



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

SIMULACE FUNKCE OBVODU PRO REKUPERACI ENERGIE

SIMULATION OF THE ENERGY RECOVERY CIRCUIT FUNCTION

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

ONDŘEJ KUBÍČEK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

prof. RNDr. Ing. JOSEF NEVRLÝ, CSc.

BRNO 2012

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav konstruování

Akademický rok: 2011/2012

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Ondřej Kubíček

který/která studuje v **bakalářském studijním**

programu obor: **Strojní inženýrství (2301R016)**

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:

Simulace funkce obvodu pro rekuperaci energie

v anglickém jazyce:

Simulation of the energy recovery circuit function

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Cílem bakalářské práce je analýza funkčnosti připravených algoritmů a matematického modelu užitím laboratorního zařízení v různých provozních režimech a následné zpřesnění matematických modelů s cílem optimalizovat proces rekuperace.

Cíle bakalářské práce:

Bakalářská práce musí obsahovat:

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

Forma práce: průvodní

zpráva Typ BP: analytická

Účel zadání: pro potřeby průmyslu

Seznam odborné literatury:

- NEVRLY J. 2011. Kinetic Energy Recovery at Heavy Cycle-rate Operating Commercial Motor Vehicles. Research report (in Czech). FSI VUT UK, Brno.
- NEVRLY J. 2005. Methodology of Modeling Fluid Power and Lubrication Systems. OWPW Wroclaw.
- POURMOVAHED A., BEACHLEY N. H., FRONCZAK F. J. March 1992. Modeling of Hydraulic Energy Regeneration System – Part I: Analytical Treatment. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 114/155.
- POURMOVAHED A., BEACHLEY N. H., FRONCZAK F. J. March 1992. Modeling of Hydraulic Energy Regeneration System – Part II: Experimental Program. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, , Vol. 114/160.
- Pivoňka J.: Tekutinové mechanismy
- Paciga A., Ivantyšin J.: Tekutinové mechanismy
- manuály Matlabu a Simulinku

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

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

V Brně, dne 16.11.2011

L.S.

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

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

ABSTRAKT

Bakalářská práce se zabývá návrhem a optimalizací matematického modelu pro simulaci rekuperace energie u hydrostatických systémů. Matematický model by měl spolu s experimentálním stendem sloužit k simulaci provozních podmínek vozidel využívajících hydrostatickou transmisi energie. Jedná se zejména o vozidla pro svoz komunálního odpadu, vozidla městské hromadné dopravy, či o těžké stavební stroje.

Práce shrnuje dosavadní pokusy při návrzích analytických modelů, popisuje funkci vytvořeného programu v MATLABU, a dále se věnuje analýze míry vlivu jednotlivých vstupních parametrů na výstup výpočtu.

KLÍČOVÁ SLOVA

matematicko-fyzikální model, rekuperace energie, hydraulika, experimentální stand, MATLAB

ABSTRACT

This bachelor thesis describes the design and optimization of a mathematical model for simulating the hydrostatic energy recovery systems. The mathematical model together with the experimental stand should be used to simulate the operating conditions of vehicles using the hydrostatic energy transmission. These include vehicles for collection of municipal waste, public transport vehicles, or for heavy construction machinery.

The paper summarizes the current efforts in the design of analytical models, describes the program developed in MATLAB, and is devoted to analyzing the influence of individual input parameters on the output calculation.

KEYWORDS

mathematical and physical model, energy recovery, hydraulics, experimental stand, MATLAB

BIBLIOGRAFICKÉ CITACE

KUBÍČEK, O. *Simulace funkce obvodu pro rekuperaci energie*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 48 s. Vedoucí bakalářské práce prof. RNDr. Ing. Josef Nevrlý, CSc..

PROHLÁŠENÍ O PŮVODNOSTI PRÁCE

Prohlašuji, že tuto bakalářskou práci na téma *Simulace funkce obvodu pro rekuperaci energie* jsem vypracoval samostatně pod vedením prof. RNDr. Ing. Josefa Nevrlého, CSc. a uvedl v seznamu všechny použité literární zdroje.

V Brně dne 24.05.201

Ondřej Kubíček

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat panu prof. RNDr. Ing. Josefu Nevrlému, CSc. za ochotu, trpělivost a odborné vedení při zpracování bakalářské práce.

OBSAH	
1 ÚVOD	12
2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ	13
2.1 Představení hydrostatického rekuperačního systému	13
2.2 Základní komponenty hydrostatického rekuperačního systému	13
2.2.1 Hydraulický akumulátor	13
2.2.2 Hydrogenerátor/hydromotor (HG/HM)	14
2.2.3 Setrvačnick	15
2.2.4 Zásobník	15
2.3 Vytvořené modely hydrostatického rekuperačního systému	16
2.3.1 Studie hydraulického hybridu – BUCHWALD P. a kol. 1979	16
2.3.2 Studie automobilu s hydraulickým rekuperačním systémem – PEIRONG Wu a kol. 1985	16
2.3.3 Simulace rekuperačního brzdového systému – VINT M. K. a GILMORE D. B. 1988	18
2.3.4 Simulace hydrostatického rekuperačního systému – Triet Hung HO a Kyoung Kwan AHN 2010	19
3 FORMULACE ŘEŠENÉHO PROBLÉMU A JEHO ANALÝZA	21
4 VYMEZENÍ CÍLŮ PRÁCE	22
5 NÁVRH METODICKÉHO PŘÍSTUPU K ŘEŠENÍ	23
5.1 Představení simulovaného rekuperačního systému	23
5.2 Volba programovacího prostředí	23
5.3 Popis jednotlivých částí programu	24
5.3.1 Tabulka vstupních hodnot	25
5.3.2 Definice vstupních parametrů systému	25
5.3.3 Řešič diferenciální rovnice	27
5.3.4 Funkce <i>vypocet_dy</i>	29
5.3.5 Výstupy programu	34
6 ANALÝZA A INTERPRETACE ZÍSKANÝCH VÝSLEDKŮ	35
6.1 Grafický výstup programu	35
6.1.1 Závislost otáček setrvačnicku na čase	36
6.1.2 Závislost tlaku na čase	36
6.1.3 Závislost momentu na čase	37
6.2 Citlivostní analýza	38
6.2.1 Vliv výtlačku hydrogenerátoru	39
6.2.2 Vliv objemu akumulátoru	40
6.2.3 Vliv počátečního natlakování akumulátoru	41
6.2.3.4 Zhodnocení citlivostní analýzy	42
7 ZÁVĚR	43
8 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	44
9 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN	46
10 SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ	47
11 SEZNAM TABULEK	48
12 SEZNAM PŘÍLOH	49

1 ÚVOD

Snaha po úspoře energie v automobilovém průmyslu je vlivem růstu cen fosilních paliv na trzích stále aktuálnějším tématem. Jednou z možností ušetření paliva je využití hybridních systémů pohonu, které umožňují využití více než jednoho druhu energie.

Jako perspektivní se, zejména u vozidel s vyšší hmotností, jeví ukládání kinetické energie, která by jinak byla mařena při brzdění, do energie tlakové, která se uskladní do hydraulických akumulátorů, a následně opětovně využije pro rozjezd vozidla. Nejvhodnější použití tohoto hydraulického rekuperačního systému je u automobilů s častým cyklem střídání rozjezdu a brzdění (např. vozidla pro svoz komunálního odpadu, městská hromadná doprava). Výhodou je nejen úspora paliva, ale i pomalejší opotřebování brzd a zlepšení jízdních vlastností (zejména akcelerace).

Pro návrh a následnou konstrukci je důležité porozumět procesům probíhajících uvnitř systému. K tomuto účelu je nejprve nutné vytvořit matematicko-fyzikální model, který bude zohledňovat co nejvíce působících parametrů v reálném provozu.

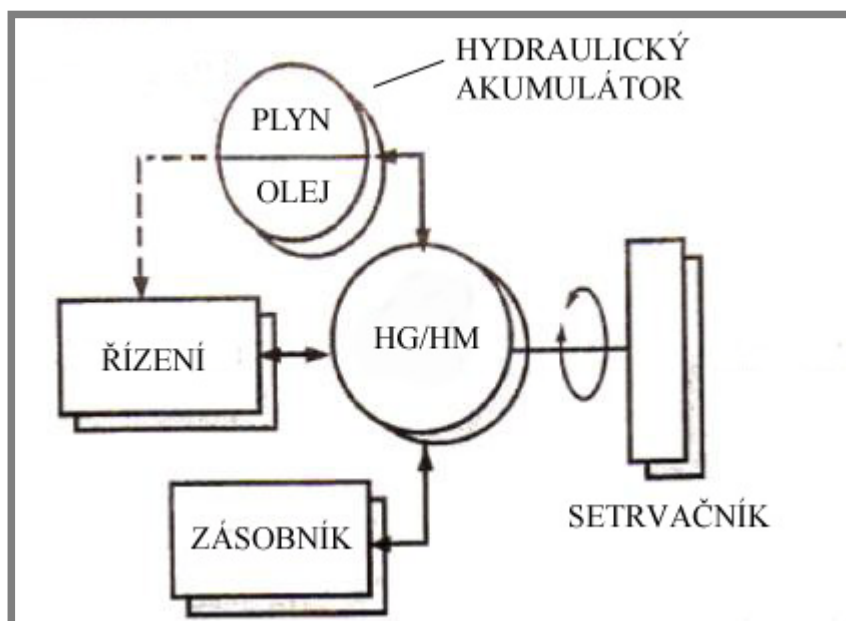
2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

2

2.1 Představení hydrostatického rekuperačního systému

2.1

Hydrostatický rekuperační systém slouží k obousměrné přeměně kinetické a tlakové energie. Skládá se z několika základních komponent. Těmi jsou hydraulický akumulátor, hydrogenerátor/hydromotor, zásobník, a setrvačnick, který slouží k simulování jízdních podmínek. Zjednodušené schéma je možno vidět na obr. 2.1



Obr. 2-1 Schéma hydrostatického rekuperačního systému [1]

2.2 Základní komponenty hydrostatického rekuperačního systému

2.2

2.2.1 Hydraulický akumulátor

2.2.1

Hydraulický akumulátor je hydrostatické zařízení, které umožňuje uložit energii přenášenou v kapalině, po určité době ji skladovat, a v případě potřeby ji následně opět vracet do systému. Princip spočívá ve vytvoření dvou vzájemně oddělených pracovních částí uvnitř tlakové nádoby, z nichž jedna je tvořena plynem a druhá kapalinou (obvykle olejem). Tlaková energie kapaliny se v zásobníku přemění na deformační energii stlačeného plynu a tato se ve vhodný okamžik přemění zpět na energii tlakovou (princip funkce viz obr. 2-2). Dle dělicí přepážky rozlišujeme akumulátory na pístové, vakové, membránové a speciální. Při návrhu experimentálního stendu bude využito akumulátorů pístových, které umožňují provádění přesnějších měření než akumulátory vakové.

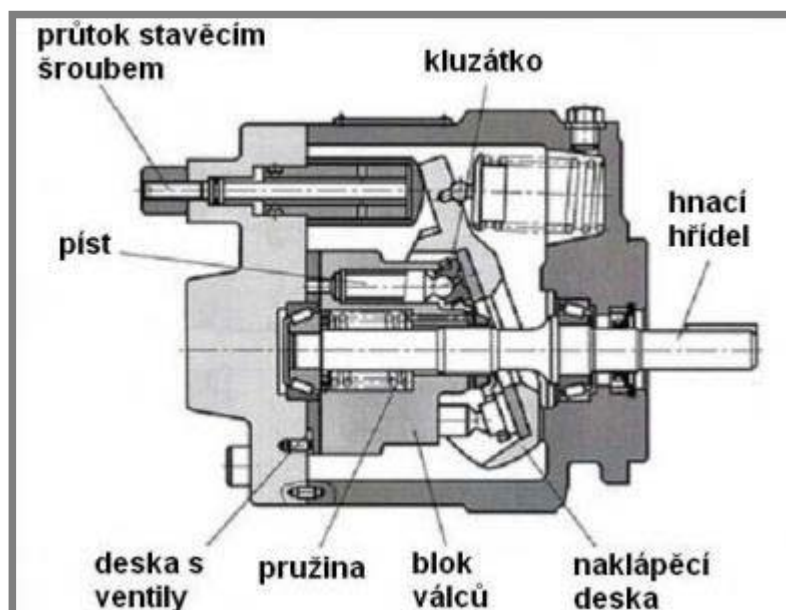


Obr. 2-2 Princip hydraulického akumulátoru (vakového) [8]

2.2.2 Hydrogenerátor/hydromotor (HG/HM)

HG/HM (též hydrostatický převodník) je hydraulický prvek, který v systému slouží k transformaci kinetické energie rotujícího hřídele na tlakovou energii kapaliny a obráceně. V prvním případě se jedná o práci v režimu hydrogenerátoru (režim HG), v případě přeměny tlakové energie na rotační pohyb hřídele pracuje převodník v režimu hydromotoru (režim HM).

Dle konstrukce se HG/HM dělí na zubové, lamelové a pístové. V našem případě budeme využívat axiální pístový HG/HM s naklápěcí deskou (viz obrázek obr. 2-3), která slouží k regulaci zdvihového objemu převodníku.

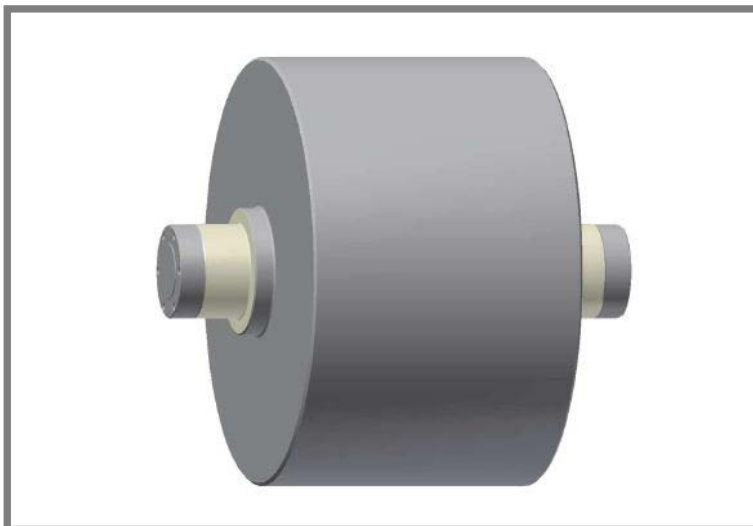


Obr. 2-3 Schéma axiálního pístového hydrogenerátoru [9]

2.2.3 Setrvačnick

2.2.3

Setrvačnick je rotační zařízení, které v systému zastupuje kinetickou energii, již disponuje pohybující se hybridní vozidlo. Slouží k simulaci reálných jízdních podmínek. Na setrvačnick použitý v experimentálním stendu nejsou kladeny speciální tvarové požadavky, cílem je zejména jeho levná a snadná vyrobiteľnosť.



Obr. 2-4 3D model setrvačnicku [4]

2.2.4 Zásobník

2.2.4

Zásobník je nízkotlaká nádrž, která se do systému zařazuje z důvodu zabránění kavitace u jednotky HG/HM. Slouží též k odvodu lekáže z obvodu. Důležitými parametry u nízkotlakého zásobnicku jsou zejména jeho objem a pracovní tlak, který by měl vyšší než 308 kPa.



Obr. 2-5 Nízkotlaký zásobník [10]

2.3 Vytvořené modely hydrostatického rekuperačního systému

Energetická krize, způsobená ropnými šoky v 70. letech 20. století, znamenala značné zvýšení zájmu o možné využití rekuperace ke snížení závislosti na fosilních palivech. Níže je uveden stručný přehled vybraných výzkumných studií a jejich výsledků, které byly v minulosti ve světě provedeny. Pozornost bude zaměřena především na použité matematicko-fyzikální modely.

2.3.1 Studie hydraulického hybridu – BUCHWALD P. a kol. 1979

Studie byla zaměřena na implementaci rekuperačního systému do městského autobusu s cílem dosažení co největší úspory paliva. Pro řízení systému byla zvolena řídicí strategie zapnuto/vypnuto (on/off control), kdy je při akceleraci vozidla využito nejprve pouze hydromotor, a až po vyčerpání tlakové energie v hydraulickém akumulátoru dochází k zapojení spalovací pohonné jednotky. Oproti jiným zvažovaným variantám má tato strategie výhodu ve své relativní jednoduchosti při zachování dostatečné účinnosti provozu.

Pro simulaci chodu byl vyvinut matematický model využívající vztahy z Wilsonovy teorie [12], kdy účinnost HG byla vyjádřena rovnicí:

$$\eta_{pump} = \frac{p \left[\omega \cdot DP - \frac{1}{2} c_s \frac{p}{\mu} (DP_{max} - DP) \right]}{p \cdot DP \cdot \omega + \frac{1}{2} \omega \cdot (\omega \cdot c_d \cdot \mu + c_f \cdot p) \cdot (DP_{max} + DP)} \quad (2.1)$$

účinnost HM rovnicí:

$$\eta_{motor} = \frac{p \cdot DP \cdot \omega + \frac{1}{2} \omega \cdot (\omega \cdot c_d \cdot \mu + c_f \cdot p) \cdot (DP_{max} + DP)}{p \left[\omega \cdot DP - \frac{1}{2} c_s \frac{p}{\mu} (DP_{max} - DP) \right]} \quad (2.2)$$

a účinnost akumulátoru vztahem:

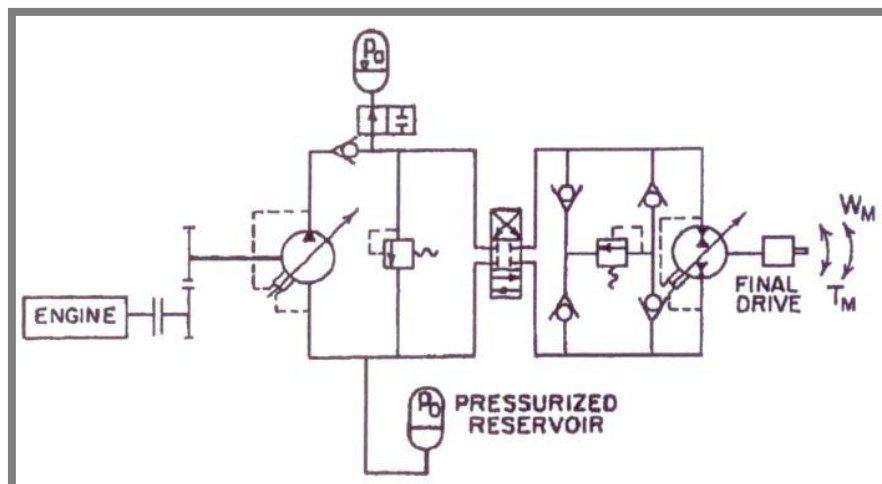
$$\eta_{ak} = \frac{E_{out}}{E_{in}} \quad (2.3)$$

kde η_{ak} je účinnost akumulátoru, E_{out} výstupní energie a E_{in} vstupní energie akumulátoru.

Prototyp autobusu byl provozován v Kodani po dobu 6 měsíců, a povedlo se dosáhnout úspory paliva mezi 25-30% oproti běžnému modelu bez rekuperace [1].

2.3.2 Studie automobilu s hydraulickým rekuperačním systémem – PEIRONG Wu a kol. 1985

Další studie zabývající se problematikou rekuperace využívala systém skládající se z běžného motoru, dvou jednotek HG/HM a hydropneumatického akumulátoru. Viz schéma na obr. 2-6.



Obr. 2-6 Schéma rekuperačního systému [1]

Pro modelování tohoto systému byla vytvořena počítačová second by second (průběžná) simulace při splnění podmínek federálního městského cyklu (FUDC), jejímž cílem bylo sledování pracovních stavů jednotlivých komponent, určení výkonu a celkové energetické bilance rekuperačního systému. Předlohou pro tvorbu simulace bylo vozidlo o hmotnosti 1360 kg se silničním zatížením daným rovnicí:

$$F = 107,1 + 2,678v + 0,413v^2 + 4,53 \cdot 10^{-4}v^3 \quad (2.4)$$

kde F je síla působící na kola za jízdy a v je rychlost vozidla.

Výsledky simulace byly použity k optimalizaci rekuperace a posloužily jako podklad pro další postupy v oblasti. Výstupy simulace jsou shrnuty v tabulce Tab. 2-1.

Energy Consumption in Engine	4543 kJ
Energy Recovered in Regenerative Braking	1995 kJ
Road Load Plus Acceleration Energy	4821 kJ
Energy Losses in Friction Braking	195 kJ
Energy Losses in Pump	265 kJ
Energy Losses in P/M Unit	720 kJ
Energy Losses in Front Gear Box	88 kJ
Energy Losses in Final Drive	203 kJ
Energy Losses for Servo System of Pump and P/M Unit	17 kJ
Energy Losses for Boost	4 kJ
Energy Losses for Engine Starting	8 kJ
Energy Losses in Accumulator	121 kJ
Energy Increase in Accumulator Stored Energy	98 kJ
Fuel Consumption	20.98 km/l
On-off Times of Accumulator	6
On-Off Times of Engine	22
Changes of Final Drive Ratio	39

Tab.2-1 Výstupy second by second simulace [1]

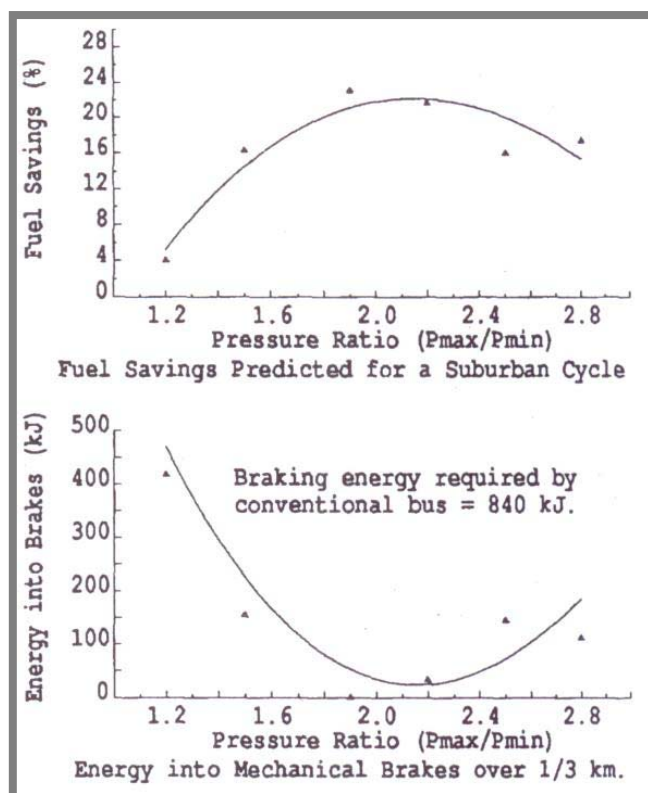
Následně byly provedeny další simulace, při různých nastaveních jednotlivých parametrů a ukázalo se, že klíčovým prvkem pro dosažení vysoké efektivity rekuperace je zejména správná volba HG/HM. Při použití nových prototypů HG/HM bylo dosaženo o 20% většího dojezdu než při použití běžně dostupných HG/HM jednotek [1].

2.3.3

2.3.3 Simulace rekuperačního brzdového systému – VINT M. K. a GILMORE D. B. 1988

Ve studii byla pozornost opět upřena na využití rekuperace u vozidla městské hromadné dopravy, a to u 10 tunového autobusu Leyland Panther.

Při modelování tohoto systému se ukázal značný vliv tlakového poměru u hydraulických akumulátorů na úsporu paliva autobusu. Jedná se o podíl maximálního a minimálního tlaku vyskytujícího se v akumulátoru během jízdy. Tento vliv je znázorněn na obr. 2-7

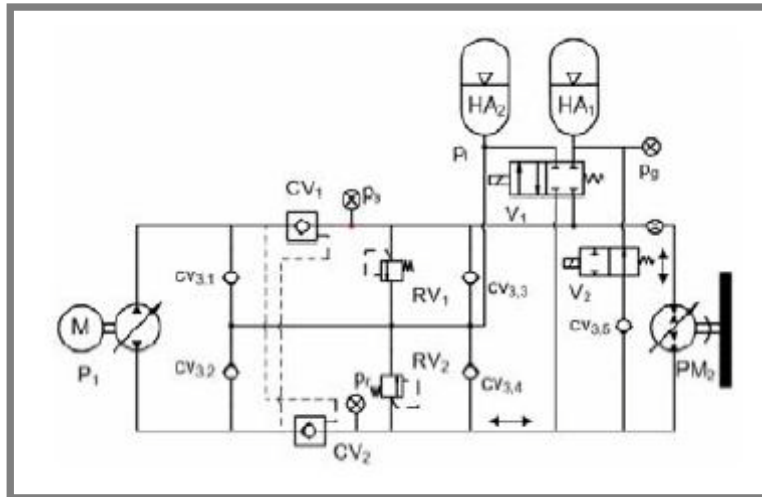


Obr. 2-7 Vliv tlakového poměru na úsporu paliva a brzdovou energii na maloměstském cyklu pro HG/HM s výtlačkem 250 cm³/ot a 100 l akumulátor [1]

Optimálním tlakem z hlediska úspory paliva pro daný případ se ukázal být tlakový poměr 2,2. Při tomto poměru došlo k ušetření 20% pohonných hmot [1].

2.3.4 Simulace hydrostatického rekuperačního systému – Triet Hung HO a Kyoung Kwan AHN 2010

V této studii byl na základě matematických vztahů pro jednotlivé prvky rekuperačního systému vytvořen analytický model systému s uzavřeným oběhem, který se skládá ze dvou hydraulických akumulátorů (vysokotlakého a nízkotlakého), jednotky HG/HM a setrvačnicku pro simulaci kinetické energie vozidla. Schéma systému je na obr. 2-8.



Obr. 2-8 Schéma hydrostatického převodového systému s rekuperací energie [6]

Pro popis účinnosti jednotky HG/HM byly ve studii použity níže uvedené vztahy:

objemová účinnost v režimu HM:

$$\eta_{vM} = \frac{\alpha \cdot D_{max} \cdot \omega}{\alpha \cdot D_{max} \cdot \omega + Q_{loss}} \quad (2.5)$$

momentová účinnost v režimu HM:

$$\eta_{tM} = \frac{\alpha \cdot D_{max} \cdot \Delta p - T_{loss}}{\alpha \cdot D_{max} \cdot \Delta p} \quad (2.6)$$

Momentová účinnost v režimu HG:

$$\eta_{tP} = \frac{\alpha \cdot D_{max} \cdot \Delta p}{\alpha \cdot D_{max} \cdot \Delta p + T_{loss}} \quad (2.7)$$

Objemová účinnost v režimu HG:

$$\eta_{vP} = \frac{(Q_i - Q_{loss})}{Q_i} \quad (2.8)$$

kde α je část maximálního posuvu HG/HM
 D_{max} je maximální posuv HG/HM na radián

ω je úhlová rychlost

Δp je rozdíl tlaků na HG/HM

Q_{loss} je součet objemových ztrát

T_{loss} je součet momentových ztrát

Výsledky zjištěné modelem naznačily, že systém má potenciál zpětného využití 32 % až 66 % dodané energie v závislosti na posuvu HG/HM. Větší část maximálního posuvu HG/HM koresponduje s vyšší účinností [6].

3 FORMULACE ŘEŠENÉHO PROBLÉMU A JEHO ANALÝZA

3

Pro konstrukci experimentálního stendu a následném prováděném měření na něm, je důležitou částí vytvoření matematicko-fyzikálního modelu, jehož cílem bude co nejlepší shoda numericky vypočítaných výstupů s reálně naměřenými daty.

Experimentální stand byl již v nedávné minulosti na půdě Fakulty strojního inženýrství Vysokého učení technického v Brně zkonstruován. Jednalo se o systém pracující v otevřeném hydraulickém oběhu, který byl určen pro matematické modelování dynamiky systému. Zmíněný stand je možno vidět na obr. 3-1.



Obr. 3-1 Experimentální stand [4]

V nynější době již probíhá práce na vývoji stendu nového, který by měl sloužit k řešení současných výzev v oblasti problematiky hydrostatických rekuperačních systémů.

Matematicko-fyzikální model, jeho analýza a následný návrh počítačového simulačního programu, jež jsou hlavním předmětem této práce, vychází z dříve publikovaných děl [2] a [3] A. Pourmovaheda a práce [7] Nevrlého a Nykodýma. Dalším hlavním podkladem pro tvorbu výpočtového modelu byla práce [5] D. R. Otise.

4 4 VYMEZENÍ CÍLŮ PRÁCE

Cílem této práce je sestavení a optimalizace výpočtového počítačového programu s přidaným popisem jeho funkce. Výstupem bude sestava grafů udávajících závislosti jednotlivých sledovaných proměnných na čase s cílem přiblížit se co nejvíce výsledkům následného skutečného měření.

Jelikož nový experimentální stend v době tvorby výpočtového programu ještě nebyl hotov, budou jím dodané výstupy porovnávány s výsledky, kterých dosáhli měření autoři Pourmovahed a kol. ve svém experimentálním programu [3].

Po zprovoznění experimentálního stendu na něm v laboratoři budou prováděna měření mechanických a energetických veličin. Tato měření budou následně sloužit pro simulaci procesů, které se odehrávají v reálných vozidlech využívajících hydrostatický rekuperační systém.

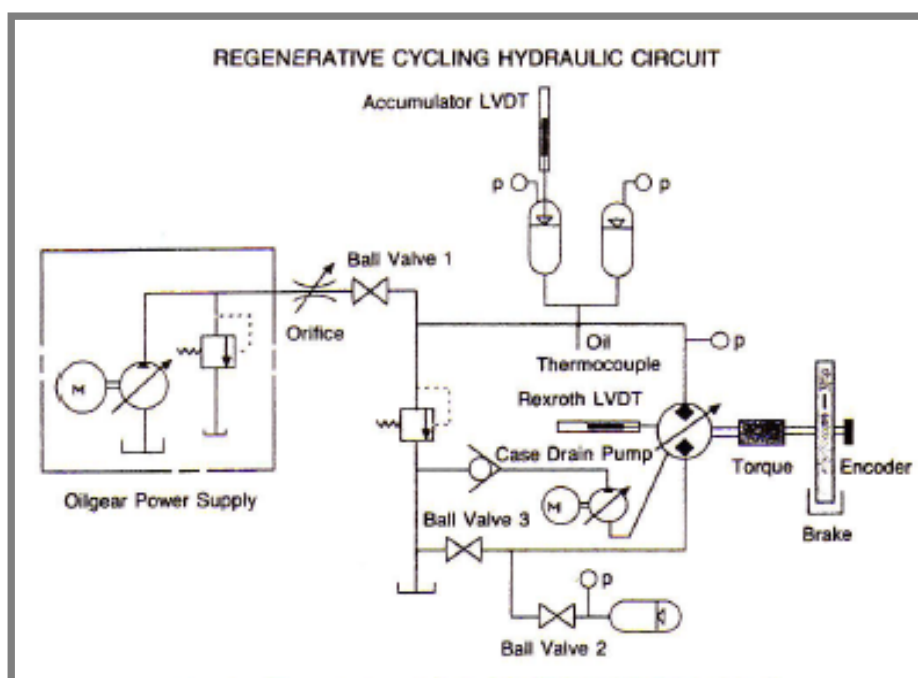
Za pomoci sestaveného programu bude též vytvořena citlivostní analýza, jejímž úkolem bude předběžné zjištění vlivu vybraných vstupních parametrů hydrostatického rekuperačního systému na jeho výstupy.

5 NÁVRH METODICKÉHO PŘÍSTUPU K ŘEŠENÍ

5.1 Představení simulovaného rekuperačního systému

Počítačový simulační program, který bude popsán v následujících kapitolách, vychází ze systému, jehož schéma je zobrazeno na obr. 5-1, a který byl předmětem zkoumání práce [3]. Tento systém je složen ze dvou hydraulických akumulátorů plněných pěnou, pístového regulačního hydrogenerátoru, nádrže a setrvačníku. Podle [3] byla během série experimentů energie opakovaně převáděna mezi hydraulickými akumulátory a setrvačníkem pomocí hydrogenerátoru (HG/HM), tj. obousměrným hydrostatickým převodníkem.

Energie pro počáteční nabití akumulátoru byla dodána hydraulickým agregátem o výkonu 36,3 kW. Pojistný ventil u napájení byl nastaven na cca 21,4 MPa tak, aby byl zajištěn maximální tlak v akumulátorech při jejich nabíjení. Kulový ventil č. 1 a vstupní otvor oddělující tlakový zdroj od zbytku okruhu. Dva pístové akumulátory typu Parker, oba dva model No. A6RO462B69E, jsou dimenzovány na 20,7MPa. Více informací o těchto akumulátorech je uvedeno Baumem (1987). Zbytek obvodu se sestává ze dvou kulových ventilů a 38 litrového akumulátoru používaného jako tlaková nádrž. Oba akumulátory byly naplněny elastomerní pěnou během všech zkoušek. Jeden akumulátor obsahoval 762 gramů pěny a druhý obsahoval 734 gramů pěny. Jednotka HG/HM se zdvihovým objemem 107 cm³ na otáčku, pracovala s úhlem naklonění naklápací desky 20° z možného maximálního úhlu naklonění 25°.



Obr. 5-1 Schéma simulovaného rekuperačního systému [3]

5.2 Volba programovacího prostředí

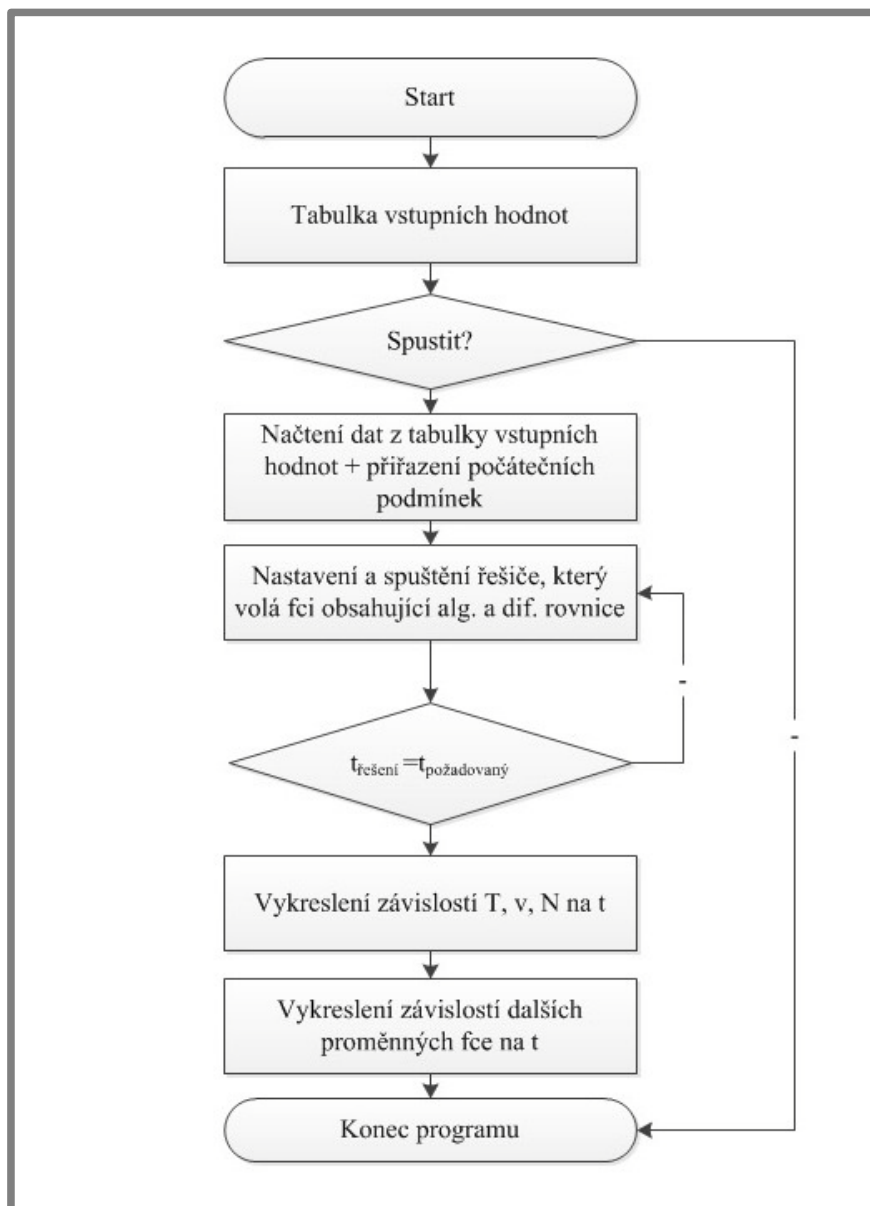
Pro vytvoření výpočtového programu byl zvolen programovací jazyk MATLAB od společnosti MathWorks. Jeho výhodou oproti programovacím jazykům typu C,C++, či Fortran je implementace výpočetních funkcí pro řešení soustav

diferenciálních rovnic. Jejich řešení je potřebné pro určení hlavních sledovaných proměnných analytického modelu. Další výhodou je snadné grafické znázornění vzájemných závislostí jednotlivých veličin.

Pro MATLAB a jeho platformu Simulink také existuje rozšiřující soubor skriptů a modelů ADVISOR (ADvanced Vehicle SimulatOR), s vlastním grafickým uživatelským prostředím, který v sobě zahrnuje funkce využívané pro simulaci jízdních vlastností vozidel. ADVISOR ve verzi 2002 se úspěšně využívá pro modelování jízdních parametrů u klasických i hybridních vozidel, nicméně pro simulaci hydraulických hybridních automobilů tato verze neobsahuje obecně použitelný model.

5.3 Popis jednotlivých částí programu

V této kapitole bude popsána struktura a funkce simulačního programu, jehož vývojový diagram je na obr. 5-2.



Obr. 5-2 Vývojový diagram simulačního programu

5.3.1 Tabulka vstupních hodnot

Aby bylo možno snadno měnit vstupní parametry programu, byla pomocí matlabovské funkce *uitable* vytvořena tabulka (viz obr. 5-3), která toto umožňuje. Tabulka zahrnuje název daných vstupních veličin, jejich značku, jednotku a hodnotu, kterou uživatel může jako jedinou měnit. Po ukončení editace uživatel tlačítkem *Spustit* přechází k další volbě, kterou je vykreslení grafů zobrazující závislost sledovaných proměnných na čase, případně vytvoření excelovského dokumentu s numericky vyjádřenými daty průběhu, které je možné využít pro další práci.

	Název veličiny	Značka	Hodnota	Jednotka	Puvodni hodnota
1	merna tepelna kapacita peny	cf	2300	[J/kgK]	2300
2	hmotnost peny	mf	1.4960	[kg]	1.4960
3	hmotnost plynu	mg	1.2130	[kg]	1.2130
4	univerzalni plynova konstanta	Rm	8.3145	[J/K mol]	8.3145
5	teplotni casova konstatna	tau	300	[s]	300
6	teplota steny zasobniku	Tw	302	[K]	302
7	relativni atomova hmotnost dusiku	ArN	14.0670	[-]	14.0670
8	molarni hmotnost dusiku	M_N2	0.0281	[kg/mol]	0.0281
9	polytropicky exponent	polytrop_exp	1.4000	[-]	1.4000
10	pocatecni hodnota merne tepelne kapa...	cv	765	[J/kgK]	765
11	konstanta "a" BWR rovnice	a	2.5400	[-]	2.5400
12	konstanta "b" BWR rovnice	b	0.0023	[-]	0.0023
13	konstanta "c" BWR rovnice	c	73790	[-]	73790
14	konstanta "A0" BWR rovnice	A0	106.7300	[-]	106.7300
15	konstanta "B0" BWR rovnice	B0	0.0407	[-]	0.0407
16	konstanta "C0" BWR rovnice	C0	816400	[-]	816400
17	konstanta "alfa" BWR rovnice	alfa	1.2720e-04	[-]	1.2720e-04
18	konstanta "gama" BWR rovnice	gama	0.0053	[-]	0.0053
19	ekvivalentni delka hadic	L	11.9600	[m]	11.9600
20	vnitřni prumer hadic	D0	0.0250	[m]	0.0250
21	hustota oleje	ro	869	[kg/m3]	869
22	naklon osy	alfa0	20	[°]	20
23	max. naklon osy	alfa0max	25	[°]	25
24	zdvihovy objem HG/HM na otacku	D	107	[cm3/otacka]	107
25	pocatecni natlakovani akumulatoru	pg	20.7900	[MPa]	20.7900
26	pocatecni tlak v rezervoaru	p_tank	394	[kPa]	394
27	objem akumulatoru	V	15.2710	[l]	15.2710
28	kinematicka viskozita oleje	ny	6.0000e-05	[m²/2/s]	6.0000e-05
29	moment setrvacnosti setrvacniku	I	3.9800	[kg m2]	3.9800
30	koeficient treni	f	0.0048	[-]	0.0048

Obr. 5-3 Tabulka vstupních hodnot

5.3.2 Definice vstupních parametrů systému

Tato podkapitola se zabývá popisem jednotlivých konstant a proměnných vyskytujících se v programu. Jejich počáteční velikosti, které se při spuštění v tabulce hodnot defaultně nastaví, vycházejí z provedeného testu č. 1 v [3].

Konstanty tepelného výpočtu hydraulických akumulátorů:

Měrná tepelná kapacita pěny c_f - v programu vystupuje jako konstanta cf . Její hodnota je $2300 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ [1]. Elastomerní pěna v akumulátoru působí jako „odvadč tepla“, který dovoluje přestup tepelné energie mezi plynem a pěnou s velmi malým rozdílem teplot. Velikost plochy dostupné k přenosu tepla minimalizuje tvorbu entropie a zvyšuje účinnost akumulátoru. Pěna též izoluje plyn od stěny akumulátoru, čímž jsou sníženy tepelné ztráty.

Hmotnost pěny m_f a hmotnost plynu m_g - v programu vystupují jako konstanty *mf* a *mg*. Hmotnost pěny v obou akumulátorech je 1,496 kg. Hmotnost plynu (dusíku) v akumulátorech je 1,213 kg.

Univerzální plynová konstanta R - v programu pod označením *R*. Jde o fyzikální konstantu ze stavové rovnice ideálního plynu. Její velikost je $8,31447 \text{ J} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{mol}^{-1}$.

Teplotní časová konstanta τ - v programu značená jako *tau*. Teplotní časová konstanta má hodnotu 300 s. Při rychlých změnách tlaků plynu v akumulátoru vykazuje použití rovnice pro polytropický děj značnou nepřesnost. Experimentálně zjištěna teplotní časová konstanta se ukázala být vhodnou náhradou, která nepřesnosti značně snižuje. Jejím významem se zabývá práce [5] D. R. Otise.

Teplota stěny zásobníku T_w - v programu označena *Tw*. Její počáteční velikost je 302 K.

Relativní atomová hmotnost A_r a molární hmotnost M dusíku - v programu označeny *ArN* a *M_N2*. Relativní atomová hmotnost je podíl klidové hmotnosti atomu a atomové hmotnostní konstanty, její velikost pro dusík je 14,0670, jedná se o bezrozměrnou veličinu. Molární hmotnost dusíku má velikost 0,028134 kg/mol.

Polytropický exponent n - v programu označen jako *n*. Jeho hodnota pro dusík je 1,4.

Měrná tepelná kapacita plynu c_v - v programu pod označením *cv*. Je funkcí teploty a tlaku plynu, ale při použití pěnou plněného akumulátoru jsou její změny menší než 2%, proto mohla být použita střední hodnota $765 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ [3]. Pro běžné akumulátory (bez pěny) však mohou být změny c_v významné a musí být zohledněny při výpočtu. Výpočtem měrné tepelné kapacity při použití v běžných akumulátorech se zabývá práce [5] D. R. Otise.

Konstanty Benedict-Webb-Rubinovy (BWR) rovnice

V programu se nacházejí pod názvy *a*, *b*, *c*, *A0*, *B0*, *C0*, *alfa*, *gama*. BWR rovnice (5.1) nahrazuje stavovou rovnici ideálního plynu a využívá se k určení stavu plynu reálného. Reprezentuje vzájemný vztah tlaku, měrného objemu a teploty. Hodnoty konstant BWR rovnice pro dusík je možno nalézt v [13].

$$p = \frac{R \cdot T}{v} + \frac{B_0 \cdot R \cdot T - A_0 - \frac{C_0}{T^2}}{v^2} + \frac{b \cdot R \cdot T - a}{v^3} + \frac{a \cdot \alpha}{v^6} + \frac{\left[c \left(1 + \frac{\gamma}{v^2} \right) \cdot e^{-\frac{\gamma}{v^2}} \right]}{v^3 T^2} \quad (5.1)$$

Konstanty hydraulického systému:

Ekvivalentní délka hadic L a jejich vnitřní průměr D_0 - v programu pod označením *L* a *D0*. Ekvivalentní délka hadic pro testovaný systém byla zvolena 11,96 m. Vnitřní průměr hadic je 0,025 m. Délka a průměr ovlivňují ztráty v hadicích.

Hustota oleje ρ - označena jako *ro*. Olej použitý při testu měl hustotu 869 kg/m^3 .

Náklon osy naklápěcí desky α_0 – značen jako *alfa0*. Při testu byl použit náklon 20° . Sklon naklápěcí desky určuje zdvihový objem HG/HM.

Maximální náklon osy naklápěcí desky α_{0max} – značen jako *alfa0max*. Tato veličina je daná konstrukcí a typem HG/HM. Maximální náklon osy naklápěcí desky pro daný převodník byl 25° .

Zdvhový objem HG/HM na otáčku D – v programu značen jako D . Zdvhový objem udává množství oleje, které písty HG/HM vytlačí za jednu otáčku. Použitý hydraulický převodník měl zdvihový objem $107\text{cm}^3/\text{otáčka}$.

Tlak plynu v akumulátoru p_g – v programu označeno pg . Před začátkem měření se vysokotlaký akumulátor pomocí hydrogenerátoru natlakuje na požadovanou hodnotu, v případě provedeného testu se jednalo o $20,79\text{ MPa}$.

Tlak v nízkotlakém zásobníku p_{tank} – v programu označeno p_{tank} , počáteční velikost pro daný test byla 394 kPa .

Objem akumulátoru V – v programu označeno jako V . Udává velikost celkové objemu vysokotlakých akumulátorů. Celkový objem akumulátorů byl $15,271\text{ l}$.

Kinematická viskozita ν – v programu označena jako ν . Její velikost pro olej použitý v systému je $6 \cdot 10^{-5}\text{ m}^2\text{s}^{-1}$. Viskozita charakterizuje vnitřní tření kapaliny a ovlivňuje objemovou a momentovou účinnost jednotky HG/HM.

Konstanty mechanického systému:

Moment setrvačnosti setrvačnicku I – v programu označeno jako I . Pro setrvačnick použitý v testu byla jeho hodnota $3,98\text{ kg}\cdot\text{m}^2$

Koeficient tření f – v programu označen jako f . Velikost koeficientu tření je $0,0048$.

5.3.3 Řešič diferenciální rovnice

Pro vykreslení požadovaných grafů závislostí otáček setrvačnicku, měrného objemu a teploty plynu na čase, je nutné najít řešení soustavy tří diferenciálních rovnic uvedených níže.

a) Energetická rovnice pro plyn (5. 2). Může být integrována k predikci teploty plynu a průběhu tlaku v procesu nebo cyklu.

$$\left[1 + \frac{m_f c_f}{m_g c_v}\right] \cdot \frac{dT}{dt} = \frac{T_w - T}{\tau} - \frac{1}{c_v} \left\{ \frac{RT}{v} \left(1 + \frac{b}{v^2}\right) + \frac{1}{v^2} \left(B_0 RT + \frac{2C_0}{T^2}\right) - \frac{2c}{v^3 T^2} \left(1 + \frac{\gamma}{v^2}\right) e^{-\frac{\gamma}{v^2}} \right\} \frac{dv}{dt} \quad (5. 2)$$

Pro použití rovnice v řešiči je potřebné osamostatnit diferenciální člen $\frac{dT}{dt}$. Člen $\frac{dv}{dt}$ můžeme dle rovnice (5.4) vyjádřit též jako $-\frac{Q_a}{m_g}$. Energetická rovnice pro plyn (5. 3) tedy po úpravě vypadá takto

$$\frac{dT}{dt} = \left[1 + \frac{m_f c_f}{m_g c_v} \right]^{-1} \left[\frac{T_w - T}{\tau} - \frac{1}{c_v} \left\{ \frac{RT}{v} \left(1 + \frac{b}{v^2} \right) + \frac{1}{v^2} \left(B_0 RT + \frac{2C_0}{T^2} \right) - \frac{2c}{v^3 T^2} \left(1 + \frac{\gamma}{v^2} \right) e^{-\frac{\gamma}{v^2}} \right\} \cdot \left(-\frac{Q_a}{m_g} \right) \right] \quad (5.3)$$

b) *Rovnice kontinuity*. Vyjadřuje rovnost skutečného průtoku hydraulické kapaliny opouštějící hydrogenerátor s průtokem stlačeného plynu z hydraulického akumulátoru. Její integrací můžeme zjistit průběh měrného objemu v závislosti na čase.

$$Q_a = -m_g \cdot \frac{dv}{dt} \quad (5.4)$$

Rovnici opět z důvodu následného využití v řešiči převedeme na tvar

$$\frac{dv}{dt} = -\frac{Q_a}{m_g} \quad (5.5)$$

c) *Rovnice pohybu*. Její integrací můžeme zjistit průběh otáček na čase.

$$\frac{dN}{dt} = \frac{(T_f - T_a)}{2\pi I} \quad (5.6)$$

Pro výpočet tří výše uvedených rovnic použijeme matlabovský řešič rovnic *ode23tb* který cyklicky volá funkci *vypocet_dy* (její struktura bude popsána v dalších kapitolách), jejímž výstupem je vektor o třech řádcích a jednom sloupci. V jednotlivých řádcích vektoru jsou pravé strany rovnic (5.3), (5.5) a (5.6).

Vstupním parametrem řešiče jsou kromě diferenciální funkce také časové rozpětí *tspan*, v jakém požadujeme sledovat průběhy daných veličin, a počáteční podmínky systému. Velikost časového rozpětí byla zvolena 100s. Za počáteční podmínky byly uvedeny tři veličiny označené jako *T0*, *v0* a *N0*, jejich velikosti jsou uvedeny níže

Počáteční teplota T0 - shodná s teplotou okolního prostředí, její hodnota je 302K.

Počáteční měrný objem v0 –

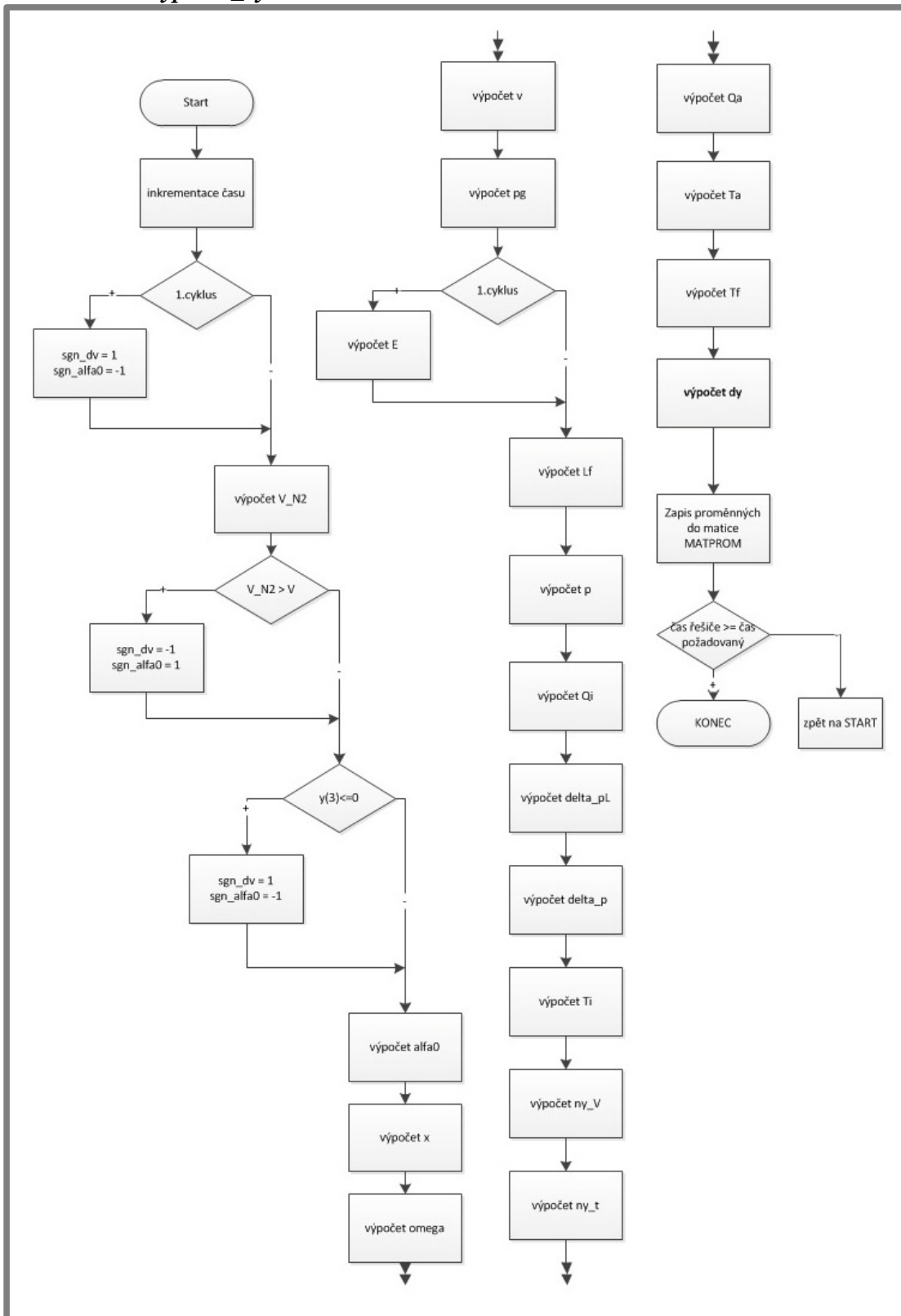
$$v_0 = \frac{V_{N_2}}{m_g} \quad (5.7)$$

kde V_{N_2} se určí dle vztahu

$$V_{N_2} = \frac{nRT_0}{p_g} \quad (5.8)$$

Počáteční otáčky setrvačnicku N0 – za *N0* byla zvolena hodnota 1 ot/min

Po doplnění prázdného parametru *options* (k výpočtu není třeba specifikovat další kritéria) a definování vstupních proměnných funkce *vypocet_dy*, je již možné řešič použít k výpočtu.

5.3.4 Funkce *vypocet_dy*Obr. 5-4 Vývojový diagram funkce *vypocet_dy*

Mezi vstupy funkce *vypocet_dy*, jejíž vývojový diagram je na obr.5-4, patří nezávislá proměnná t (čas), vektor závislých proměnných y , a dále vybrané veličiny zadané z tabulky vstupních hodnot. Výstupem funkce je pak tříprvkový vektor diferenciálních rovnic, se kterými následně počítá řešič *ode23tb*. Pro určení tohoto vektoru musí uvnitř funkce dojít k výpočtu níže uvedených algebraických rovnic. Jejich odvozením a bližší analýze se věnuje práce [2]. Jednotlivé proměnné programu jsou v textu níže, pro lepší přehlednost, psány pomocí svých skutečných značek. Dále je třeba zdůraznit, že veličiny T , v a N , jsou závislé proměnné, které vystupují ve funkci jako prvky řádkového vektoru y

kde	T je teplota	ve funkci značená jako $y(1)$
	v je měrný objem	ve funkci značený jako $y(2)$
	N jsou otáčky	ve funkci značené jako $y(3)$

Určení stavu akumulátoru

Pro zjištění aktuálního objemu plynu v akumulátoru využijeme následující rovnici

$$V_{N2} = v \cdot m_g \quad (5.9)$$

Určení režimu jednotky HG/HM

Pro určení režimu HG/HM byly v programu vytvořeny dva rozhodovací bloky.

a) Pokud je objem plynu v akumulátoru roven nebo větší objemu nádoby ($V_{N2} \geq V$), tzn., v akumulátoru se nenachází žádný olej, pak nastává přechod do režimu HG. Režim HG je dle [2] definován následovně

$$\begin{aligned} \text{sgn}(dV) &= -1 \\ \text{sgn}(\alpha_0) &= 1 \end{aligned}$$

b) Pokud jsou otáčky setrvačnicku menší nebo rovny nule ($N \leq 0$), tzn., došlo k přenesení veškeré kinetické energie setrvačnicku do tlakové energie akumulátoru, pak nastává přechod do režimu HM. Režim HM je dle [2] definován následovně

$$\begin{aligned} \text{sgn}(dV) &= 1 \\ \text{sgn}(\alpha_0) &= -1 \end{aligned}$$

Po určení režimu HG/HM pokračuje výpočet programu následujícím způsobem

Určení podílové části maximální kapacity jednotky HG/HM

$$x = \frac{\text{sgn}(\alpha_0) \cdot \sin(\alpha_0)}{\sin(\alpha_{0\max})} \quad (5.10)$$

Určení úhlové rychlosti

$$\omega = 2\pi \cdot N \quad (5.11)$$

Tlak plynu v akumulátoru je funkcí teploty plynu a měrného objemu určeného z BWR rovnice

$$p_g = \frac{R \cdot T}{v} + (B_0 R T - A_0 - C_0 / T^2) / v^2 + (b R T - a) / v^3 + a \alpha / v^6 + \left(c(1 + \gamma / v^2) e^{-\frac{\gamma}{v^2}} \right) / v^3 T^2 \quad (5.12)$$

Energie vstupující do akumulátoru za 1 cyklus

$$E = p_g V_{N_2}^n \quad (5.13)$$

Velikost proměnné E je prozatím konstantní, v další fázi vývoje programu však na ní bude muset být zahrnut vliv *obousměrné účinnosti* η_{rt} která se určí ze vztahu

$$\eta_{rt}(i) = \left(\frac{N_p(i+1)}{N_p(i)} \right)^2 \quad (5.14)$$

pro dva po sobě jdoucí cykly (i a $i+1$) a kde N_p jsou maximální otáčky setrvačnicku v daném cyklu. Algoritmus pro výpočet η_{rt} byl v programu vytvořen, ale zatím se jej nepodařilo začlenit do výpočtu energie E .

Třecí ztráty akumulátoru v jednom cyklu

$$L_f = 0.04 \cdot E \quad (5.15)$$

Absolutní tlak oleje na vstupu do akumulátoru

$$p = \frac{p_g}{1 + \frac{\text{sgn}(dV)L_f}{2E}} \quad (5.16)$$

Ideální průtok

$$Q_i = x \omega D \quad (5.17)$$

Výpočet Reynoldsova čísla – Q_a (z rovnice 5.26) může v závislosti na x vycházet záporně, z tohoto důvodu je do rovnice (5.18) přidána absolutní hodnota

$$Re = \left| \frac{4Q_a}{\pi D_0 v} \right| \quad (5.18)$$

Rozhodovací blok pro určení tlakových ztrát v hadicích - v závislosti na velikosti Reynoldsova čísla (typu proudění) určíme tlakové ztráty v hadicích pomocí rovnice (5.19) pro případ laminárního proudění [11] nebo (5.20) pro proudění turbulentní.

$$\text{pokud je } Re \leq 2000 \quad \text{pak} \quad \Delta p_L = \frac{128\rho\nu L Q_a}{\pi D_0^4} \quad (5.19)$$

$$\text{pokud je } Re > 2000 \quad \text{pak} \quad \Delta p_L = f \frac{L}{D_0} \frac{\rho}{2} \frac{Q_a^2}{A^2} \quad (5.20)$$

$$\text{kde } f = 0,332 Re^{-\frac{1}{4}} \quad (5.21)$$

Rozdíl tlaků na HG/HM

$$\Delta p = p - p_{\text{tank}} + \text{sgn}(\alpha_0)\Delta p_L \quad (5.22)$$

Krouticí moment potřebný k funkci ideálního hydrogenerátoru bez tření

$$T_i = x\Delta p D \quad (5.23)$$

Výpočet objemové účinnosti η_V a momentové účinnosti η_t

Modul objemové pružnosti oleje β a ztrátové součinitele potřebné pro výpočet účinností jsou uvedeny v tab. 5-1, zdrojem konstant byla UW-Madison [3].

β	$1660 \cdot 10^6$
C_v	153,407
C_f	0,0048
C_h	0
C_s	$1,042 \cdot 10^{-9}$
C_{st}	$1,20 \cdot 10^{-5}$

Tab. 5-1 Tabulka ztrátových součinitelů [3]

Pro režim HG se objemová účinnost určí dle následujícího vztahu

$$\eta_V = 1 - \frac{C_s}{xS} - \frac{\Delta p}{\beta} - \frac{C_{st}}{x\sigma} \quad (5.24)$$

kde σ a S jsou bezrozměrná čísla určená dle vztahů

$$\sigma = \frac{\omega D^{\frac{1}{3}}}{\left(\frac{2\Delta p}{\rho}\right)^{\frac{1}{2}}} \quad (5.27)$$

$$S = \frac{\mu\omega}{\Delta p} \quad (5.25)$$

kde μ je dynamická viskozita počítána dle vztahu

$$\mu = \nu \cdot \rho \quad (5.26)$$

Pro režim HM se objemová účinnost určí dle následujícího vztahu

$$\eta_v = \frac{1}{1 + \frac{C_s}{xS} + \frac{\Delta p}{\beta} + \frac{C_{st}}{x\sigma}} \quad (5.25)$$

Výpočet reálného průtoku se pak vypočítá dle rovnice

$$Q_a = Q_i \eta_v \quad (5.26)$$

Výpočet účinnosti kroučícího momentu η_t

Pro režim HG se účinnost kroučícího momentu určí dle následujícího vztahu

$$\eta_t = \frac{1}{1 + \frac{C_v S}{x} + \frac{C_f}{x} + C_h x^2 \sigma^2} \quad (5.27)$$

Pro režim HM se účinnost kroučícího momentu určí dle následujícího vztahu

$$\eta_t = 1 - \frac{C_v S}{x} - \frac{C_f}{x} - C_h x^2 \sigma^2 \quad (5.28)$$

Výpočet kroučícího momentu potřebného k funkci reálného hydrogenerátoru se určí ze vztahu

$$T_a = T_i \eta_t \quad (5.29)$$

Výše uvedené použití účinností ovšem, z důvodu zatím nezjištěné chyby při jejich výpočtu, v programu nebylo implementováno. Proto je prozatím v simulačním programu počítáno místo reálných veličin Q_a a T_a s veličinami ideálními Q_i a T_i .

Ztráta kroučícího momentu setrvačnicku jako funkce rychlosti se určí dle vztahu

$$T_f = \sum_{i=0}^3 e_i N^i \quad (5.30)$$

kde ztrátové součinitele e_i setrvačnicku jsou uvedeny v tab. 5-2

Table 2 Flywheel loss coefficients		
i	e_i	Unit
0	-0.14615	N·m
1	-2.4161×10^{-4}	N·m/rpm)
2	-3.9135×10^{-7}	N·m/(rpm) ²
3	8.6054×10^{-11}	N·m/(rpm) ³

Tab. 5-2 Tabulka ztrátových součinitelů setrvačnicku [3]

Po výpočtu všech výše uvedených algebraických rovnic je možné sestavit 3 prvkový vektor diferenciálních rovnic dy - viz vztah (5.31).

Soustava diferenciálních rovnic (vektor) $dy = \left[\frac{dT}{dt}; \frac{dv}{dt}; \frac{dN}{dt} \right]$

$$dy = \left[\left[1 + \frac{m_f c_f}{m_g c_v} \right]^{-1} \left[\frac{T_w - T}{\tau} - \frac{1}{c_v} \left\{ \frac{RT}{v} \left(1 + \frac{b}{v^2} \right) + \frac{1}{v^2} \left(B_0 RT + \frac{2C_0}{T^2} \right) - \frac{2c}{v^3 T^2} \left(1 + \frac{\gamma}{v^2} \right) e^{-\frac{\gamma}{v^2}} \right\} \cdot \left(-\frac{Q_a}{m_g} \right) \right]; -\frac{Q_a}{m_g}; \frac{(T_f - T_a)}{2\pi l} \right] \quad (5.31)$$

5.3.5

5.3.5 Výstupy programu

Výstupy programu můžeme rozdělit do tří částí. První částí je grafické zobrazení hlavních sledovaných veličin, jimiž jsou závislosti otáček setrvačnicku, měrného objemu a teploty plynu v akumulátoru na čas.

Výstupem řešiče *ode23tb* je matice $[T, Y]$, kde vektor T představuje čas řešení a Y matice, která má ve svém 1. sloupci teplotu plynu T , ve 2. sloupci měrný objem plynu v a ve 3. sloupci otáčky setrvačnicku N . Pro vykreslení grafů byla využita funkce *plot*.

Druhou částí je grafické zobrazení vybraných proměnných funkce *vypocet_dy*. Tyto proměnné se již vyskytují přímo uvnitř funkce, která je řešičem volána přibližně 2500x a umístěním funkce *plot* dovnitř tohoto cyklu by bylo vykreslování grafické závislosti velmi pomalé. Z tohoto důvodu byla před spuštěním řešiče vytvořena matice *MATPROM*, do které se proměnné ukládají a teprve po ukončení cyklu řešiče se potřebné grafické závislosti vykreslí.

Třetí částí je pak možnost exportu dat do *.xls* souboru. V případě této volby je v aktuální složce *matlabu* vytvořen soubor *promenne_dif_rovnice.xls*, který obsahuje numerické hodnoty proměnných v průběhu času. Tato možnost slouží pro lepší pochopení dějů uvnitř programu a též pro usnadnění dalších operací s daty.

6 ANALÝZA A INTERPRETACE ZÍSKANÝCH VÝSLEDKŮ

6

6.1 Grafický výstup programu

6.1

Pro vstupní data (vycházejících z testu č. 1 provedeném v [3]) specifikovaná v kapitole 5.3.2, která jsou shrnuta v tabulce 6.1, byly pomocí programu zjištěny průběhy proměnných na čase. Tyto průběhy nyní budou zhodnoceny a porovnány s výslednými daty, kterých bylo dosaženo v testu č. 1 experimentálního programu práce [3] A. Pourmovaheda.

Jelikož se do vytvořeného algoritmu zatím nepodařilo zahrnout vliv vybraných účinností (program je stále ve vývoji), výsledky vykazují nezanedbatelné rozdíly. Z tvaru jednotlivých průběhů je však možné usoudit, že doposud vytvořený algoritmus je sestavený dle správných předpokladů.

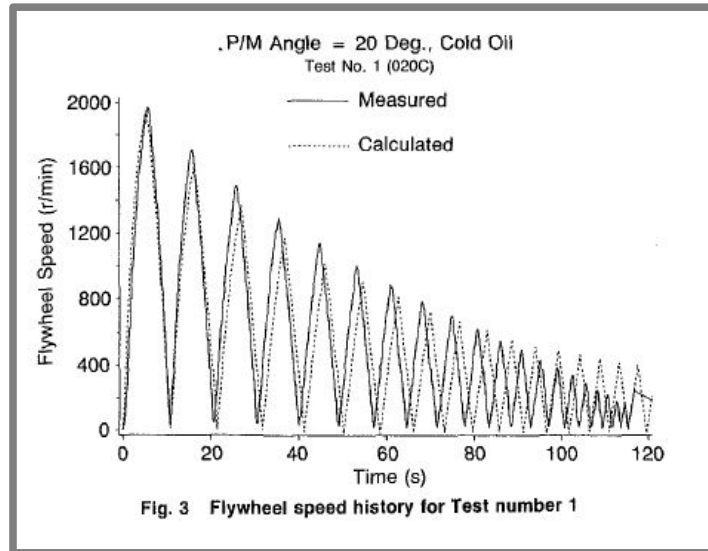
Akumulátor	
Měrná tepelná kapacita pěny	2300 J.kg ⁻¹ .K ⁻¹
Hmotnost plynu	1,213 kg
Hmotnost pěny	1,496 kg
Objem akumulátoru	15,271 l
Teplotní časová konstanta	300 s
Třecí ztráty	4% ze vstupní energie
Teplota stěny akumulátoru	302 K
Počáteční teplota plynu	302 K
Počáteční natlakování akumulátoru	20,79 MPa
Hydrogenerátor	
Zdvihový objem	107cm ³ /otáčka
Součinitel tření	0,0048
Součinitel hydrodynamických ztrát	0
Laminární koeficient skluzu	1,042.10 ⁻⁹
Turbulentní koeficient skluzu	1,20.10 ⁻⁵
Koeficient viskózního tření	153,407
Maximální úhel naklonění desky	25°
Úhel naklonění desky	20°
Hadice, kapalina, setrvačnick	
Celková účinná délka hadic	11,96 m
Vnitřní průměr hadice	0,025 m
Hustota oleje	896 kg/m ³
Moment setrvačnosti	3,98 kg.m ²
Počáteční otáčky setrvačnicku	1 ot/min
Kinematická viskozita kapaliny	6.10 ⁻⁵ m ² /s
Tlak v nízkotlakém zásobníku	394 kPa

Tab. 6-1 Tabulka vstupních dat [3]

6.1.1

6.1.1 Závislost otáček setrvačnicku na čase

Jedním z hlavních sledovaných parametrů systému je průběh otáček setrvačnicku v závislosti na čase. Výsledný průběh dosažený v testu č. 1 v [3] můžeme vidět na obr. 6-1.



Obr. 6-1 Průběh otáček pro test 1[3]

Průběh otáček, vypočtený pomocí aktuální vývojové verze programu, je na obr. 6-2.



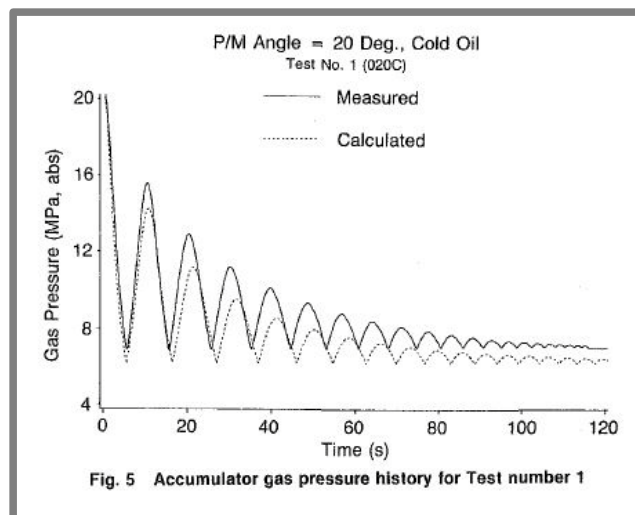
Obr. 6-2 Průběh otáček pro test 1 vypočtený programem

Z porovnání výše zobrazených průběhů otáček je patrné, že programem vypočtené zpomalení setrvačnicku je značně nižší oproti porovnávané předloze. Tento rozdíl je patrně způsoben dosavadní absencí obousměrné, objemové a momentové účinnosti v algoritmu programu. Nicméně je možné, že k rozdílu přispívá i dosud neidentifikovaná chyba ukrytá v algoritmu.

6.1.2

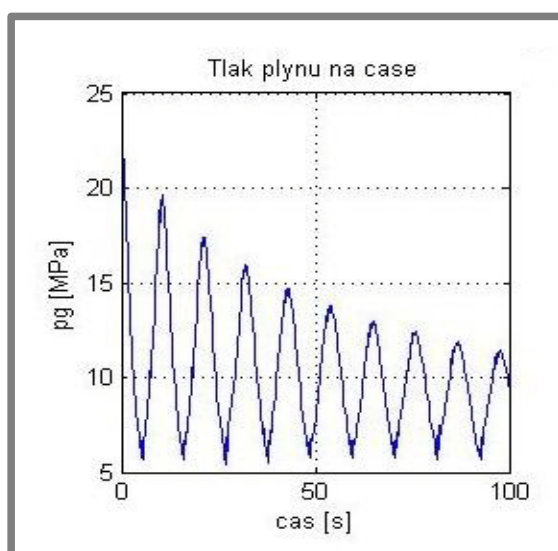
6.1.2 Závislost tlaku na čase

Dalším důležitým parametrem systému je průběh tlaku plynu v závislosti na čase. Na prvním grafu (obr. 6-3) je opět zobrazen průběh tlaku vypočtený v testu č.1 práce [3].



Obr. 6-3 Průběh tlaku pro test 1[3]

Průběh tlaku plynu, vypočtený pomocí aktuální vývojové verze programu, je na obr. 6-4.

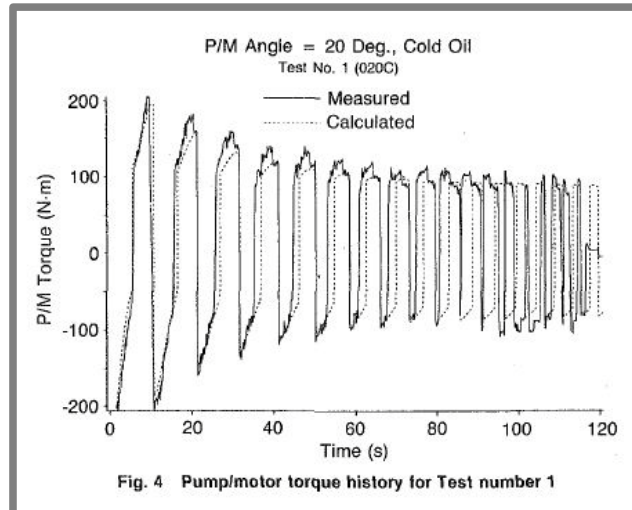


Obr. 6-4 Průběh tlaku pro test 1 vypočtený programem

U průběhů tlaku plynu je opět možné pozorovat podobnou situaci jako v případě porovnávání průběhů otáček. I zde je u vypočteného průběhu vidět značně pomalejší tlumení rekuperačního systému, které je možné přičíst na vrub nezahrnutým účinnostem spolu s případnou dosud nezjištěnou chybou.

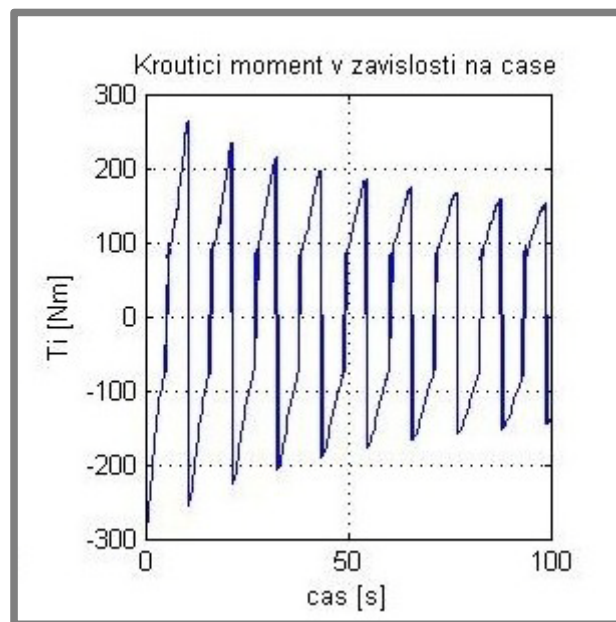
6.1.3 Závislost momentu na čase

Následující dva grafy zachycují průběh krouticího momentu. Na obr. 6-5 je krouticí moment, který byl zjištěn v testu č.1 práce [3].



Obr. 6-5 Průběh momentu pro test 1[3]

Momentová závislost na čase, určena pomocí simulačního programu, je zakreslena na obr. 6-6.



Obr. 6-6 Průběh momentu pro test 1 vypočtený programem

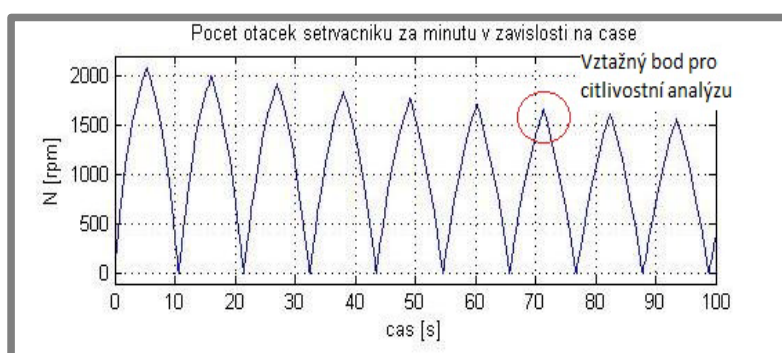
Průběh momentu vypočítaný programem dosahuje vyšších amplitud a zároveň vykazuje nižší frekvenci oproti momentové závislosti zjištěné v testu č.1 práce [3].

6. 2 Citlivostní analýza

Simulačního program v aktuální verzi prozatím nedosahuje potřebné přesnosti ve výstupech a bude nutné jej v budoucnu dále doplnit o další algoritmy, které zlepší jeho funkci. Program je ovšem již nyní možné využít pro předběžné zjištění důležitosti jednotlivých parametrů rekuperačního systému. Pro toto předběžné zjištění využijeme citlivostní analýzy.

Citlivostní analýza slouží k určení míry vlivu vstupujících veličin na výstupy. Po úvaze byly jako sledované vstupní veličiny zvoleny výtlak hydrogenerátoru D , objem akumulátoru V a počáteční natlakování akumulátoru p_g .

Analýza byla provedena následujícím způsobem – sledovaná vstupní veličina byla měněna v rozsahu $\pm 20\%$ po 5% při konstantních ostatních parametrech dle tab. 6-1. Data o průběhu otáček, jejichž citlivost na změnu vstupů byla zkoumána, byla vyexportována do Excelu. Zde byly vytvořeny grafy jednotlivých průběhů a následně zvolen vztažný bod určený pro jejich srovnání. Za vztažný bod byl zvolen vrchol 7. amplitudy u grafu průběhu otáček (viz obr. 6-7). Tento bod obsahovaly všechny následně zpracovávané dílčí výstupní grafy. K tomuto bodu pak byly přiřazeny hodnoty otáček, čas jejich dosažení a daný procentuální poměr vstupní veličiny. U všech tří sledovaných vstupních veličin byl pomocí citlivostní analýzy zjištěn vliv na čas dosažení 7. amplitudy a na dosažené hodnoty otáček v tomto místě.

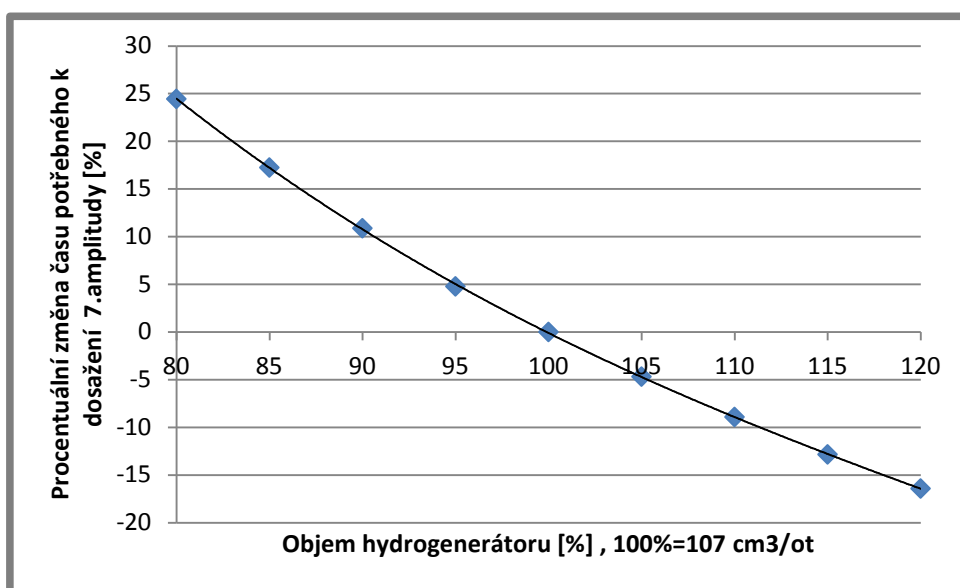


Obr. 6-7 Volba vztažného bodu pro citlivostní analýzu

6.2.1

6.2.1 Vliv výtlaku hydrogenerátoru

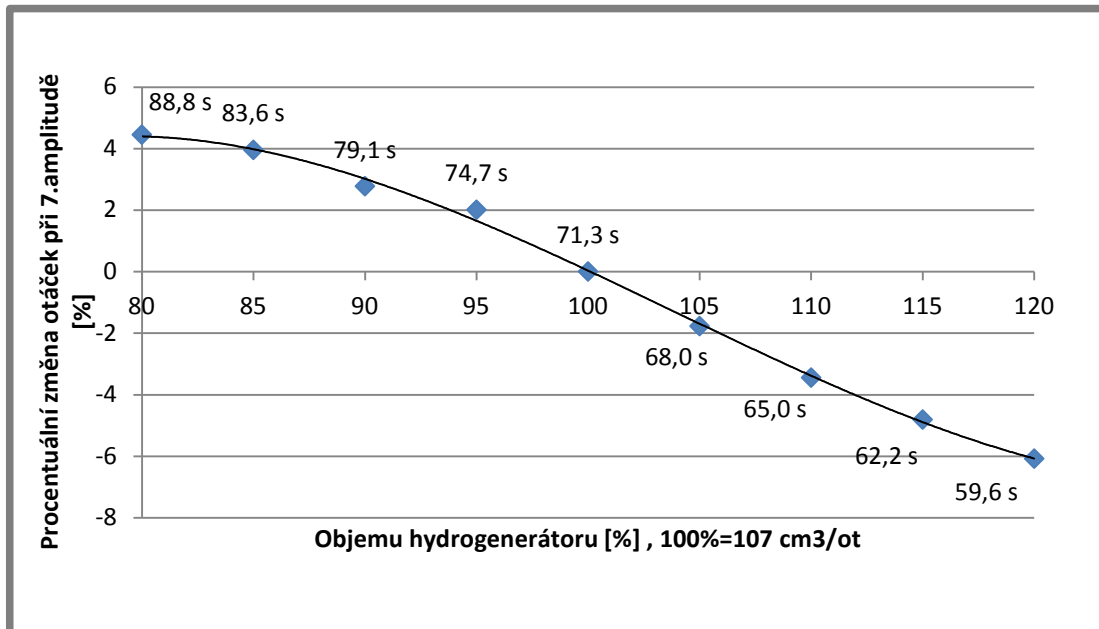
Grafické znázornění vlivu výtlaku (objemu) hydrogenerátoru je možné vidět na obr. 6-8 a obr. 6-9.



Obr. 6-8 Vliv výtlaku hydrogenerátoru na frekvenci cyklu

Graf na obr. 6-8 ukazuje, že s rostoucím objemem hydrogenerátoru klesá čas potřebný pro dosažení 7. amplitudy. Dochází tedy k nárůstu frekvence cyklu.

Závislost procentuální změny otáček dosažených při 7. amplitudě na objemu hydrogenerátoru je zachycena v grafu na obr. 6-9. Zde je možné pozorovat, že při zvyšování objemu hydrogenerátoru dochází k poklesu otáček dosažených v 7. amplitudě a je jich dosaženo při nižším času.

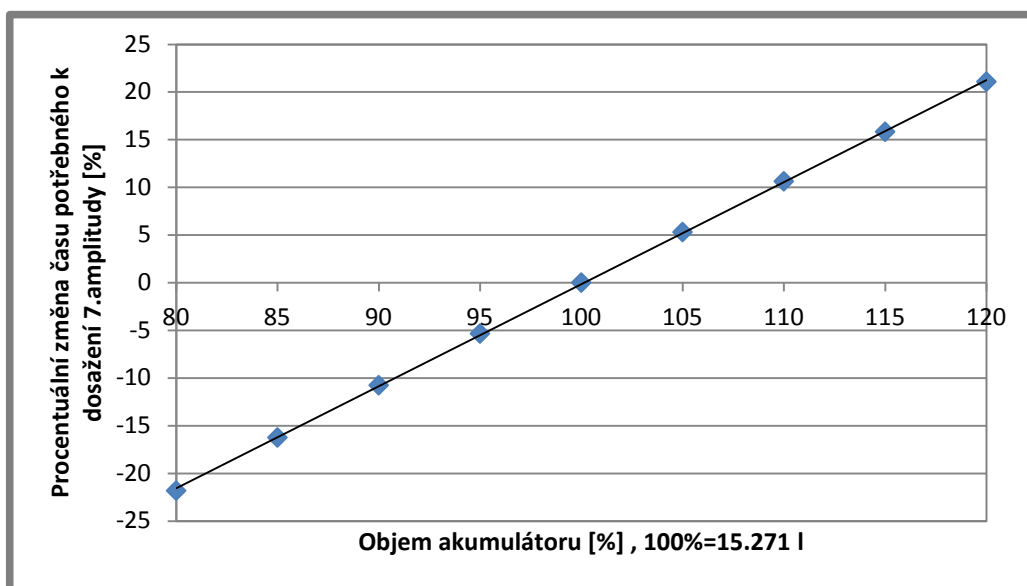


Obr. 6-9 Vliv objemu hydrogenerátoru na otáčky

6.2.2

6.2.2 Vliv objemu akumulátoru

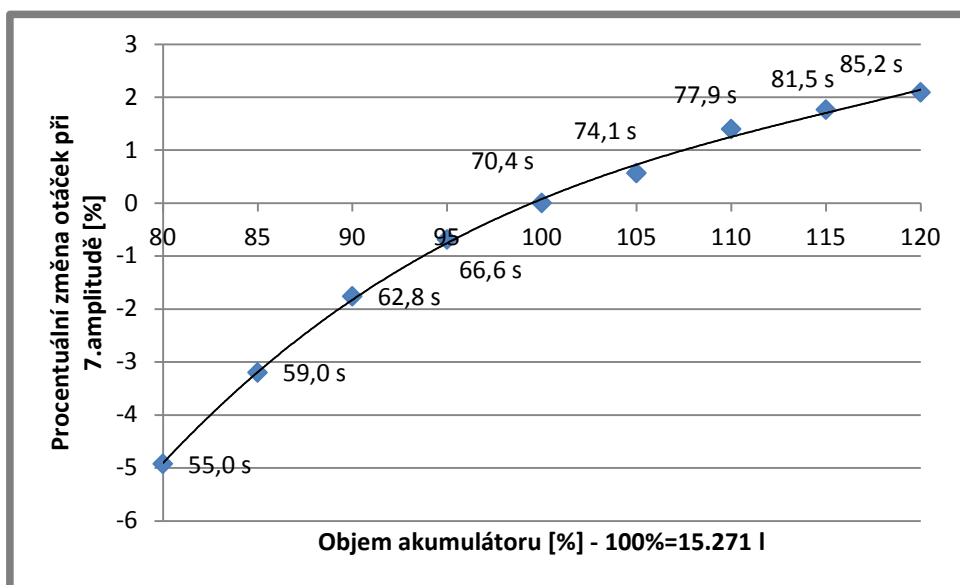
Vliv celkového objemu hydraulických akumulátorů je zobrazen na níže uvedených grafech.



Obr. 6-10 Vliv objemu akumulátoru na frekvenci cyklu

Graf na obr. 6-10 ukazuje závislost času pro dosažení 7. amplitudy na objemu akumulátoru. Se zvyšováním objemu akumulátoru dochází k lineárnímu růstu času potřebnému pro dosažení 7. amplitudy. Dochází tedy ke snižování frekvence cyklu.

V druhém grafu (obr. 6-11), který zobrazuje závislost otáček dosažených při 7. amplitudě na objemu akumulátoru je vidět, že s růstem objemu dochází k nárůstu otáček, kterých je také dosaženo za delší časový úsek.

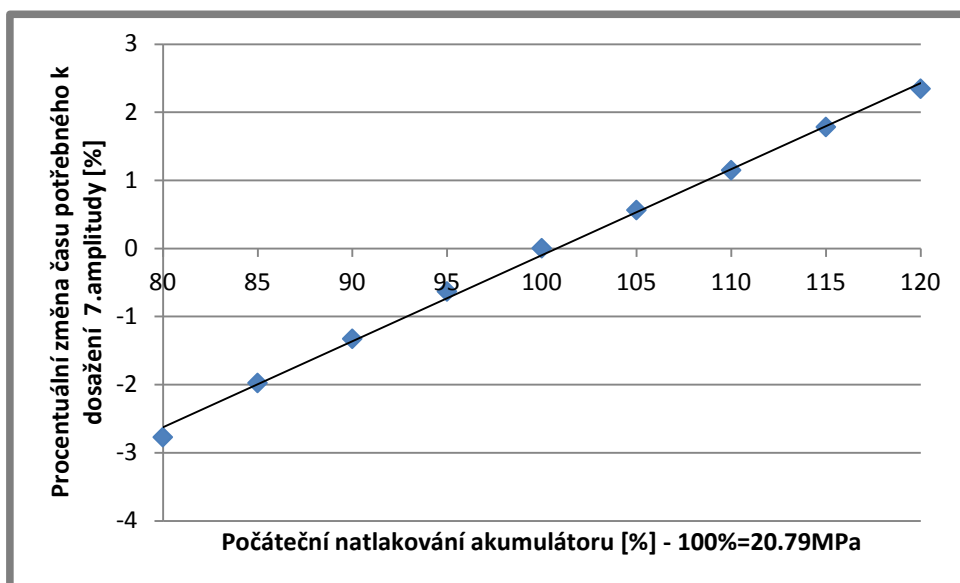


Obr. 6-11 Vliv objemu akumulátoru na otáčky

6.2.3 Vliv počátečního natlakování akumulátoru

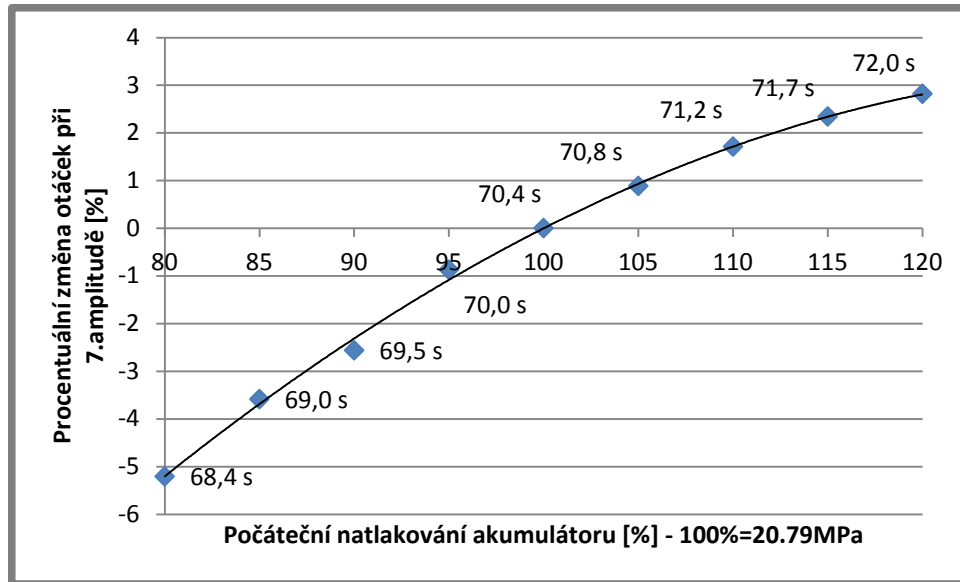
6.2.3

Třetím sledovaným vstupním parametrem citlivostní analýzy bylo počáteční natlakování akumulátoru a jeho vliv na výstupní data, který je zobrazen v grafech na obr. 6-12 a obr. 6-13.



Obr. 6-12 Vliv počátečního natlakování akumulátoru na frekvenci cyklu

Ze závislosti času potřebného k dosažení 7. amplitudy na počátečním natlakování akumulátoru je možné pozorovat, že s růstem počátečního natlakování dochází k přibližně lineárnímu růstu potřebného času. Tento růst je ovšem relativně mírný, tzn., že dochází jen mírnému snižování frekvence cyklu.



Obr. 6-13 Vliv počátečního natlakování akumulátoru na otáčky

Na obr.6-12 je graf závislosti otáček dosažených při 7. amplitudě na počátečním natlakování akumulátoru. Z jeho průběhu vyplývá, že s růstem počátečního natlakování akumulátoru dochází ke zvyšování otáček dosažených v 7.amplitudě.

6.2.4 Zhodnocení citlivostní analýzy

Z výstupních grafů citlivostní analýzy vyplynulo, že všechny tři sledované vstupní parametry mají významný vliv na chod rekuperačního systému. U dvou sledovaných vstupních veličin (objem akumulátoru a jeho počáteční natlakování) byla též zjištěna lineární závislost s časem potřebným k dosažení zvoleného vztažného bodu. Dalším výstupem citlivostní analýzy vhodným pozornosti je závislost času potřebného k dosažení vztažného bodu, na objemu jednotky HG/HM, kde se již lineární závislost nevyskytuje. Toto zjištění by mělo být před volbou hydrostatického převodníku bráno v úvahu z důvodu následné efektivity použití HG/HM.

7 ZÁVĚR

Výzkum hydraulických rekuperačních systémů byl zahájen již v 70. letech 20. století jakožto jedna z reakcí na tehdy probíhající energetickou krizi spojenou s prudkým nárůstem cen fosilních paliv. Po následném opětovném snížení cen ropy, vývoj v oblasti hydraulických rekuperačních systémů ustal z důvodů jejich nízké účinnosti, vysoké hmotnosti a problémům s řízením. Nedávné pokroky v oblasti hydrauliky a řízení hydraulických systémů, spolu se současným růstem cen energií, však vývoj hydraulických rekuperačních systémů znovu oživil. Perspektivním se jeví zejména použití u vozidel městské hromadné dopravy, vozidel pro svoz komunálního odpadu, vysokozdvížných vozíků, nebo stavebních strojů. Pro praktické využití rekuperace je ovšem vhodné nejprve sestavit platné analytické modely a simulační programy, které povedou k optimalizaci parametrů daného rekuperačního systému.

Program, který byl vytvořen v prostředí Matlab, určený pro simulaci rekuperace, využívá poznatků této problematiky a v budoucnu by měl sloužit jako nástroj pro predikci chování reálných hydraulických rekuperačních systémů.

Program je stále ve vývojové fázi a po zpřesnění současného algoritmu, které je třeba uskutečnit zejména v oblasti účinností jednotky HG/HM, by program měl být doplněn o algoritmus pro výpočet neproudových procesů v plynech plynových pružin a v hydropneumatických akumulátorech uvedených v [1].

Výsledky, které současná verze programu poskytuje, mohou být využity pro předběžné určení důležitosti jednotlivých parametrů rekuperačního systému. Za tímto účelem byla pomocí dat exportovaných do tabulkového editoru vytvořena citlivostní analýza, která vliv daných parametrů zachycuje.

8 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] NEVRLÝ J. 2011. *Kinetic Energy Recovery at Heavy Cycle-rate Operating Commercial Motor Vehicles*. Research report (in Czech). FSI VUT UK, Brno.
- [2] POURMOVAHED A., BEACHLEY N. H., FRONCZAK F. J. March 1992. *Modeling of Hydraulic Energy Regeneration System - Part I: Analytical Treatment*. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 114/155
- [3] POURMOVAHED A., BEACHLEY N. H., FRONCZAK F. J. March 1992. *Modeling of Hydraulic Energy Regeneration System - Part II: Experimental Program*. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 114/155
- [4] INDRUCH, J. *Stend pro analýzu rekuperace energie v experimentálním vozidle*. Diplomová práce, vedoucí: Nevrlý J., FSI VUT, 2010.
- [5] OTIS D. R., POURMOVAHED A. March 1985. *An Algorithm for Computing Nonflow Gas Processes in Gas Springs and Hydropneumatic Accumulators*. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 107/93
- [6] HO T. H., AHN K. K. 2010. *Modeling and simulation of hydrostatic transmission system with energy regeneration using hydraulic accumulator*. Journal of Mechanical Science and Technology 24 (5) 1163-1175
- [7] NEVRLÝ J., NYKODÝM L.: *Modeling of Hydraulic Energy Recovery for Large Vehicles*. 21th International Conference on Hydraulics and Pneumatics, VŠB Ostrava, ISBN 978-80-248-2430-7, 2011
- [8] OLAER CZ s.r.o. Vakový akumulátor EBV. [online]. [cit. 2012-05-22]. Dostupné z: <http://olaer.cz/cz-produkty-prehled/cz-prod-akumulatory/cz-prod-hydro-blasenspeicher-ibv.htm>
- [9] PISKLÁK, J. Mechanickohydraulický model rekuperace energie vozidel. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 36 s. Vedoucí bakalářské práce prof. RNDr. Ing. Josef Nevrlý, CSc..
- [10] AKUMULÁTOR REXROTH. [online]. [cit. 2012-05-22]. Dostupné z: http://www.acfluid.es/uploads/producto/1747_ACUMULADOR-REXROTH.JPG
- [11] PACIGA, A. - IVANTYŠYN, J.: *Tekutínové mechanismy*, Bratislava, ALFA, 1985, 288 str.
- [12] WILSON, W. E., ILL.: *Rotary-Pump Theory Transaction of the A.S.M.E.*, May, 1946, pp. 371-384.

- [13] CONSTANTS IN BENEDICT-WEBB-RUBIN (BWR) EQUATION OF STATE [online]. [cit. 2012-05-24]. Dostupné z:
<http://energy.sdsu.edu/testhome/Test/solve/basics/tables/tablesRG/bwr-RG.html>

9 9 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN

A_0, a, B	
b, C_0, c	- konstanty v BWR rovnici
A [m ²]	- vnitřní průřezová plocha
c_f [J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	- měrná tepelná kapacita pěny
c_v [J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	- měrná tepelná kapacita plynu
C_f	- součinitel tření
C_h	- součinitel hydrodynamických ztrát
C_s	- laminární koeficient skluzu (lekáž)
C_{st}	- turbulentní koeficient skluzu (lekáž)
C_v	- koeficient viskózního tření
D [m ³ .rad ⁻¹]	- maximální výtlač HG/HM na radián
D_0 [m]	- vnitřní průměr potrubí
E [J]	- energie dodaná do akumulátoru za jeden cyklus
f	- součinitel tření
I [kg.m ²]	- moment setrvačnosti setrvačníku
L_f [m ²]	- třecí ztráty akumulátoru za jeden cyklus
m_f [kg]	- hmotnost pěny
m_g [kg]	- hmotnost plynu
N [min ⁻¹]	- otáčky setrvačníku
N_p [min ⁻¹]	- maximální otáčky
Q_i [m ³ .s ⁻¹]	- ideální průtok
R [J.K ⁻¹ .mol ⁻¹]	- plynová konstanta
Re	- Reynoldsovo číslo
S	- Sommerfeldovo číslo
T [K]	- absolutní teplota plynu/pěny
T_a [N.m]	- skutečný krouticí moment
T_i [N.m]	- ideální krouticí moment
T_f [N.m]	- ztráta krouticího momentu
T_w [K]	- teplota stěny akumulátoru
t [s]	- čas
V [m ³]	- objem plynu
v [m ³ .kg]	- měrný objem plynu
x	- část maximálního výtlačku HG/HM
β [Pa]	- modul objemové pružnosti oleje
Δp [m ²]	- rozdíl tlaků na HG/HM (obvykle > 0)
η_{rt} [%]	- obousměrná účinnost
η_t [%]	- momentová účinnost
η_v [%]	- objemová účinnost
μ [Pa.s]	- dynamická viskozita oleje
ρ [kg.m ⁻³]	- hustota oleje
σ	- bezrozměrné číslo
τ [s]	- tepelná časová konstanta akumulátoru
ω [rad.s ⁻¹]	- úhlová rychlost
ν [m ² .s]	- kinematická viskozita

10 SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ	
Obr. 2-1 Schéma hydrostatického rekuperačního systému [1]	13
Obr. 2-2 Princip hydraulického akumulátoru (vakového) [8]	14
Obr. 2-3 Schéma axiálního pístového hydrogenerátoru [9]	14
Obr. 2-4 3D model setrvačnicku [4]	15
Obr. 2-5 Nízkotlaký zásobník [10]	15
Obr. 2-6 Schéma rekuperačního systému [1]	17
Obr. 2-7 Vliv tlakového poměru na úsporu paliva a brzdnou energii na maloměstském cyklu pro HG/HM s výtlakem 250 cm ³ /ot a 100 l akumulátor [1]	18
Obr. 2-8 Schéma hydrostatického převodového systému s rekuperací energie [6]	19
Obr. 3-1 Experimentální stand [4]	21
Obr. 5-1 Schéma simulovaného rekuperačního systému [3]	23
Obr. 5-2 Vývojový diagram simulačního programu	24
Obr. 5-3 Tabulka vstupních hodnot	25
Obr. 5-4 Vývojový diagram funkce <i>vypocet_dy</i>	29
Obr. 6-1 Průběh otáček pro test 1[3]	36
Obr. 6-2 Průběh otáček pro test 1 vypočtený programem	36
Obr. 6-3 Průběh tlaku pro test 1[3]	37
Obr. 6-4 Průběh tlaku pro test 1 vypočtený programem	37
Obr. 6-5 Průběh momentu pro test 1[3]	38
Obr. 6-6 Průběh momentu pro test 1 vypočtený programem	38
Obr. 6-7 Volba vztažného bodu pro citlivostní analýzu	39
Obr. 6-8 Vliv výtlaku hydrogenerátoru na frekvenci cyklu	39
Obr. 6-9 Vliv objemu hydrogenerátoru na otáčky	40
Obr. 6-10 Vliv objemu akumulátoru na frekvenci cyklu	40
Obr. 6-11 Vliv objemu akumulátoru na otáčky	41
Obr. 6-12 Vliv počátečního natlakování akumulátoru na frekvenci cyklu	41
Obr. 6-13 Vliv počátečního natlakování akumulátoru na otáčky	42

11 11 SEZNAM TABULEK

Tab.2-1 Výstupy second by second simulace [1].....	17
Tab. 5-1 Tabulka ztrátových součinitelů [3].....	32
Tab. 5-2 Tabulka ztrátových součinitelů setrvačnicku [3].....	33
Tab. 6-1 Tabulka vstupních dat [3].....	35

12 SEZNAM PŘÍLOH

12

- Příloha č.1** Zdrojový kód programu rekuperace_y12m05.m
Příloha č.2 Vývojový diagram programu *rekuperace_funkce vypocet_dy*
Příloha č.3 Data pro vytvořenou citlivostní analýzu (pouze v elektronické podobě)