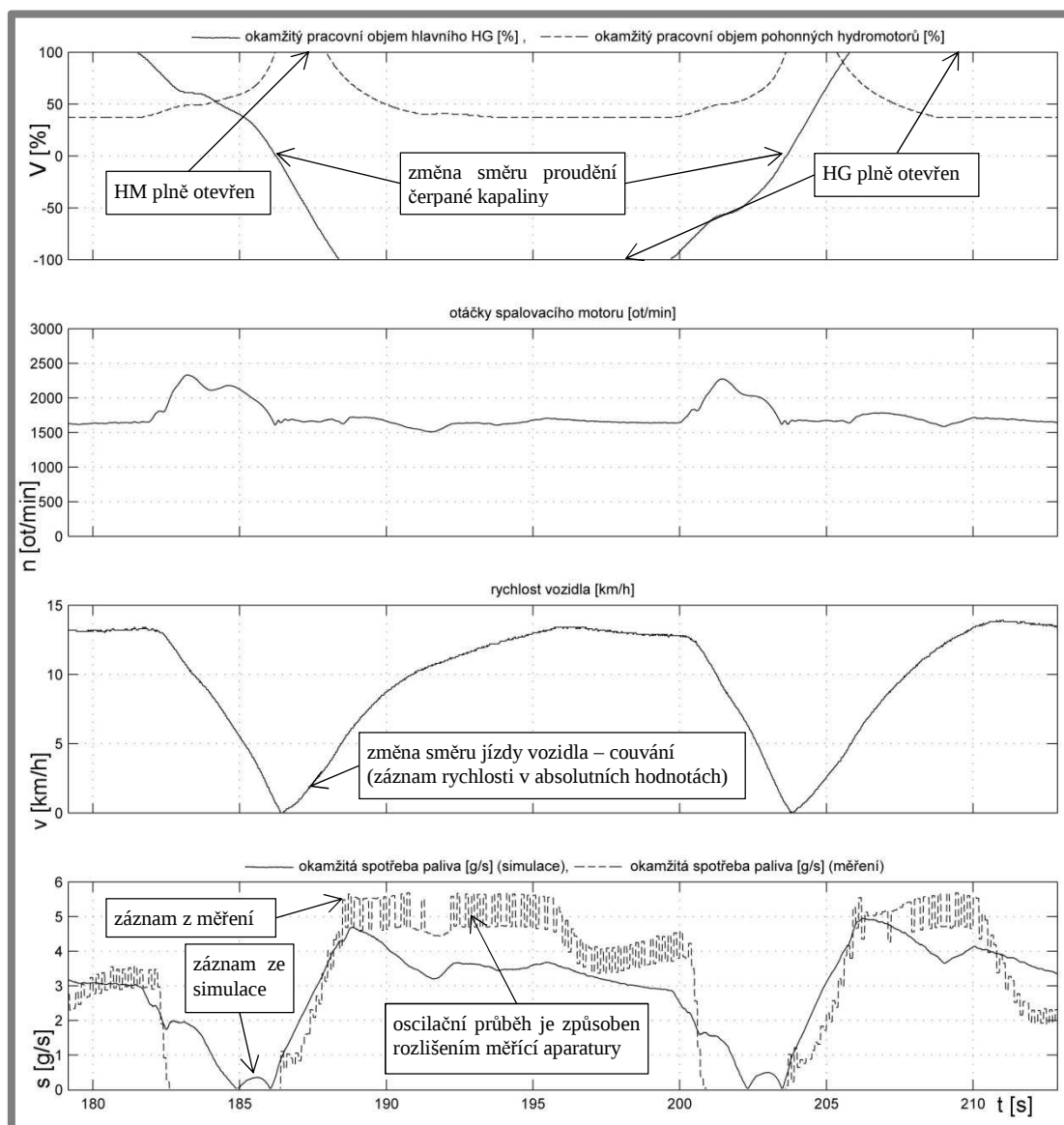
č.	množství spotřebovaného paliva [g]		chyba simulace
	simulace	měření	
1.	1094	956.8	12,5 %
2.	877	751	14,3 %
3.	1114	1079	3,1 %
4.	1140	1122	1,6 %
průměrná chyba:			7,9 %



Obr. 32 Blokové schéma simulačního modelu válce – subsystém pro výpočet množství spotřebovaného paliva

Hodnocení (obr. modelu zařadit vpřed)

Průměrná chyba výpočtu spotřeby paliva v simulačním modelu činí 7,9 %. Při výpočtech č. 1 a 2, byla chyba vyšší, tento jev je pravděpodobně způsoben dynamičtějším způsobem jízdy. Při simulacích č. 1 a 2 převládali spíše přechodové děje. Mapa poměrné spotřeby paliva je přesnější při ustálených provozních podmínkách spalovacího motoru. Záznam vybraných veličin (obr. 33) zobrazuje z úsporných důvodů pouze výřez z celkového výpočtu měření 3., viz tab. 14. První dva grafy na obr. 33 (okamžitý pracovní objem, otáčky spalovacího motoru) jsou vstupními signály simulace, spodní graf (okamžitá spotřeba paliva) je pak výstupem ze simulace. Z pohledového srovnání okamžité spotřeby paliva je patrná podobnost průběhu ze simulace a průběhu z měření.

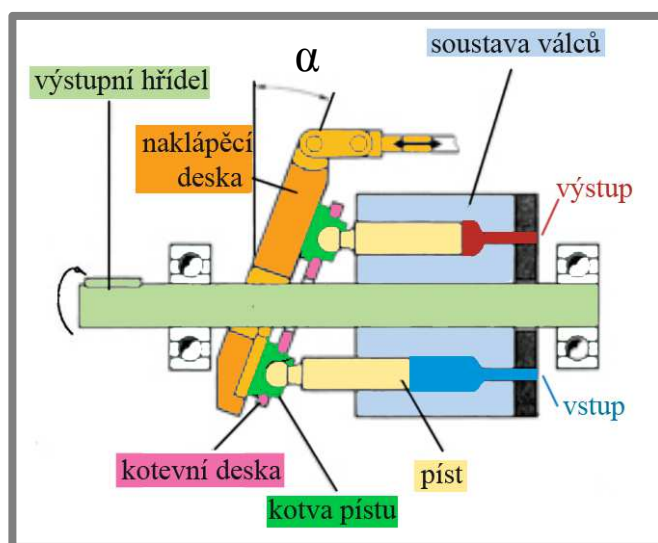


Obr. 33 Průběhy vybraných veličin při výpočtu spotřeby paliva.

4.4 Tvorba bloku HG/HM s proměnnou objemovou účinností

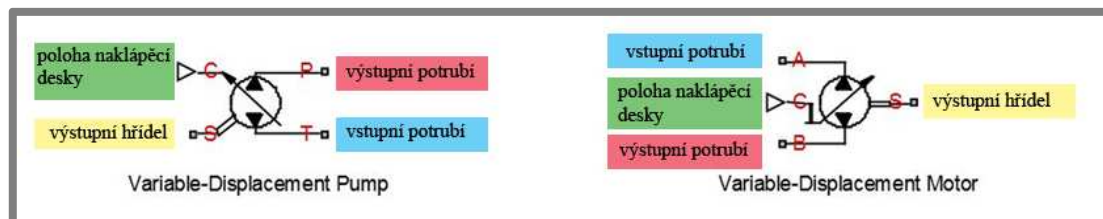
Jednou z hlavních součástí hydraulických regenerativních systémů je axiální pístová jednotka. Axiální pístovou jednotkou se rozumí zařízení, schopné plynulého přechodu z hydromotorického režimu do hydrogenerátorického (dále HG/HM přechod). Axiální pístová jednotka obr. 34 (dále HG/HM jednotka), je rotační stroj, kde rotační pohyb koná výstupní hřídel, soustava válců a písty. Pracovní objem HG/HM jednotky je přímo úměrný úhlu přestavení naklápěcí desky α . Jeli úhel záporný HG/HM jednotka se nachází v režimu hydrogenerátoru, tzn. na výstupní hřídel je přiváděn krouticí moment, pracovní kapalina je ze vstupního potrubí nasávána do válce až do okamžiku dosažení jeho maximálního pracovního objemu. Následně vlivem rotace soustavy válců dochází ke zmenšování pracovního objemu válce a k jeho současnému přepojení ze vstupního na výstupní potrubí, kam je kapalina z válce následně vytlačena. Pokud je odebírán krouticí moment na výstupním hřídeli při současném tlakovém rozdílu na vstupním a výstupním potrubí, HG/HM jednotka se nachází v režimu hydromotor.

Knihovna SimHydraulics programu MATLAB/Simulink obsahuje blok *Variable-displacement pump* (obr. 35). Tento blok odpovídá axiálnímu pístovému hydrogenerátoru, kde je průtok pracovní kapaliny regulován přestavením naklápěcí desky. V knihovně SimHydraulics je k dispozici také blok *Variable-displacement motor* (obr. 35), který reprezentuje axiální pístový hydromotor s naklápěcí deskou.



Obr. 34 Axiální pístová jednotka, režim hydrogenerátoru [17]

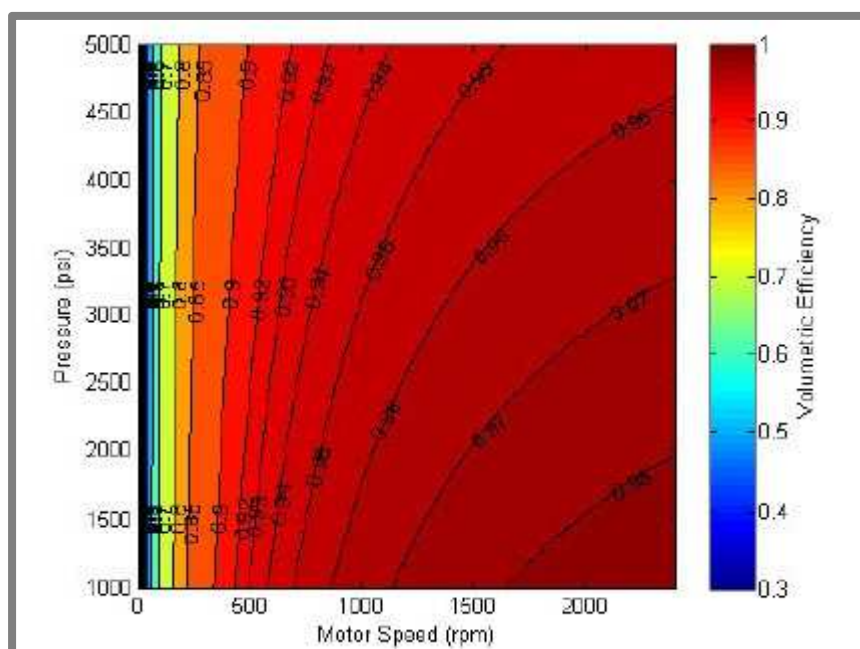
Knihovna bloků SimHydraulics (Simulink Toolbox), ve verzi programu MATLAB R2012b nenabízí blok, který by plnohodnotně reprezentoval HG/HM jednotku. Oba zmíněné bloky jsou schopny HG/HM přechodu. Pokud blok *Variable-displacement pump*, pracuje při simulaci jako hydromotor nebo blok *Variable-displacement motor* jako hydrogenerátor dochází k velkým nepřesnostem v hodnotách krouticího momentu na výstupní hřídeli jednotky. Tyto nepřesnosti jsou způsobeny matematickým popisem jednotky, viz matematický popis HG/HM jednotky, rovnice (11.1) a (11.2).



Obr. 35 Blok hydrogenerátoru a hydromotoru s naklápečí deskou, popis uzlů vstupních a výstupních proměnných (Matlab/Simulink Simhydraulics)

Další nepřesnost u dvojice bloků *Variable-displacement pump*, *motor* vzniká způsobem zadávání objemové účinnosti. Hodnota objemové účinnosti je zadávána pomocí dialogového okna před spuštěním simulace a po dobu simulace je konstantní. Objemová účinnost HG/HM jednotky je ve skutečnosti proměnná a závisí na hodnotě otáček pohonné hřídele a rozdílu tlaků na vstupu a výstupu jednotky, viz závislost obr. 36.

Na základě výše zmíněných skutečností vyplývá nutnost tvorby bloku nového, který bude plnohodnotně reprezentovat HG/HM jednotku, schopnou HG/HM přechodu. Nově vytvořený blok musí být také schopen pracovat s proměnlivou hodnotu objemové účinnosti během jedné simulace. Pro tvorbu nového bloku bude využit programovací jazyk Simscape. Při tvorbě nového bloku se bude vycházet z matematického popisu bloků *Variable-displacement pump* a *Variable-displacement motor*.



Obr. 36 Mapa objemové účinnosti HG/HM jednotky [11]

4.3.1 Tvorba HG/HM jednotky pomocí jazyka Simscape

Při tvorbě nového bloku HG/HM jednotky s možností proměnného zadávání objemové účinnosti během simulace se vycházelo z matematického popisu bloku *Variable-displacement pump, motor* z knihovny SimHydraulics. U bloků knihovny SimHydraulics není možné dohledat jejich zdrojový kód, jak je tomu u jednodušších bloků ze základní knihovny Simscape. Obvykle je k dispozici v nápovědě (Help) pouze jejich matematický popis. Rovnice (8) až (14) popisují funkci HG/HM jednotky. Rovnice (8) stanovuje hodnotu Hagen- Poiseuille koeficientu, jehož hodnota je dána počátečními podmínkami simulace a objemové účinnosti. Rovnice (9) stanovuje ztrátový koeficient k_{leak} , kdy je hodnota objemové účinnosti η_V u nového bloku závislá na aktuálních otáčkách výstupní hřídele a tlakovém rozdílu p_{dif} HG.

$$k_{HP} = \frac{D_{max} \cdot \omega_{nom} (1 - \eta_V) \cdot v_{nom} \cdot \rho}{P_{nom}} \quad (8)$$

$$k_{leak} = \frac{k_{HP}}{v \cdot \rho} \quad (9)$$

Rovnice (10) stanovuje pracovní objem D závislý na okamžité poloze naklápěcí desky x .

$$D = \frac{D_{max}}{x_{max}} \cdot x \quad (10)$$

Rovnice (11.1) stanovuje krouticí moment T výstupní hřídele při režimu hydrogenerátor a (11.2) při režimu hydromotor. Průtok pracovní kapaliny HG/HM jednotkou je dán rovnicí (12).

$$T = \frac{D \cdot p_{dif}}{\eta_{mech}} \quad (11.1)$$

$$T = D \cdot p_{dif} \cdot \eta_{mech} \quad (11.2)$$

$$q = D \cdot \omega - k_{leak} \cdot p_{dif} \quad (12)$$

Rovnice (13) určuje tlakový rozdíl p_{dif} mezi uzlovými body HG/HM jednotky. Rovnice (14) určuje hodnotu mechanické účinnosti jako podíl celkové účinnosti η_{total} a objemové účinnosti η_V , kde celková účinnost je zadána konstantou před spuštěním simulace.

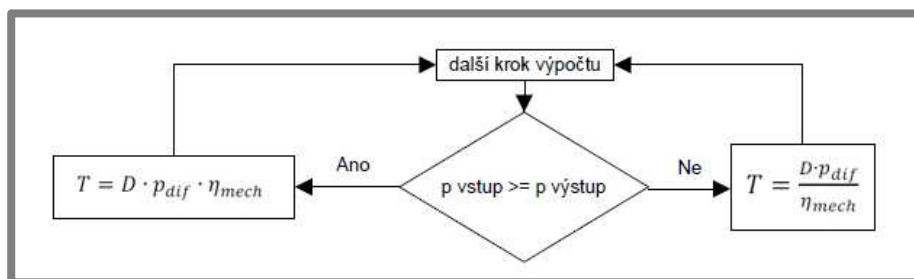
$$p_{dif} = p_p - p_T \quad (13)$$

$$\eta_{mech} = \frac{\eta_{total}}{\eta_V} \quad (14)$$

Na základě rovnic (8) až (14) popisujících funkci HG/HM jednotky byl naprogramován nový blok *HG_HM_exter_ef*, obr. 38.

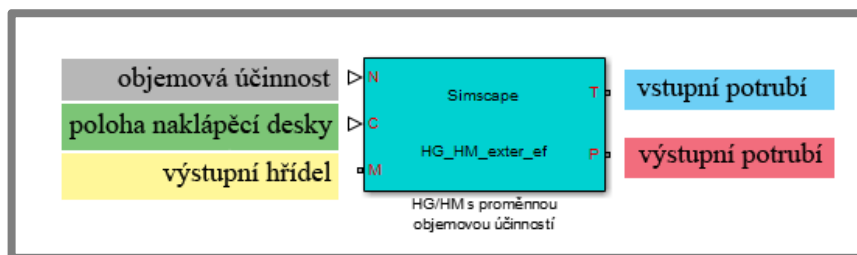
Nově vytvořený blok HG/HM jednotky, je schopen při simulaci přejít z režimu hydrogenerátor do režimu hydromotor. Vlastnost bloku HG/HM přechodu je zajištěna zabudovanou podmínkou, která na základě porovnání tlaku ve vstupním a výstupním potrubí vyhodnotí, zda pro výpočet krouticího momentu použije rovnici (11.1) pro režim hydrogenerátor nebo (11.2) pro režim hydromotor. Vývojový

diagram pro výběr rovnice je uveden na obr. 37 a zdrojový kód bloku *HG_HM_exter_ef* v příloze č. 3. Blok byl vytvořen pomocí jazyka Simscape



Obr. 37 Vývojový diagram výpočtu krouticího momentu T při simulaci v bloku *HG_HM_exter_ef*

Změna u nového bloku *HG_HM_exter_ef* spočívá také v zadávání objemové účinnosti, která je vyvedena z bloku ven a je možné její hodnotu měnit během chodu simulace. Externí zadávání objemové účinnosti je zajištěno díky deklaraci proměnné N (objemová účinnost) v oblasti *inputs* zdrojového kódu a nikoli v oblasti *parameters*, viz příloha č. 3. Připojení kanálu s aktuální hodnotou objemové účinnosti se realizuje přes uzel označený písmenem N , viz obr. 38.

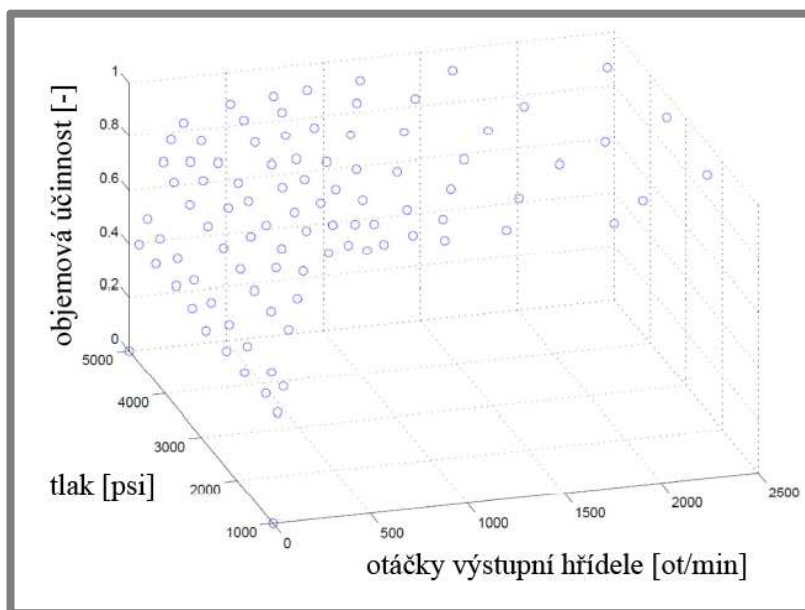


Obr. 38 Blok HG/HM jednotky vytvořený v prostředí Simulink - Simscape

4.3.2 Stanovení okamžité objemové účinnosti HG/HM jednotky během simulace

Pro efektivní použití nově vytvořeného bloku *HG_HM_exter_ef* je vhodné v simulaci počítat s okamžitou hodnotou objemové účinnosti HG/HM jednotky, která je dána závislostí zobrazenou v obr. 36. Při tvorbě simulačního modelu s využitím nového bloku *HG_HM_exter_ef* je potřeba vhodným způsobem definovat vstupní hodnotu objemové účinnosti η_V .

Zde uvedený postup vychází ze závislosti, obr. 36. Nejprve bylo nutné převést tuto závislost do prostředí MATLAB/Simulink. Proto byl vytvořen skript uvedený v příloze č. 4. Skript využívá funkci *ginput*, která zaznamenává polohu kurzoru v době stisku tlačítka myši a uloží informaci o poloze do uživatelem definované proměnné v MATLAB Workspace. Nasnímané hodnoty objemové účinnosti pomocí skriptu, jsou uvedeny na obr 39. Jedná se o množinu bodů se souřadnicemi [otáčky výstupní hřídele, tlak, objemová účinnost], kde poloha každého bodu odpovídá jednomu stisku tlačítka myši.



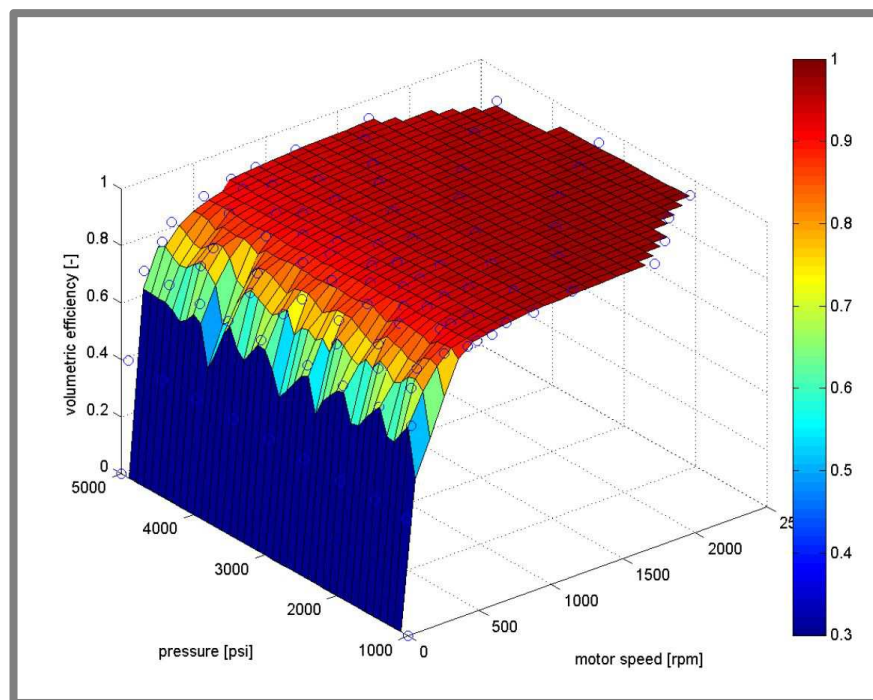
Obr. 39 Hodnoty objemové účinnosti HG/HM jednotky získané pomocí skriptu `data_z_obrazku.m`

Aby se data získané pomocí skriptu dala použít v simulačním modelu, bylo nutné převést je do podoby matice (15), kdy jednotlivé hodnoty v matici odpovídají objemové účinnosti v pravoúhlém rastru tvořeném pracovními otáčkami a tlakem HG/HM jednotky.

$$\begin{bmatrix} \eta_{V_{p_{max}, n_{min}}} & \cdots & \eta_{V_{p_{max}, n_{max}}} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \eta_{V_{p_{min}, n_{min}}} & \cdots & \eta_{V_{p_{min}, n_{max}}} \end{bmatrix} \quad (15)$$

Pro tento účel byl vytvořen další skript, který je uveden v příloze č. 5. Skript využívá funkci `griddata`, která převede obecně položené body v prostoru získané prvním skriptem, viz příloha č. 4, do pravoúhlého rastru s definovaným rozlišením. Převedení bodů do pravoúhlého rastru bylo provedeno pomocí lineární interpolace. Vykreslení matice objemových účinností získaných pomocí funkce `griddata` je na obr. 40.

Matici objemové účinnosti HG/HM jednotky lze načíst do bloku *2-D LookupTable*, který provede interpolaci případně extrapolaci objemové účinnosti na základě vstupních hodnot tlaku a otáček hřídele. Blok *2-D LookupTable* dovoluje nastavení různých metod interpolace a extrapolace.

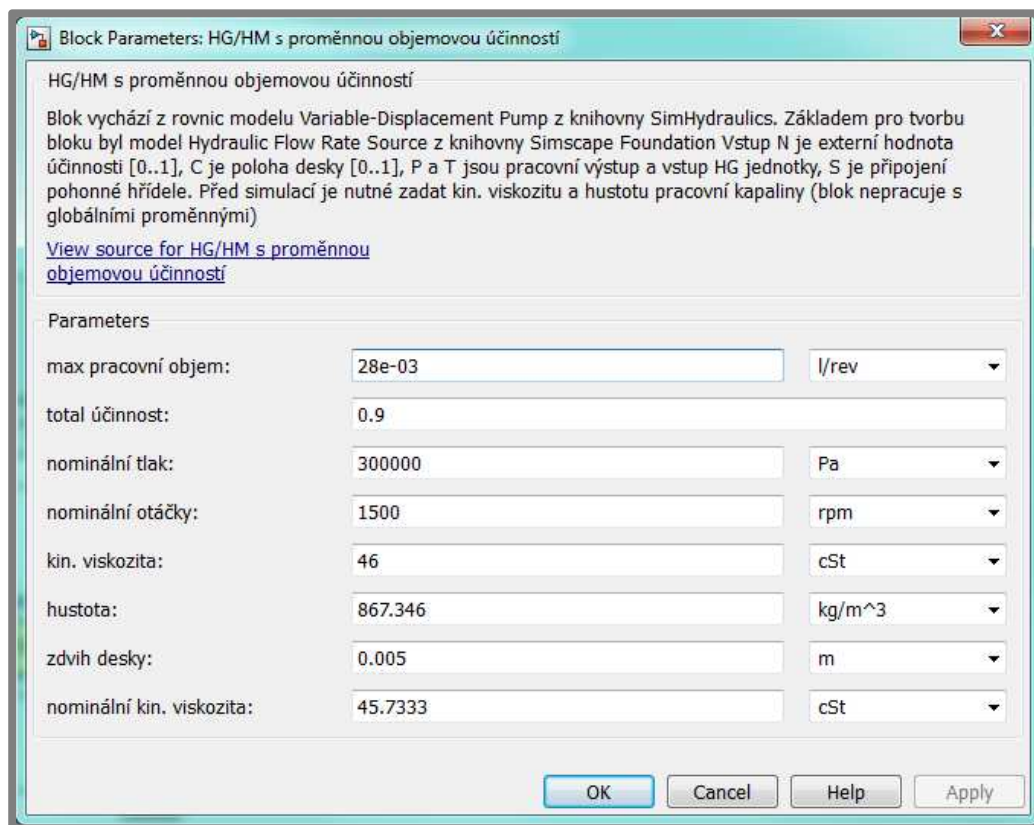
Obr. 40 Lineární interpolace pomocí skriptu *prevod_3D_bodu_na_Lookup.m*

4.3.3 Použití bloku *HG_HM_exter_ef*

Uvedený příklad demonstruje užití bloků *Variable-Displacement pump*, *Variable-Displacement motor* a *HG_HM_exter_ef* v elementárním simulačním modelu. Simulační model představuje zapojení HG/HM jednotky do hydraulického obvodu s lineárním odporem. HG/HM jednotka byla připojena na proměnlivý zdroj otáček v rozsahu $-200 \div 200$ ot/min a naklápěcí deska byla nastavena konstantně na 80% pracovního objemu. Zapojení bylo realizováno paralelně pro všechny tři zmíněné varianty bloků HG/HM jednotky, kdy každý blok měl stejné nastavení počátečních podmínek, tak aby bylo možné porovnat výsledky simulace. Nastavení počátečních podmínek bloků, bylo provedeno pomocí dialogového okna, viz obr. 41.

Zapojení bloků *Variable-Displacement pump*, *Variable-Displacement motor* a *HG_HM_exter_ef* v simulačním modelu bylo realizováno podle obr. 42. Simulace chodu HG/HM jednotky trvala 60 sekund. Výstupní hřídel jednotky byl lineárně urychlen z $n_0 = 0$ ot/min až na hodnotu $n_{20} = -200$ ot/min v čase $t_{20} = 20$ s. Poté následovala změna otáček na $n_{40} = 200$ ot/min v čase $t_{40} = 40$ s, kdy v čase $t_{30} = 30$ s došlo k HG/HM přechodu. V poslední fázi simulace byla výstupní hřídel jednotky zastavena v čase $t_{60} = 60$ s na otáčkách $n_{60} = 0$ ot/min. Záznam výstupních veličin simulace je znázorněn na obr. 43.

Při hodnotách otáček výstupního hřídele HG/HM jednotky blízkých nule byla zřetelná pomalejší změna tlaku, krouticího momentu a průtoku u bloku *HG_HM_exter_ef* oproti blokům *Variable-Displacement pump* a *Variable-Displacement motor*. Tento jev byl způsoben proměnlivou hodnotou objemové účinnosti HG/HM jednotky, která se při nulových otáčkách výstupního hřídele blížila nule. Křivky tlakového rozdílu a průtoku pro bloky *Variable-Displacement pump* a *Variable-Displacement motor* jsou totožné a v obr. 43 splývají. Z křivek krouticího



Obr. 41 Dialogové okno bloku HG_HM_exter_ef pro zadání hodnot vstupních parametrů

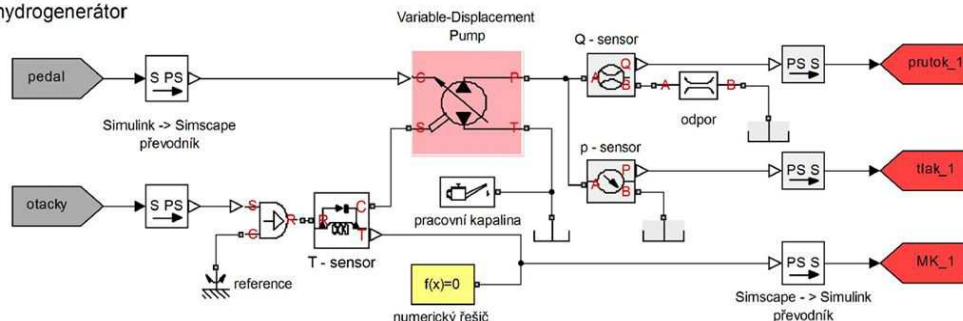
momentu (obr. 44) je patrný rozdíl v dosažené velikosti u bloků *Variable-Displacement motor* a *Variable-Displacement pump*. Při režimu hydromotor dosahoval *Variable-Displacement motor* vyšší hodnoty krouticího momentu než *Variable-Displacement pump*, obrácený jev je patrný při režimu hydrogenerátor. Rozdíl křivek je způsoben odlišností v rovnicích pro výpočet krouticího momentu, viz rovnice (15.1) a (15.2).

U bloku *HG_HM_exter_ef* bylo připojení vstupního kanálu objemové účinnosti (uzel N) realizováno zpětnou vazbou přes blok *2-D Lookup Table*. Do tohoto bloku byla přivedena absolutní hodnota otáček výstupního hřídele a tlakového rozdílu mezi vstupním a výstupním potrubím. Tyto signály jsou zpožděny o jeden krok simulace z důvodu numerické stability výpočtu.

Blok *HG_HM_exter_ef* kombinuje vlastnosti bloků *Variable-Displacement Pump* a *Variable-Displacement Motor*, zároveň v simulaci zohledňuje závislost objemové účinnosti na otáčkách výstupního hřídele a tlakovém rozdílu HG/HM jednotky proto je možné dosáhnout přesvědčivějších výsledků simulace. Blok HG/HM jednotky bude použit například v simulačním modelu silničního válce AMMANN AP 240 H pro pohon jednotlivých hnaných náprav, kde při brzdění a následné akceleraci vozidla bude docházet k častým HG/HM přechodům.

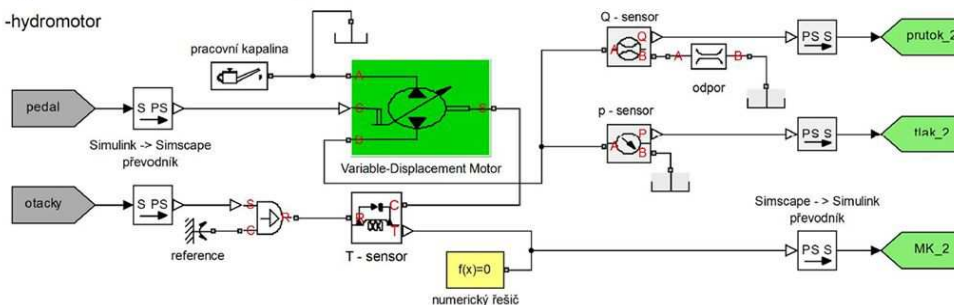
Zapojení bloku Variable-Displacement Pump

-hydrogenerátor



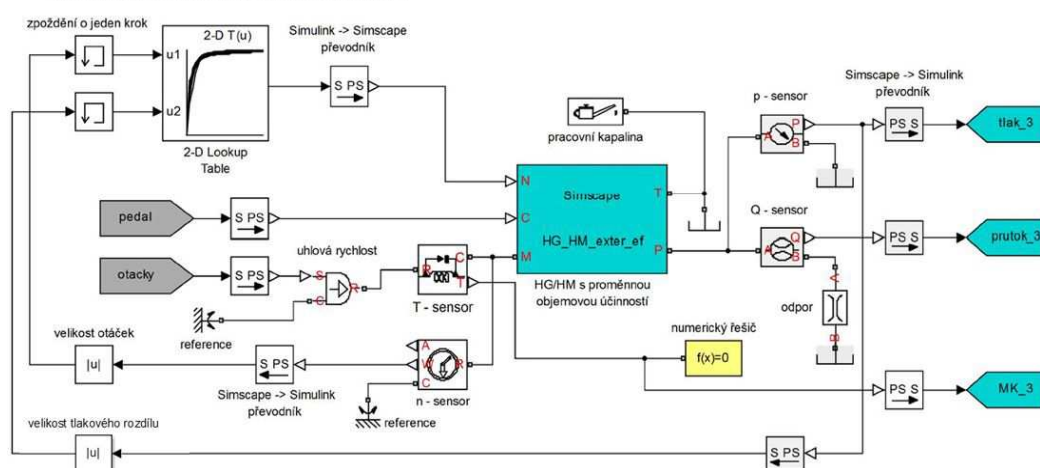
Zapojení bloku Variable-Displacement Motor

-hydromotor

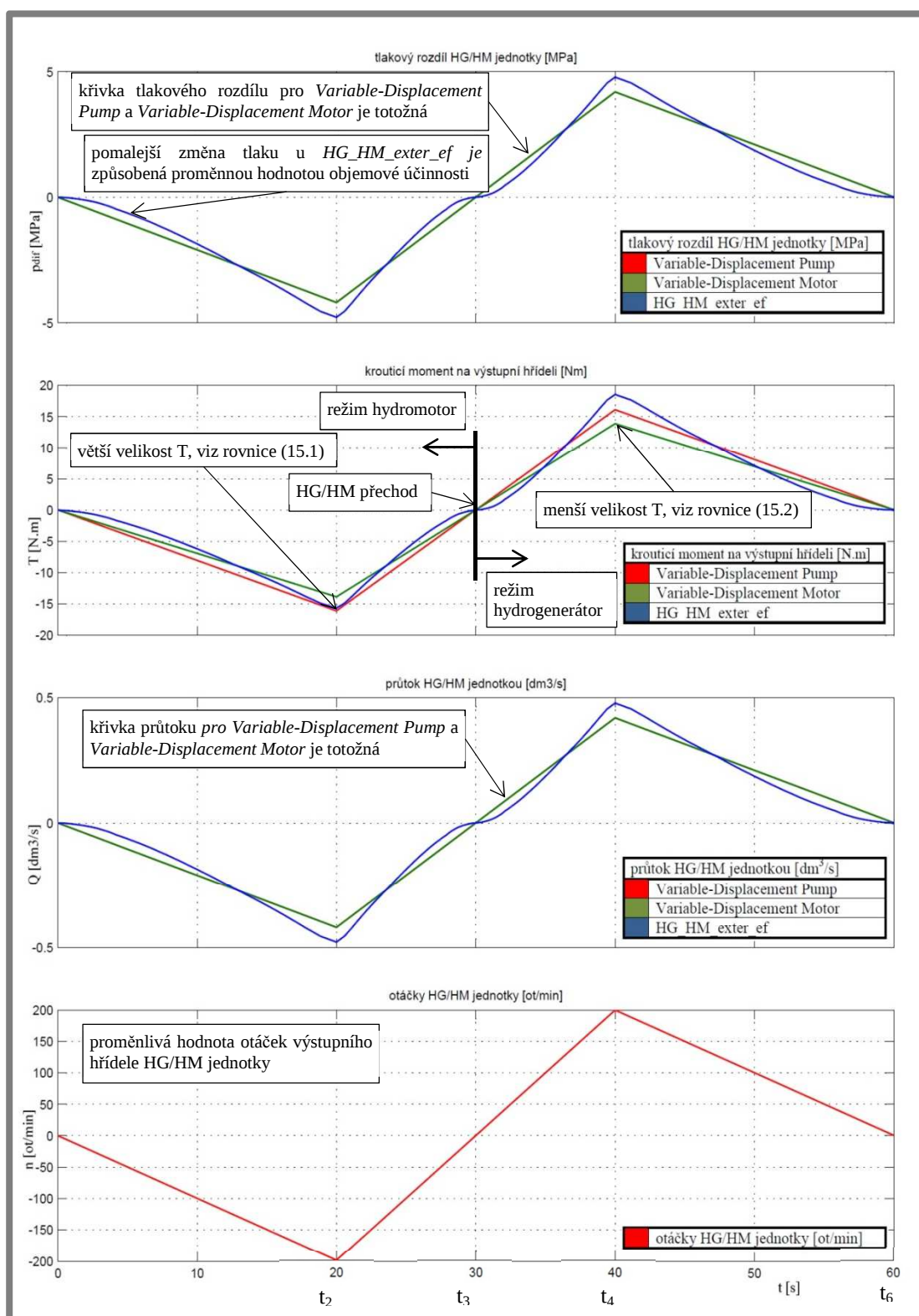


Zapojení bloku HG/HM jednotky (vytvořený blok)

-externí zadávání hodnoty objemové účinnosti



Obr. 42 Zapojení bloků *Variable-Displacement Motor*, *Pump* a *HG_HM_exter_ef* v modelu simulujícím přechod HG/HM jednotky z režimu hydromotor do režimu hydrogenerátor



Obr. 43 Průběhy veličin simulačního modelu při HG/HM přechodu

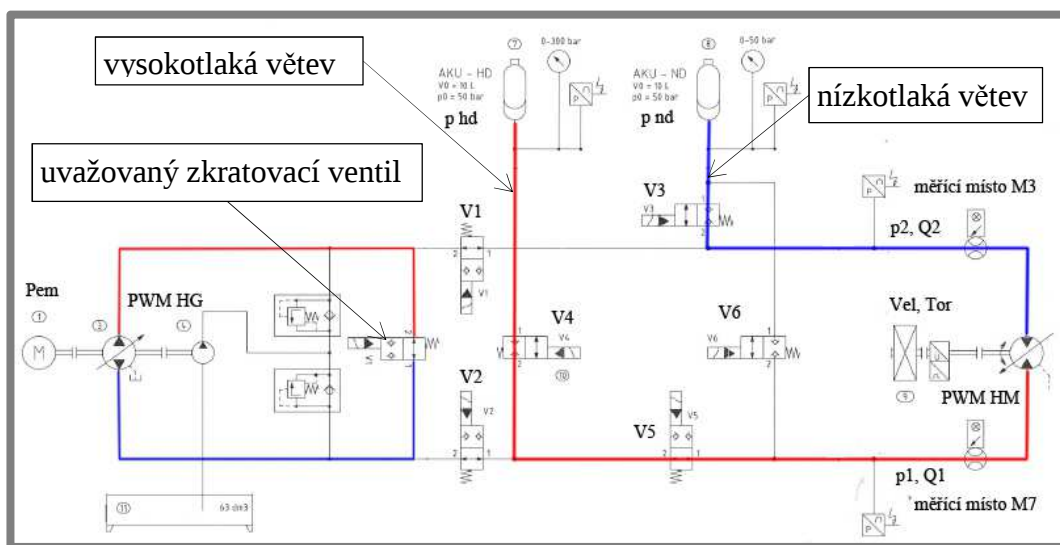
5 DISKUZE

Diplomová práce sestává ze dvou dílčích úkolů, které na sebe navazují. Rozčlenění práce do dvou oblastí bylo zapříčiněno potřebami řešit aktuálně vzniklé problémy v rámci projektu EUREKA, kterého je tato diplomová práce součástí. Navíc jsou v diplomové práci řešeny další dva rozšiřující úkoly. Prvním je tvorba bloku HG/HM jednotky, kterou je možné využít jako stavební blok pro simulační modely hydraulických systémů v programu MATLAB/Simulink. Druhým úkolem byla identifikace neznámých parametrů simulačního modelu válce pomocí optimalizačního algoritmu. Tento rozšiřující úkol logicky předchází dílčímu úkolu, který se zabýval tvorbou subsystému pro výpočet množství spotřebovaného paliva v simulačním modelu válce (aplikace digitalizované mapy poměrné spotřeby paliva v simulačním modelu).

5.1 Měření prováděná na zkušebním standu

Na zkušebním standu pro simulaci rekuperace kinetické energie byla provedena řada měření za účelem zmapování procesů přeměny kinetické energie setrvačníku na tlakovou energii v akumulátorech.

Při přechodu z režimu Set RPM do režimu Decel byl naměřen značně vysoký elektrický příkon elektromotoru pohánějící HG (příkon elektromotoru, str. 35, obr. 23). Tento děj, byl způsoben čerpáním pracovní kapaliny do pojistných ventilů v oddělené větvi od zbytku obvodu ventily V1 a V2. V oddělené větvi se zbytečně mařila energie, která neměla na rekuperaci energie vliv. Na základě zmíněných skutečností bude vyvíjený rekuperační modul pro válec Ammann AP 240 H opatřen zkratovacím ventilem (schéma obr. 44). Tento ventil bude otevřen po oddělení větve s Hydrogenerátorem (zavření ventilů V1 a V2) propojí výstupní a vstupní potrubí HG. Propojení zásadně sníží hydraulický odpor, nárůst tlaku a následné úniky pracovní kapaliny přes pojistné ventily.



Obr. 44 Zjednodušené schéma zkušebního standu při režimu Decel s uvažovaným zkratovacím ventilem

Při přechodu z režimu Stop do režimu Accel docházelo k nežádoucímu nárůstu tlaku nad bezpečnou hodnotu 27 MPa (tlak p_2 měření 2, str. 31, obr. 20). Tento děj byl způsoben nastavením příliš krátkého času pro přestavení naklápěcí desky HG. U rekuperačního modulu pro válec Ammann AP 240 H bude nutné časy pro přestavení naklápěcí desky HG nastavit dostatečně dlouhé, tak aby nedocházelo k nežádoucímu nárůstu tlaku v pracovním obvodu nad 27 MPa.

Maximální úspora elektrické energie vypočítaná z naměřených dat během cyklické rekuperace na simulačním standu byla 7,1 %. Nejvyšší dosažená úspora, která byla naměřena pomocí přímého odečítání elektrického příkonu firmou Bosch Rexroth, činila 12 %. Simulační model standu, vytvořený v programu MATLAB/Simulink vykazoval průměrné úspory 14 %. Předpokládané reálně dosažitelné úspory energie na silničním válci Ammann AP 240 H jsou na úrovni 15 % [16].

5.2 Digitální aproximace mapy poměrné spotřeby paliva motoru silničního válce Ammann AP 240 H

5.2

Digitální aproximace mapy poměrné spotřeby paliva spalovacího motoru byla prováděna se záměrem mapu dále využít pro výpočet hmotnosti spotřebovaného paliva při simulacích. Digitalizovaná mapa byla zpracována do subsystému simulačního modelu válce, který je schopen spočítat množství paliva spotřebovaného při simulaci jízdního cyklu. Aproximací mapy poměrné spotřeby paliva a následnou aplikací v simulačním modelu vozidla se zabývá článek [20].

Výpočet byl prováděn na simulačním modelu válce s identifikovanou sadou dříve neznámých vstupních parametrů. Identifikace byla popsána v kapitole 4.2. Problematikou identifikace neznámých parametrů se podrobněji zabývá článek *ESTIMATING KEY PARAMETERS OF A HYDRAULIC HYBRID HEAVY DUTY VEHICLE*, který bude v budoucnu publikován. Srovnáním množství spotřebovaného paliva při simulaci a při skutečném jízdním cyklu silničního válce byla vypočtena průměrná odchylka na úrovni 7,9 %, což je pro simulační model ucházející hodnota.

Hmotnost spotřebovaného paliva při jízdním cyklu je důležité hodnotící kritérium. Ve výhledu dalších prací při vývoji brzdového regenerativního systému je v plánu optimalizace procesu rekuperace. Hmotnost spotřebovaného paliva bude figurovat v kriteriální funkci optimalizačního procesu. Pro optimalizaci bude využit externí software vycházející z principu genetických algoritmů.

6 ZÁVĚR

Diplomová práce byla rozdělena do dvou dílčích oblastí, které zapadají do celkového řešení projektu EUREKA s cílem vyvinout přídatný modul pro rekuperaci kinetické energie u průmyslových vozidel.

V první části bylo vyhodnoceno měření prováděné na simulačním standu, představujícím čtvrtinový model vozidla s hydrostatickým pohonem, kde je kinetická energie jedoucího vozu nahrazena rotační energií setrvačníku. Bylo stanoveno hodnotící kritérium za účelem srovnání jednotlivých měření mezi sebou. Tzn., byla stanovena energetická účinnost pracovního chodu na simulačním standu. Pro práci s naměřenými daty byl využit Matlab/Simulink, výpočty byly prováděny pomocí simulačních modelů, které jsou součástí elektronických příloh DP. Vyhodnocovací software je možné v budoucnu opětovně využít pro analýzu naměřených dat.

Na základě výsledků analýzy měření byly vyvozeny následující závěry. Výsledný rekuperační modul bude opatřen zkratovacím ventilem, který zamezí nárůstu příkonu spalovacího motoru při deceleraci. Dále nutnost na silničním válci nastavit dostatečně dlouhou rampu pro přestavení naklápací desky Hydrogenerátoru, tak aby nedocházelo k překračování bezpečné hodnoty tlaku 27 MPa v pracovním obvodu.

Při měření cyklické rekuperace na simulačním standu, byla zpětně vypočtena úspora elektrické energie 7,1 %. Pomocí přímého odečtu elektrického příkonu firmou Bosch Rexroth byla naměřena úspora 12 %. Na základě počítačových simulací je očekávaná úspora pohonných hmot na válci Ammann AP 240 H při cyklickém chodu na úrovni 15 %. [16]

Ve druhé části byla zdigitalizována mapa poměrné spotřeby paliva spalovacího motoru Cummins QSB3.3 (pohonná jednotka silničního válce). Mapa byla zapracována do subsystému simulačního modelu válce pro výpočet množství spotřebovaného paliva. Přesnost digitální aproximace mapy byla ověřena srovnáním s detailními měřeními prováděnými firmou Bosch Rexroth v r. 2010 na válci Ammann. Průměrná chyba simulace činila 7,9 %, což je pro simulační model ucházející hodnota. Aproximací mapy poměrné spotřeby paliva a následnou aplikací v simulačním modelu vozidla se zabývá článek [20].

Spotřeba paliva při jízdním cyklu je důležité hodnotící kritérium. Ve výhledu dalších prací při vývoji brzdového regenerativního systému je v plánu optimalizace procesu rekuperace. Hmotnost spotřebovaného paliva bude figurovat v kritériální funkci optimalizačního procesu.

Výpočet množství spotřebovaného paliva byl prováděn na simulačním modelu válce s identifikovanou sadou dříve neznámých vstupních parametrů. Identifikací neznámých parametrů se bude podrobněji zabývat článek *Estimating key parameters of a hydraulic hybrid heavy duty vehicle*, který bude v budoucnu publikován. Neznámé hodnoty parametrů byly identifikovány pomocí optimalizačního genetického algoritmu.

V diplomové práci je navíc popsána tvorba bloku HG/HM jednotky. Tento blok je možné využít jako stavební kámen simulačních modelů hydraulických systémů v programu MATLAB/Simulink. Přínos nového bloku spočívá v seskupení axiálního pístového hydrogenerátoru a hydromotoru do jednoho kompaktního celku, zároveň je blok vylepšen o možnost zadávání proměnlivé hodnoty objemové účinnosti během simulace.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] KRCHNÁR, Jozef. *Technická diagnostika rotačných hydrostatických pohonov: Technická diagnostika hydrostatických pohonov s využitím matematického modelovania*. Bratislava: STU Bratislava, 2012. ISBN 978-80-227-3309-0.
- [2] BUREŠ, David. Do roku 2035 bude na světě jezdit 1,7 miliardy aut. [online]. [cit. 2013-03-09]. Dostupné z: <http://www.auto.cz/do-roku-2035-svet-jezdit-1-7-miliardy-aut-71216>
- [3] VOLEK, Stanislav. Ropná krize v roce 1973. [online]. [cit. 2013-03-11] Dostupné z: <http://www.penize.cz/nezamestnanost/15178-ropna-krize-v-roce-1973>
- [4] SCOTT, David a Jack JAMAGUCHI. *Regenerative braking far buses gives big fuel saving*. International Viewpoints. 1984.
- [5] Hybrid vehicle service. AA1CAR [online]. 2012 [cit. 2013-03-23]. Dostupné z: http://www.aa1car.com/library/hybrid_service.htm
- [6] NEVRLÝ, Josef. *Rekuperace kinetické energie těžkých užitkových vozidel s cyklickým provozem*, Brno, 2011. Výzkumná zpráva. VUT v Brně.
- [7] CRISTESCU, Corneliu, Petrin DRUMEA, Dragos GUTA a Catalin DUMITRESCU. *From the Kinetic Energy Recovery System to the Thermo-Hydraulic Hybrid Motor Vehicle*. ISSN 1338-5011. DOI: 10.2478/v10228-011-0014-z.
- [8] ACHTEN, Peter. *A serial hydraulic hybrid drive train for off-road vehicles*. Fluid Power Journal. [online]. 2012 [cit. 2013-03-30]. Dostupné z: <http://www.deltamotion.com/peter/Hydraulics/Innas/HYDRID/Technical%20Papers%20Hydrid/HD03%20HyDrid%20for%20off%20road%20vehicles.pdf>
- [9] STECKI, Jacek a Paul MATHESON. *Advances in automotive hydraulic hybrid drives*. Symposium on Fluid Power, TSUKUBA, 2005. ISBN 4-931070-06-X.
- [10] POURMOVAHED, A, N.H. BEACHLEY a F.J. FRONCZAK. *Modeling of a Hydraulic Energy Regeneration system Control*. 1992, 114(1), s. 155-164. DOI: 10.1115/1.2896497.

- [11] LOZANO, Anthony. *SIMULATION OF A DIESEL-HYDRAULIC SERIES HYBRID*. San Luis Obispo, 2010. Thesis. California Polytechnic State University.
- [12] NEPRAŽ, František, Josef NEVRLÝ, Václav PEŇÁZ a Karel TŘETINA. *Modelování systémů s hydraulickými mechanismy*. Brno: Bosch Rexroth, 2002. ISBN 80-214-2187-
- [13] BOSCH REXROTH. *Aplikační software: HRSC system (Hydraulic Recuperation Stand Control system)*. Brno, 2012.
- [14] INDRUCH, Jiří. *STEND PRO ANALÝZU REKUPERACE ENERGIE V EXPERIMENTÁLNÍM VOZIDLE*. Brno, 2010. Diplomová práce. VUT v Brně.
- [15] NEVRLÝ, Josef. *REKUPERAČNÍ HYDROSTATICKÝ MODUL PRO UŽITKOVÁ VOZIDLA*. Brno, 2012. Průběžná zpráva. VUT v Brně.
- [16] NEVRLÝ, Josef. *REKUPERAČNÍ HYDROSTATICKÝ MODUL PRO UŽITKOVÁ VOZIDLA*. Brno, 2013. Průběžná zpráva. VUT v Brně.
- [17] CUMMINS INC. *Engine Performance Data*. Columbus, Indiana, 2007.
- [18] CUMMINS INC. *Cummins QSB3.3*. Columbus USA, 2006. [online]. [cit. 2014-04-30] Dostupné z: cumminsengines.com/uploads/docs/4087118.pdf
- [19] Němec, Z. : Model cyklické rekuperace kinetické a tlakové energie – příklad 1. Dílčí pracovní zpráva k výzkumnému záměru. VUT v Brně, FSI. Prosinec 2012.
- [20] KOBZA, Michal. *Calculation of the fuel consumption on the vehicle simulation model*. Brno, 2014.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK SYMBOLŮ A VELIČIN

q	$[m^3.s^{-1}]$	průtok
p_{dif}	$[Pa]$	tlakový rozdíl na uzlových bodech
p_a	$[Pa]$	tlak v uzlovém bodě A
p_b	$[Pa]$	tlak v uzlovém bodě B
D	$[m^3.rad^{-1}]$	okamžitý pracovní objem
D_{max}	$[m^3.rad^{-1}]$	maximální pracovní objem
x	$[m]$	okamžitá poloha naklápěcí desky
x_{max}	$[m]$	rozsah pohybu naklápěcí desky
T	$[N.m]$	krouticí moment
ω	$[rad.s^{-1}]$	uhlová rychlost
k_{leak}	$[dm^3.Pa^{-1}]$	ztrátový koeficient HG/HM jednotky
k_{hp}	$[kg.cSt.Pa^{-1}]$	Hagen-Poiseuille koeficient
η_v	$[-]$	objemová účinnost
η_{mech}	$[-]$	mechanická účinnost
ν	$[cSt]$	kinematická viskozita kapaliny
ρ	$[kg.m^{-3}]$	hustota kapaliny
p_{nom}	$[Pa]$	nominální tlak
ω_{nom}	$[rad.s^{-1}]$	nominální uhlová rychlost hřídele HG/HM jednotky
ν_{nom}	$[cSt]$	nominální kinematická viskozita kapaliny
H	$[g.kW^{-1}.h]$	poměrná spotřeba spalovacího motoru
Q	$[dm^3.s^{-1}]$	průtok
n	$[ot.s^{-1}]$	otáčky
Δp	$[Pa]$	tlakový rozdíl
V	$[m^3]$	objem
T	$[N.m]$	krouticí moment
s	$[g.h^{-1}]$	okamžitá spotřeba
η	$[-]$	účinnost
P	$[W]$	výkon
HG_{pwm}	$[-]$	signál pro přestavení naklápěcí desky HG
t_n	$[s]$	časová přítomnost
m	$[kg]$	hmotnost
O_s	$[%]$	odchylka simulace
v_m	$[km/h]$	měřená rychlost
v_s	$[km/h]$	simulovaná rychlost
HG/HM		axiální pístová jednotka (hydromotor / hydrogenerátor)
DP		diplomová práce

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 2 Experimentální stand. [15]	12
Obr. 1 Pneumatikový válec AMMANN AP 240 H [16]	12
Obr. 3 Sériové zapojení hydrostatického regenerativního brzdového systému [6] ...	14
Obr. 4 Paralelní zapojení hydrostatického regenerativního brzdového systému [6] .	15
Obr. 5 Zjednodušené schéma experimentálního standu [6].....	16
Obr. 6 Zjednodušený 3D model ventilu s cívkou[14]	17
Obr. 7 Vakový akumulátor [14].....	17
Obr. 8 Hydrostatický převodník [14].....	18
Obr. 9 Schéma zkušebního standu s vyznačeným režimem Fill Aku ND [13]	19
Obr. 10 Ovládací panel experimentálního standu [13]	20
Obr. 11 Výkonová charakteristika - červená křivka a charakteristika krouticího momentu - modrá křivka (Motor Cummins QSB3.3) [17].....	21
Obr. 12 Příklad zapojení cartridgeového ventilu v programu MATLAB/Simulink – subsystém simulačního modelu vozidla AMMANN AP 240 H.....	22
Obr. 13 Schéma modelovaného vozidla	23
Obr. 14 Schéma rekuperačního systému.....	23
Obr. 15 Schéma Hydraulického regenerativního systému.....	24
Obr. 16 Závislost otáček setrvačníku na čase během testu.....	25
Obr. 17 Využití jízdních módů simulačního modelu vozidla při testech na jízdních cyklech vydaných organizací pro ochranu životního prostředí v USA	26
Obr. 18 Návaznost úkolů řešených v diplomové práci do projektu EUREKA	28
Obr. 19 Zjednodušené schéma zkušebního standu v režimu Accel [13].....	30
Obr. 20 Měřené veličiny při přechodu režimů Stop -> Accel -> Set RPM	31
Obr. 21 Schéma výpočtu účinnosti režimu Accel v programu MATLAB/Simulink	33
Obr. 22 Zjednodušené schéma zkušebního standu při režimu Decel [13].....	33
Obr. 23 Měřené veličiny při přechodu režimů Set RPM -> Decel-> Stop	35
Obr. 24 Schéma výpočtu účinnosti režimu Decel v programu MATLAB/Simulink	36
Obr. 25 Zjednodušené schéma standu při režimu Set RPM [13].....	37
Obr. 26 Měřené veličiny při režimu Set RPM.....	38
Obr. 27 Měřené veličiny při cyklické rekuperaci kinetické energie na simulačním standu	40
Obr. 28 Srovnání záznamů rychlosti vozidla při cyklickém reverzačním chodu (iterace č. 1040)	43
Obr. 29 Výskyt identifikovaných parametrů v simulačním modelu válce (MATLAB/Simulink).....	44
Obr. 30a Nasnímané body z mapy měrné spotřeby paliva spalovacího motoru Cummins QSB3.3 (skript 2 funkce ginput).	46
Obr. 30b Vykreslení matice měrné spotřeby paliva (interpolace nasnímaných bodů).	46
Obr. 31 Záznam rychlosti silničního válce Ammann AP 240 H při cyklickém reverzačním chodu (Bosch r. 2010)	48
Obr. 32 Blokové schéma simulačního modelu válce – subsystém pro výpočet množství spotřebovaného paliva.....	49
Obr. 33 Průběhy vybraných veličin při výpočtu spotřeby paliva.	50
Obr. 34 Axiální pístová jednotka, režim hydrogenerátoru [17].....	51

Obr. 35 Blok hydrogenerátoru a hydromotoru s naklápěcí deskou, popis uzlů vstupních a výstupních proměnných (Matlab/Simulink Simhydraulics)	52
Obr. 36 Mapa objemové účinnosti HG/HM jednotky [11]	52
Obr. 37 Vývojový diagram výpočtu krouticího momentu T při simulaci v bloku HG_HM_exter_ef	54
Obr. 38 Blok HG/HM jednotky vytvořený v prostředí Simulink - Simscape	54
Obr. 39 Hodnoty objemové účinnosti HG/HM jednotky získané pomocí skriptu <i>data_z_obrazku.m</i>	55
Obr. 40 Lineární interpolace pomocí skriptu <i>prevod_3D_bodu_na_Lookup.m</i>	56
Obr. 41 Dialogové okno bloku HG_HM_exter_ef pro zadání hodnot vstupních parametrů	57
Obr. 42 Zapojení bloků <i>Variable-Displacement Motor</i> , <i>Pump</i> a <i>HG_HM_exter_ef</i> v modelu simulujícím přechod HG/HM jednotky z režimu hydromotor do režimu hydrogenerátor	58
Obr. 43 Průběhy veličin simulačního modelu při HG/HM přechodu	59
Obr. 44 Zjednodušené schéma zkušebního standu při režimu Decel s uvažovaným zkratovacím ventilem	60

SEZNAM PŘÍLOH

TIŠTĚNÉ PŘÍLOHY

- 1) Popis funkce hydrogenerátoru A4VG28EP4D1 /32 na zkušebním standu (str. 69 - 72)
- 2) Mapa poměrné spotřeby paliva spalovacího motoru Cummins QSB3.3 (str. 73)
- 3) Zdrojový kód bloku HG_HM_exter_ef v (programovací jazyk Simscape) (str. 74 - 75)
- 4) Skript pro záznam polohy kurzoru (str. 76)
- 5) Skript pro převod dat pro blok 2-D Look up table (str. 77)
- 6) Skript pro identifikaci parametrů pomocí genetického algoritmu (str. 78)
- 7) Kriteriaální funkce – identifikace parametrů (str. 79 - 80)
- 8) Návod: Import dat z měření (Ammann AP 240 H) do Simulink (str. 81)
- 9) Návod: Import dat z měření (experimentální stand) do Simulink (str. 82)

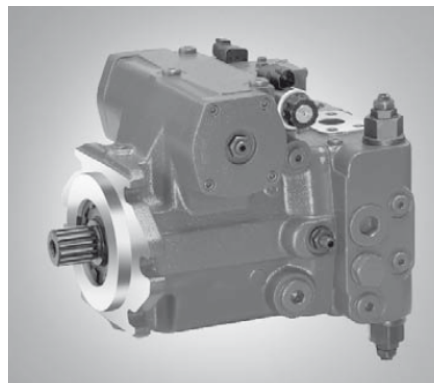
ELEKTRONICKÉ PŘÍLOHY

- 1) Knihovna pro MATLAB/Simulink obsahující blok *HG_HM_exter_ef*
- 2) Model pro import dat z měření (Ammann AP 240 H) – MATLAB/Simulink
- 3) Model pro import dat z měření (data loader - experimentální stand) – MATLAB/Simulink

1) Popis funkce hydrogenerátoru A4VG28EP4D1 /32 na zkušebním standu

Základní technická data HG:

$V_{g \max}$	28 cm ³
$n_{\max}$ při $V_{g \max}$	4250 ot/min
$n_{\max}$	4500 ot/min
$n_{\min}$	500 ot/min
P při $n_{\max}$, $V_{g \max}$	79 kW
M_k při $p=40$ MPa	178 Nm
M_k při $p=10$ MPa	44,5 Nm
p	400 MPa
$p_{\max}$	450 MPa
I	0,0022 kgm ² (moment setrvačnosti rotačních částí)



Zdroj: Katalog Axial Piston variable pump A4VG (katalog RE 92003/06.09)

Popis funkce HG:

Řízení ovládací desky

Průtok hydrogenerátorem A4VG je řízen signálem přicházejícím z řídicí jednotky. Ovládací cívky servoventilu (2) přestavují šoupátko servoventilu (2) do konečné levé nebo pravé polohy podle PWM (*frekvenčně šířkově modulovaného signálu*), čímž přivádějí tlak do levé nebo pravé komory přímočarého motoru (3), který pomocí kinematické vazby natáčí ovládací desku hydromotoru. Pomocí zpětné vazby (9) je zajištěna požadovaná hodnota průtoku. Přímocharý motor (3), který naklápí ovládací desku je kinematicky mechanickým táhlem propojen se servoventilem (2). Signály PWM na proporcionální cívky servoventilu přicházejí ve frekvenci 100 Hz. Energie potřebná k naklopení desky je odebírána z plnicího čerpadla 4.

Solenoid technical data	EP4
Voltage	24 V DC (±20 %)
Control current	
Start of control at V_{g0}	200 mA
End of control at $V_{g \max}$	600 mA
Limiting current	0.77 A
Nominal resistance (at 20 °C)	22.7 Ω
Dither frequency	100 Hz
Actuated time	100 %

Technická data cívek ovládací ventil

Plnění hydraulického obvodu kapalinou

Zubový hydrogenerátor (4) zajišťuje tlakování pracovního hydraulického obvodu a prostoru hlavního hydrogenerátoru (1) hydraulickou kapalinou v rozsahu 1,5 až 3,0 MPa. Při zapnutí hydrogenerátoru (1) je hlavní obvod naplněn kapalinou pomocí hydrogenerátoru (4). Kapalina je dopravována přes filtr (5) a zpětné ventily (6), (7). Při poklesu tlaku v hlavním obvodu pod hodnotu nastavenou na pojistném ventilu (10) je hlavní obvod doplněn kapalinou pomocí hydrogenerátoru (4).

p zubového hydrogenerátoru (4)	1,5-3 MPa
p _{pojistný} ventilu (6)	30 MPa
p _{pojistný} ventilu (7)	30 MPa
p _{pojistný} ventilu (10)	2 MPa
P _{pojistný} ventilu (11)	27 MPa

Tlaková ochrana

V případech, kdy by mělo dojít ke statickému přetížení při vysokém tlaku ($p > 27 \text{ MPa}$), je axiální hydrogenerátor chráněno proti přetížení.

Při nárůstu tlaku v hlavním obvodu nad 27 MPa propojí ventil (11) ovládací tlak (cca 2 MPa) proporcionálně s odpadem. Tím se sníží tlak do servoventilu (2). Servomotor 3 je nyní přesouván pružinami do nulové (střední) polohy. Tím se sníží průtok hydrogenerátorem (1) a tlak v hlavním obvodě zůstane pod hodnotou tlaku 30 MPa.

Pro dynamickou ochranu jsou v hydrogenerátoru zabudovány pojistné ventily v jednosměrných blocích (6), (7) které jsou nastaveny na 30 MPa. V situaci, kdy naroste v jedné z pracovních větví $p \geq 30 \text{ MPa}$, dojde k odpuštění kapaliny do druhé pracovní větve přes pojistné ventily (6) případně (7), podle toho ve které pracovní větvi dojde k nárůstu tlaku. V takovémto režimu proudí hydrogenerátorem a jednocestnými bloky (6), (7) neustále stejná kapalina dokola. Pracovní kapalina by se při takovémto ději přehřála a po několika minutách by došlo k zadření hydrogenerátoru. Uvedenému stavu zabraňuje ventil (11) .

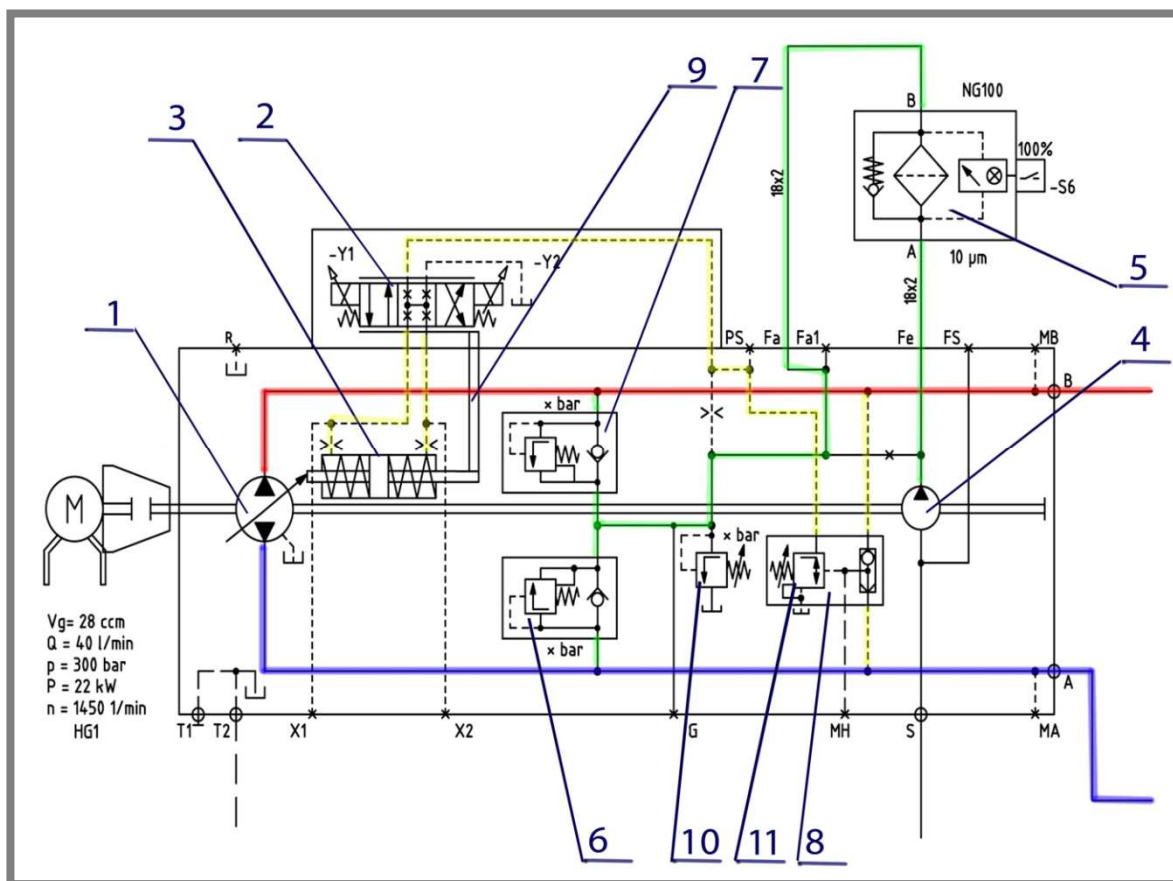


Schéma pohonné části hydraulického stendu

Popis

- (1) pracovní hydrogenerátor
- (2) servoventil
- (3) přímočarý servomotor
- (4) zubový hydrogenerátor pro první plnění
- (5) filtr
- (6) zpětný ventil, pojistný ventil
- (7) zpětný ventil, pojistný ventil
- (8) tlakový Cut-Off ventil
- (9) kinematická vazba 2, 3
- (10) pojistný ventil
- (11) tlakový Cut-Off ventil

Fa1, FS - otvory pro připojení přídavného filtru, chlazení.

PS - vývod pro přídavná zařízení

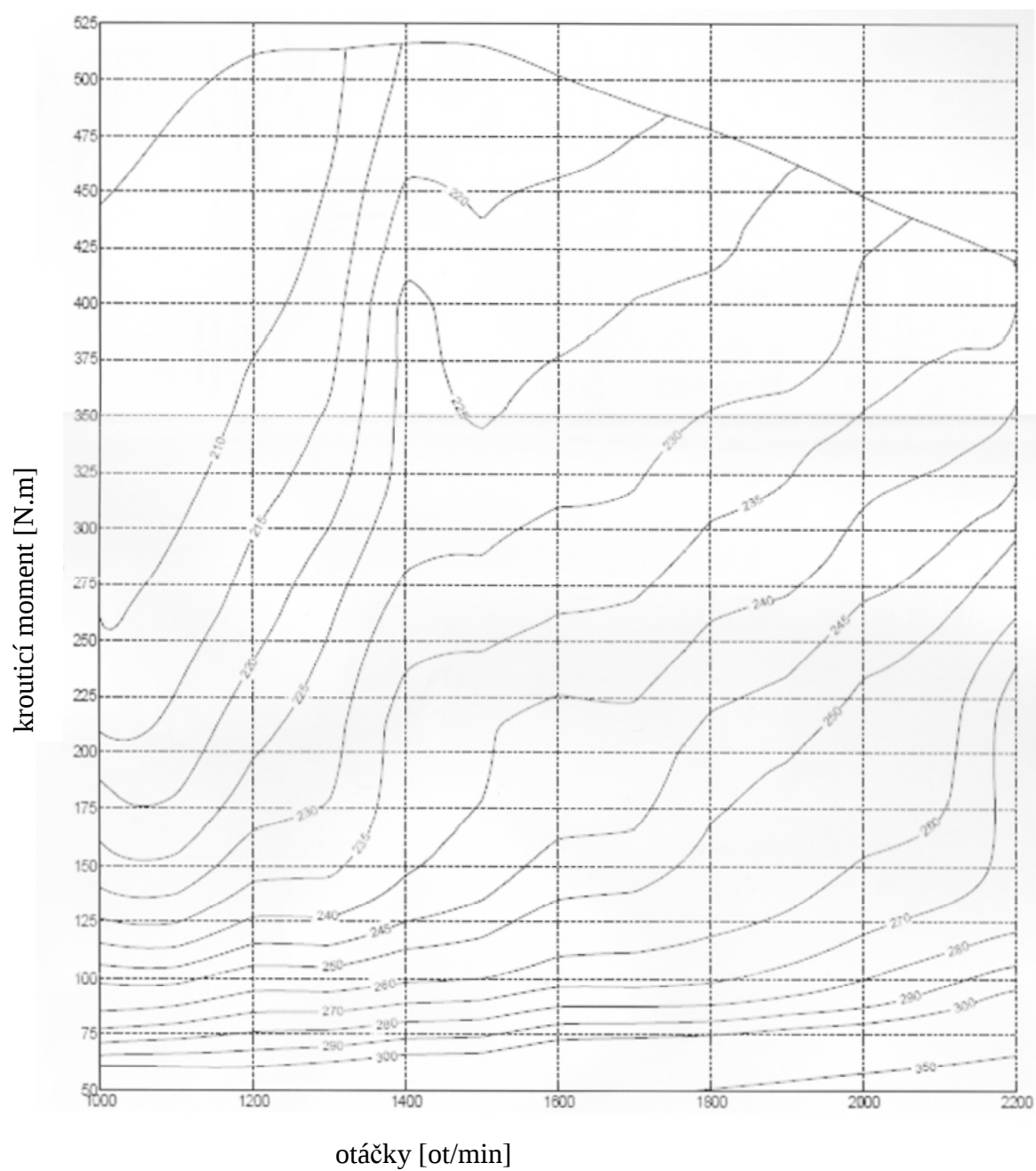
X1, X2 - místa pro připojení vnějšího zdroje tlaku pro ovládání naklápěcí desky nebo případná měření.

Závěr: Pro matematickou simulaci axiálního čerpadla, zejména pak pro proporcionální řízení naklápění regulační desky, bude vhodné provést řadu měření. Měření musí probíhat při podmínkách, kdy je hydraulický systém stendu stabilní.

Kobza Michal

Brno 12.04.2013

2) Mapa poměrné spotřeby paliva spalovacího motoru Cummins QSB3.3



3) Zdrojový kód bloku HG_HM_exter_ef (programovací jazyk Simscape)

```
component HG_HM_exter_ef
% HG/HM s proměnnou objemovou účinností
% Blok vychází z rovnic modelu Variable-Displacement Pump z knihovny
% SimHydraulics. Základem pro tvorbu bloku byl model Hydraulic Flow
% Rate
% Source z knihovny Simscape Foundation
% Vstup N je externí hodnota účinnosti [0..1], C je poloha desky
% [0..1],
% P a T jsou pracovní výstup a vstup HG jednotky, S je připojení
% pohonné hřídele. Před simulací je nutné zadat kin. viskozitu a
% hustotu
% pracovní kapaliny (blok nepracuje s globálními proměnnými)

inputs
    N = { 0, '1' }; % N:left
    C = { 0, 'm' }; % C:left
end

nodes
    T = foundation.hydraulic.hydraulic; % T:right
    P = foundation.hydraulic.hydraulic; % P:right
    M = foundation.mechanical.rotational.rotational; % M:left

end

parameters
    displmax = { 28e-03, 'l/rev' }; % max pracovní objem
    Ntotal = { 0.9, '1' }; % total účinnost
    pnom = { 300000, 'Pa' }; % nominální tlak
    wnom = { 1500, 'rpm' }; % nominální otáčky
    v = { 46, 'cSt' }; % kin. viskozita
    r = { 855.692, 'kg/m^3' }; % hustota
    Cmax = { 0.005, 'm' }; % zdvih desky
    vnom = { 45.7333, 'cSt' }; % nominální kin. viskozita
end

variables
    Nmech = { 0, '1' }; % mechanická
    účinnost
        q = { 0, 'l/s' }; % průtok v čase
        p = { 0, 'Pa' }; % tlak diff
        displ = { 0, 'l/rev' }; % okamžitý
    dopravovaný objem
        t = { 0, 'N*m' }; % torque na vstup
    hřídeli
        w = { 0, 'rpm' }; % otáčky
        kleak = { 0, 'l*rpm/rev/Pa' }; % ztrátový koef.
        k_H_P = { 0, 'kg*l*rpm*cSt/m^3/rev/Pa' }; % Hagen-Poiseuille "koef"

end

function setup
```

```

across( p, T.p, P.p );
through( q, T.q, P.q );
through( t, M.t, [] );
across( w, M.w, [] );

    w = wnom;          %počáteční podmínky
end

equations
    %stanovení koeficientů
    k_H_P == (displmax*wnom*(1-N)*vnom*r)/(pnom);
    kleak == -k_H_P/(v*r);

    %výpočet veličin
    displ == displmax*C/Cmax;
    q == displ*w-kleak*p;

    %rozlišení HG/HM
    if T.p >= P.p      %p vstup >= p výstup
        t == -displ*p*Nmech; %režim HM
    else              %p vstup < p výstup
        t == -displ*p/Nmech; %režim HG
    end

    Nmech == Ntotal/N;
end

end

```

4) Skript pro záznam polohy kurzoru

```
%% Zobrazení obrázku a nastavení os pro snímání hodnot
% osy nastaveny tak, že se značky v obrázku shodovaly se
znackami
% vytvořenými souřadným systémem

I = imread('mapa_orez.jpg');

figure
image([0 2500],[5000 1000],I)
set(gca,'YDir','normal')

%% Snímání hodnot
% Je třeba vždy snímat body na dané křivce Volumetric
Efficiency

veg = [0.4 0.5 0.7 0.8 0.85 0.9 0.92 0.93 0.94 0.95 0.96 0.97
0.98];

w = [0 0];
p = [1000 5000];
ve = [0 0];

for k=1:length(veg)
    disp(['Vyberte body pro Volumetric Efficiency =',
num2str(veg(k)), ' a stisknete ENTER.'])
    [wg,pg]=ginput;

    w = [w wg'];
    p = [p pg'];
    ve = [ve veg(k)*ones(size(wg'))];
end

%% Zobrazení a uložení dat
figure
scatter3(w,p,ve)

%save values w p ve
```

5) Skript pro převod dat pro blok 2-D Look up table

```
%% NACTENI 3-D CHARAKTERISTIKY ZADANE V NEKOLIKA BODECH

% Zadani dat
% w .... Rychlost motoru [ot/min]
% p .... Tlak [psi]
% ve ... Objemova ucinnost [-]

load values2

%% NOVY PRAVOUHLY RASTR PRO ZADANI CHARAKTERISTIKY DO MODELU

% Rychlost motou [ot/min]
w=0:100:2500;
% Tlak [psi]
P=1000:100:5000;

%% VYPOCET BODU VOLUMETRIC EFFICIENCY V ZADANEM RASTRU
% Objemova ucinnost VE [-]
VE = griddata(w,p,ve,W,P,'linear');

%% VYKRESLENÍ CHARAKTERISTIKY POUZITE V MODELU
figure

[Wgrid,Pgrid]=meshgrid(W,P);
hs = surf(Wgrid,Pgrid,VE);
xlabel('Motor Speed [rpm]')
ylabel('Pressure [psi]')
zlabel('Volumetric Efficiency')
colorbar
caxis([0.3 1])

hold on
%%
% * * * * * BOLD TEXT * * * * *
plot3(w,p,ve,'o')
%%
```

6) Skript pro identifikaci parametrů pomocí genetického algoritmu

```
%vytvořil: Tomas Panacek,  
%odladil: Kobza Michal,  
clc;  
clear all;  
%požadovaný průbeh  
load('požadovaný_vystup.mat'); %vygenerovaný průbeh pro sklon 0.2,  
otacky 1450 rpm  
%globalní proměnné pro výchozí, minimální a maximální hodnoty  
parametry  
global x_init;  
global x_min;  
global x_max;  
% x(1) = 10 000 .. 24 000 - hmotnost válce  
% x(2) = 2 000 .. 12 000 (nula možná vyvolá nestabilitu) - zatížení  
pracovní  
% hydraulikou  
% x(3) = 0.001 .. 0.07 - rolling resistance  
%K UPRAVE: vektor výchozích hodnot  
x_init = [32.2, 7000, 0.025];  
%K UPRAVE: vektor minimálních hodnot  
x_min = [8, 1, 0.001];  
%K UPRAVE: vektor maximálních hodnot  
x_max = [65, 12000, 0.075];  
  
% spuštění optimalizace. Ukončí stiskem CTRL + C v Command Window  
% zde použita funkce ga  
% výstup bude uložen ve workspace v proměnné x  
options = gaoptimset;  
options = gaoptimset(options, 'Display', 'final');  
options = gaoptimset(options, 'PopulationSize', 20);  
options = gaoptimset(options, 'CrossoverFcn', @crossovertwopoint);  
options = gaoptimset(options, 'EliteCount', 2);  
options = gaoptimset(options, 'Generations', 100);  
options = gaoptimset(options, 'StallGenLimit', 50);  
options = gaoptimset(options, 'PlotFcns', { @gaplotbestf  
@gaplotstopping @gaplotscorediversity});  
nvars = length(x_min);  
tic;  
[x,fval,exitflag,output,population,score] =  
ga(@kriterialni_funkce,nvars,[],[],[],[],x_min,x_max,[],[],options);  
elapsedTime = toc;  
fprintf('doba behu %.1f s, f = %.8f, x = [ %s]\n', elapsedTime,  
fval, sprintf('%f ', x));  
vykresli(x);
```

7) Kriteriační funkce – identifikace parametrů

```
% Funkce nastaví parametry modelu v Simulinku, spustí simulaci a
vratí
% hodnotu z modelu. Samotný výpočet hodnoty kriteriační funkce je
% realizován v modelu.
% Parametr params je pole s hledanými hodnotami.
% Funkce archivuje vypočtenou hodnotu pro dané parametry. V případě,
ze
% požadovaná evaluace již v minulosti proběhla, hodnota kriteriační
% funkce se nepočítá, ale načte se z paměti, což přináší
nezanedbatelnou
% úsporu výpočetního času.
% Tomas Panacek, tpanacek@centrum.cz
function f = kriteriační_funkce(params)
    %K UPRAVE: název souboru s modelem
    model_filename =
'Freerun_srovnání_1600rpm_pokus_zdroj_simulace.slx';

    %globální proměnné: minimální a maximální hodnoty se berou z
workspace
    global x_min;
    global x_max;

    %korekce na meze
    params = koriguj_do_mezi(params, x_min, x_max);
    %korekce na N-násobek
    N = 0.001;
    params = round(params ./ N) .* N; %N-násobky

    %K UPRAVE: nastavení hodnot parametru ve workspace
    assignin('base', 'x', params);

    %globální proměnné: pro archiv výsledku
    global model_version;
    global fitness_cache;

    %při změně modelu je nutné vymazat cache, nebo zahrnout verzi
modelu do hledání
    x = [model_version params];

    %try
    %pokus o nalezení hodnot v archivu
    fc = vrat_fitness_z_cache(fitness_cache, x);
    fitness_nalezena_v_cache = ~isempty(fc);

    if (fitness_nalezena_v_cache) %hodnoty nalezeny -> nic se
nepočítá
        f = fc;
    else %hodnoty nenalezeny v archivu -> výpočet
        %spuštění simulace
        evalc(sprintf('sim('%s')', model_filename));
        %v modelu se exportuje do workspace výstupní proměnná y
        f = y.Data(end);
        %uložení vypočtených hodnot do archivu
        fitness_cache = [fitness_cache; [x f]];
```

```

    end;

    %if (fitness_nalezena_v_cache)
    % fprintf('!');
    %else
    % fprintf('.');
    %end;
%catch
    %f = 0;
    %onCleanup(@funkce);
    %fprintf('x');
    %dbstop if error;
%end;

%vypis zpracovanych dat
s = sprintf('x = [ %s], f = %s', sprintf('%3.4f ', params),
sprintf('%0.8f', f));
fprintf(s);
if (fitness_nalezena_v_cache)
    fprintf(' (cache)');
end;
fprintf('\n');
end

%pomocna funkce pro nalezeni hodnot v cache
function f = vrat_fitness_z_cache(FitnessCache, x)
    if (isempty(FitnessCache) || isempty(x))
        f = [];
        return;
    end;

    %prvky na kazdem jednom radku matice fitness_cache tvori vektor
    parametru
    %doplneny o hodnotu fitness - v poslednim sloupci matice jsou
    hodnoty fitness
    m = FitnessCache(:, 1:(end-1)); %matice fitness_cache bez
    posledniho sloupce
    kde_je_radek = ismember(m, x, 'rows'); %vraci sloupcovy vektor,
    kde slozka=1, kdyz radek odpovida vektoru
    i = find(kde_je_radek); %index

    f = FitnessCache(i, end);
end

%pomocna funkce pro korekci hodnoty do danych mezi
function f = koriguj_do_mezi(x, minvalues, maxvalues)
    f = x;
    for i = 1:length(f)
        if (f(i) < minvalues(i))
            f(i) = minvalues(i);
        elseif (f(i) > maxvalues(i))
            f(i) = maxvalues(i);
        end;
    end;
end
end

```

8) Návod: Import dat z měření (Ammann AP 240 H) do Simulink

Návod pro import dat z měření do prostředí MATLAB

1. Do složky s datovými soubory z měření (*.CSV) nakopírovat soubory:
importfile.m, *nacteni_dat.m*, *mereni_ammann_vykresleni.slx* (elektronické přílohy)
2. Jako aktuální pracovní složku v MATLABu nastavit složku s datovými soubory z měření.(Current folder)
3. Spustit skript *nacteni_dat.m*
4. Ve skriptu *nacteni_dat.m* do proměnné *nazev* napsat název datového souboru (*.CSV), který se bude zpracovávat. (12. řádek skriptu)
př.: `nazev = ('060514-14_49-002');`
!!pozor, název uvést bez koncovky CSV!!
5. Spustit skript. V pracovní složce se vytvoří nový soubor s koncovkou *.mat*.
Bod 4 a 5 je potřeba opakovat pro každý importovaný soubor.

Návod pro import dat do prostředí Simulink

6. Spustit soubor s modelem *mereni_ammann_vykresleni.slx*
7. V modelu otevřít blok *Signal Builder*
8. V roletě *file* vybrat *import file* a zmáčknout na tlačítko *browse*. Vybrat soubor s koncovkou *.mat* (soubor vytvořený postupem 1 - 5)
9. V okně *Data to Import* zaškrtnout *select all* v roletě *placement for selected data* vybrat dle potřeby jednu z nabízených voleb a potvrdit tlačítkem *confirm selection*. Nakonec potvrdit tlačítkem *ok*
10. V roletě *axes* -> *change time range* lze nastavit různý časový rozsah pro zobrazení naměřených průběhů
11. V okně modelu připojit podle potřeby bloky pro vykreslení *Scope* a spustit simulaci.
12. *Signal Builder* s importovanými daty lze kopírovat a volně použít v jiných simulačních modelech.

Skript pro import dat a model pro vizualizaci připravil: Bc. Kobza Michal

9) Návod: Import dat z měření (experimentální stand) do Simulink

Návod pro import dat do prostředí Simulink

(importovat data ve formátu *.mat)

1. Spustit soubor s modelem *mereni_stend_data_loader.slx*
2. V modelu stisknout tlačítko: *Načti data do Signal Builderu*
3. Načíst soubor s daty. V okně možno zadat spoždění signálu na časové ose.
4. Do Signal Builderu se načtou průběhy veličin z importovaného souboru
 - Tlačítko *Vynuluj signály* v *Signal Builder* „*měřená data*“ vymaže dříve importované průběhy.
 - Tlačítko *Posuň signál* v *Signal Builderu* „*Měřená data*“ posune časovou osu importovaných záznamů o zadanou hodnotu.
5. Pro další práci s daty v Signal Builderu nutné blok zkopírovat

Data loader připravil: Ing Tomáš Panáček