



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMATIZACE A INFORMATIKY

INSTITUTE OF AUTOMATION AND COMPUTER SCIENCE

MODELÝ A SIMULACE POCHODŮ BEZEMISNÍHO MINI-EXKAVÁTORU S ELEKTRICKÝM POHONEM

MODELS AND SIMULATIONS OF THE EMISSION-FREE MINI-EXCAVATOR WITH ELECTRIC DRIVE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Dušan Matiaško

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Zdeněk Němec, CSc.

BRNO 2021

Zadaní diplomové práce

Ústav:	Ústav automatizace a informatiky
Student:	Bc. Dušan Matiaško
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Aplikovaná informatika a řízení
Vedoucí práce:	doc. Ing. Zdeněk Němec, CSc.
Akademický rok:	2020/21

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

Modely a simulace pochodů bezemisního mini–exkavátoru s elektrickým pohonem

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Úkol se týká dílčích vývojových při řešení úpravy mini–exkavátoru (bagru) na bezemisní provoz. Jde o náhradu pohonu spalovacího dieselového motoru na elektrický pohon se stejnosměrným napájením z velkokapacitních akumulátorů.

Vybrané problematiky jsou řešeny simulacemi v prostředí Matlab, Simulink a jeho specializovaných subsystémů.

Cíle diplomové práce:

1. Seznámit se s vlastnostmi mini–exkavátoru E19 fy Bobcat (zatížení 1,9 tun) a s prostředím pro modelování hydraulických a elektrických obvodů.
2. Navrhnout modely s dílčími elektrickými a hydraulickými obvody a simulacemi dokladovat jejich chování.
3. Sestavit zjednodušené modely pro celý stroj a analyzovat výhody a nevýhody alternativních řešení.
4. Zhodnotit získané i očekávané poznatky z řešení upraveného exkavátoru.

Seznam doporučené literatury:

NOSKIEVIC, P. Modelování a identifikace systémů. Ostrava, Montanex, 1999.

Matlab & Simulink. Informace o produktech fy The Math Works. [on line], [cit. 2019], dostupné z : www.humusoft.cz.

NĚMEC, Z. Matematické modely subsystémů funkčního vzoru mini-exkavátoru 2t . Brno: VUT Brno, Fakulta strojního inženýrství, 2016. [Dílčí zpráva z řešení projektu FV 10411, etapa E01.2].

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Radomil Matoušek, Ph.D.
ředitel ústavu

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

ABSTRAKT

Diplomová práca sa zaoberala dielčím problémom prestavby mini-exkavátoru E19 fy Bobcat so spaľovacím motorom na bezemisný pohon. Hlavnou náplňou bol návrh a zostrojenie elektrických a hydraulických obvodov zameriavajúc sa na pojazd mini-exkavátoru. Simuláciami boli overené vlastnosti za rôznych podmienok a počiatočných nastaveniach. Výsledky boli verifikované pomocou experimentálnych meraní. Výstupom simulácií boli odporúčané úpravy hodnôt jednotlivých parametrov, v závislosti na rýchlosti pojazdu a účinnosti celého stroja.

ABSTRACT

The diploma thesis dealt with a partial problem of conversion of the mini-excavator E19 by Bobcat with an internal combustion engine to emission-free propulsion. The main task was design and construction of electrical and hydraulic circuits focusing on the drive of a mini-excavator. The simulations verified the properties and behavior of the mini-excavator under different conditions and initial settings. The results were confirmed by experimental measurements. The output of the simulations recommended adjustments to the values of individual parameters depending on the travel speed but also the efficiency of the entire machine.

KLÚČOVÉ SLOVÁ

bezemisný kompaktný exkavátor, model simulácií pojazdu, Matlab a Simulink, mobilná hydraulika

KEYWORDS

emission-free compact excavator, drive simulation model, Matlab and Simulink, mobile hydraulics



BIBLIOGRAFICKÁ CITÁCIA

MATIAŠKO, Dušan. *Modely a simulace pochodů bezemisního mini-exkavátoru s elektrickým pohonem*, Brno. 2021, 77 s. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automatizace a informatiky.

POĎAKOVANIE

Touto cestou by som rád poďakoval pánovi doc. Ing. Zdeňkovi Němcovi CSc., za odborné vedenie a cenné rady počas tvorby tejto diplomovej práce.

ČESTNÉ PREHLÁSENIE

Prehlasujem, že táto práca je mojím pôvodným dielom, spracoval som ju samostatne pod vedením doc. Ing. Zdeňka Němce CSc. a s použitím odpornej literatúry a ďalších informačných zdrojov, ktoré sú v práci všetky citované a uvedené v zozname literatúry.

V Brne dňa 21. 5. 2021

.....

Dušan Matiaško

OBSAH

1	ÚVOD.....	15
2	TEORETICKÁ ČASŤ.....	17
2.1	Úvod k mini-exkavátorom	17
2.2	Hlavné časti mini-exkavátoru	18
2.2.1	Otočný zvršok.....	18
2.2.2	Podvozok mini-bagrov	19
2.2.3	Pracovná skupina.....	20
2.3	Hydraulika v mobilných zariadeniach	21
2.3.1	Systémy s konštantným prietokom.....	22
2.3.2	Systémy s konštantným tlakom	23
2.3.3	Systémy snímania záťaže	23
2.3.4	Systémy s individuálnym prístupom	24
2.3.5	Bezventilové systémy	25
2.3.6	Systémy s digitálnym ovládaním.....	25
2.4	Elektrifikácia mobilných pracovných strojov.....	26
2.4.1	Motivácia elektrifikovať	26
2.4.2	Úskalia elektrifikácie.....	27
2.5	Elektro-hydraulika	28
2.5.1	Elektromotory	28
2.5.2	Akumulátory	30
2.5.3	Elektro-hydraulické čerpacie jednotky	31
3	PRAKTICKÁ ČASŤ	33
3.1	Zameranie a ciele práce	33
3.2	Modelovanie pohonnej jednotky	34
3.2.1	Verifikácia modelu pohonnej jednotky	37
3.3	Modelovanie hydrogenerátoru.....	39
3.4	Modelovanie hydraulického rozvádzača	42
3.4.1	Analýza katalógových charakteristik	43
3.4.2	Modelovanie vlastnej charakteristiky rozvádzača.....	44
3.4.3	Verifikácia modelu rozvádzača	47
3.5	Bloková sústava spoločných častí	49
3.5.1	Použitie jedného rozvádzača	49
3.5.2	Použitie dvoch rozvádzačov bez dodatočnej záťaže	52
3.5.3	Použitie dvoch rozvádzačov so záťažou.....	54
3.6	Modelovanie pojazdu	57
3.6.1	Verifikácia modelu pojazdu	60
3.6.2	Výsledky simulácií pojazdu	61
3.6.3	Nežiadúce oscilácie na reálnom exkavátore.....	64
4	ZÁVER	67
5	ZOZNAM POUŽITEJ LITERATÚRY.....	69
6	ZOZNAM SKRATIEK, OBRÁZKOV, TABULIEK A SYMBOLOV.....	73
7	ZOZNAM PRÍLOH.....	77

1 ÚVOD

Zvýšený dopyt po elektrifikácií nie je žiadnou novinkou. Za minulé desaťročia prešli zmenou napájania rôzne druhy náradia a malých pracovných strojov. Elektrický pohon sa stáva s technologickým progresom dostupnejší a taktiež splňa čoraz prísnejšie environmentálne nariadenia. Aktuálne je najvýznamnejší trend v oblasti elektrifikácie nahrádzať spaľovacie motory v osobných automobiloch. Podobnú tendenciu, aj keď v pomalšom tempe, je možné sledovať pri mobilných stavebných strojoch.

Proces vývoja elektricky napájaného hydraulického stavebného stroja býva zdĺhavý a komplikovaný. Jedným z kľúčových nástrojov pri odhaľovaní nedostatkov a overovaní správnosti riešenia sú simulácie. Hlavnou výhodou simulácií je, že sú schopné poskytnúť praktickú spätnú väzbu v akejkoľvek fáze projektu. To umožňuje napríklad určiť efektívnosť návrhu skôr, ako je zrealizovaný alebo preskúmať výhody alternatívnych riešení.

Táto diplomová práca sa primárne zaoberá dielčimi simuláciami elektrických a hydraulických obvodov pojazdu mini-exkavátoru E19 fy Bobcat. V rámci jeho prestavby na bezemisný pohon, bol spaľovací motor nahradený motorom elektrickým. Zmenou prešlo aj prerozdelenie prietoku.

V simulačnom prostredí Matlab Simulink boli navrhnuté, skonštruované a samostatne verifikované jednotlivé úseky systému pojazdu. Počnúc od elektrického pohonu po mechaniku pásov. Cieľom bolo potvrdiť správnosť navrhovaného dizajnu, ale zároveň preskúmať alternatívne riešenia. Identifikáciou prípadných nedostatkov, by sa podobný projekt v budúcnosti stal jednoduchším.

Ak by bolo možné použiť väčšinu simulačných schém vypracovaných pre mini-exkavátor aj v nasledujúcich projektoch, ušetril by sa čas aj peniaze. So snahou zohľadniť túto ideu bolo pristupované pri návrhu jednotlivých simulácií. Modulárnosť a univerzálnosť je však za cenu vzdialenia sa od skutočného modelu. Je dôležité odhadnúť, aká miera presnosti je dostačujúca pre dokázanie vierohodnosti reálnej sústavy. Hľadania kompromisu medzi presnosťou a jednoduchosťou, preto patrí medzi dôležité faktory v procese modelovania simulačných schém. Zhodnotením výsledkov je možné určiť, či sa podarilo tento kompromis dosiahnuť.

2 TEORETICKÁ ČASŤ

Pre potreby zoznámenia sa s problematikou diplomovej práce, sú v rešeršnej časti uvedené základné princípy fungovania mini-exkavátorov. Sú popísané jednotlivé časti a ich funkcia. Čitateľ je oboznámený s ovládacími prvkami a s hydraulickými systémami využívanými v mobilných pracovných strojoch.

2.1 Úvod k mini-exkavátorom

Mini-exkavátory, známe tiež ako kompaktné rýpadlá alebo mini-bagre sú klasifikované ako zemné stroje s prevádzkovou hmotnosťou do desať metrických ton. Prvý krát sa začali objavovať v Severnej Amerike koncom 80. rokov a ich popularita od vtedy rastie. Ich mobilné hydraulické systémy dokážu prekonať väčšie rýpadlá-nakladače traktorov a ponúkajú širšiu flexibilitu pri kopaní, rozsypávaní alebo nakladaní do iných vozidiel. [1]

Kompaktné rýpadlá sú plne hydraulické stroje, vrátane ramena, nadstavca a pohonu. Pásky sú poháňané hydraulickými motormi a celkovo je hydraulika kľúčom k pohybu a funkčnosti celého zariadenia.

Najviac cenenou vlastnosťou mini-bagrov je schopnosť pracovať v stiesnených priestoroch kde štandardné rýpadlá plnej veľkosti sú nepoužiteľné. Mini-exkavátory majú veľmi malú pôdorysnú plochu a mnohé z nich sú k dispozícii s výkyvom nulového chvosta, čo znamená, že kryt nikdy nepresahuje cez šírku pásov. To im umožňuje veľmi úzko spolupracovať s okolitými objektami bez rizika nárazu. [1]

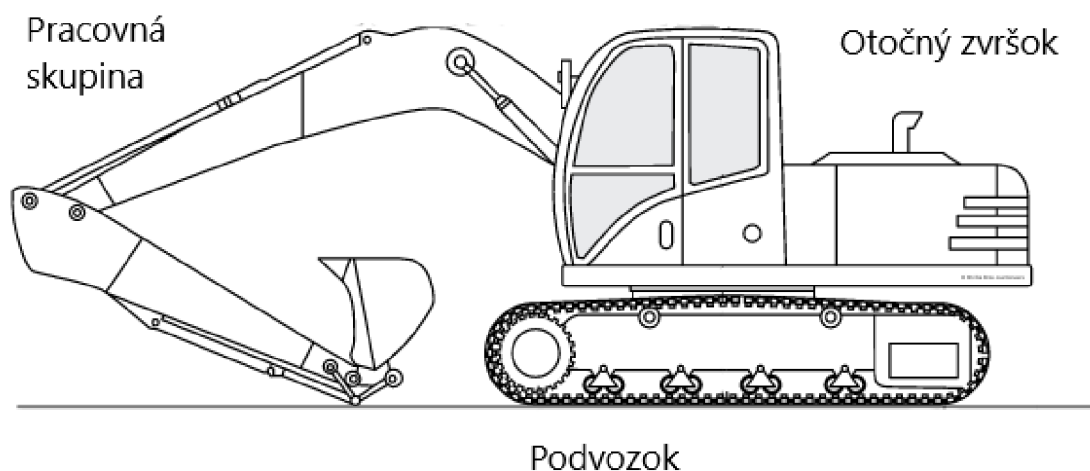
Mini-bagre tiež vyvíjajú relatívne nepatrnú tlak na povrch, kvôli svojej pomerne nízkej relatívnej hmotnosti. To znamená, že môžu pracovať aj na nestabilných, drsných alebo ľahko zničiteľných povrchoch ako napríklad trávnik.

Majú tiež značný potenciál v oblasti elektrifikácie. Batériové varianty s nulovými emisiami sa často používajú len na niekoľko hodín denne. To umocňuje význam použitia menších akumulátorov a následné rýchle nabíjanie. Tento variant je pre výrobcov cenovo atraktívny. [2]

Najnovšie inovácie kompaktných rýpadiel od troch vedúcich výrobcov Bobcat, Takeuchi a Wacker Neuson ukazujú, prečo tieto stroje preberajú staveniská. Zvýšenie výkonu motora, hydraulický výkon a spolu so zavedením rozmanitých prídavných zariadení vyrobených špeciálne pre mini-exkavátory, im umožnilo stať sa výkonným, multifunkčným a zároveň kompaktným pracovným strojom. To dokazuje aj počet predaných kusov ktorý za posledné roky rapídne stúpal a v roku 2019 boli mini-exkavátory najpredávanejším typom stroja vo svojej kategórii. [3]

2.2 Hlavné části mini-exkavátoru

Všeobecne je možné exkavátor rozdeliť na niekoľko hlavných častí (obr. 1). Sú to otočný zvršok, podvozok a pracovná skupina. Každú kategóriu je možné ďalej členiť do hĺbky.



Obr. 1 - Hlavné části mini-exkavátoru [4].

2.2.1 Otočný zvršok

Pojem otočný zvršok mini-exkavátoru v sebe zahŕňa niekoľko elementárnych podčastí. Ako celok je pripevnený k podvozku pomocou otočného ložiska a vie sa otáčať o 360°. [1]

Asi najvýraznejším rysom je samotná kabína operátora. Nachádzajú sa tu ovládacie prvky celého stroja a zaberá podstatnú časť celého zvršku. Základný rám plní funkciu nosného prvku. Musí byť schopný vydržať záťaž, ktorá je naň prenesená pri pracovnom procese ale aj zo samotných častí, ktoré sú naň upevnené. [5]

Pod ochranným krytom sa nachádza hydraulické ústrojenstvo. Hydraulický výkon a prevody umožňujú stroju natáčať sa do všetkých strán, zabezpečujú manipuláciu s pracovnou skupinou a taktiež sú nevyhnutné pre pojazd. Všetko za pomoci hydraulického oleja a iných kvapalín potrebných na bezproblémovú prevádzku stroja. [4]

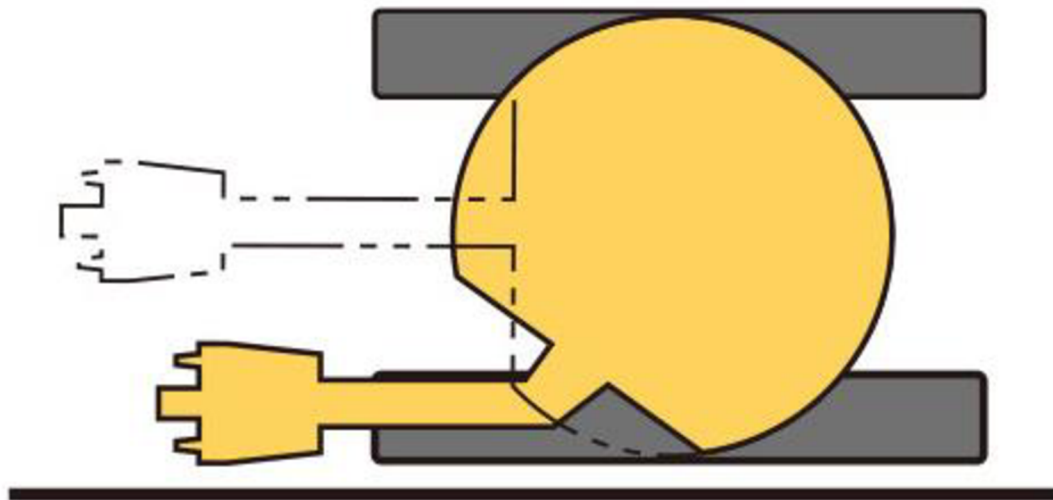
Pre mini-exkavátory je obzvlášť dôležitá kompaktnosť. Preto akýkoľvek presah zvršku cez šírku pásov pri jeho otáčaní znižuje tento parameter. Tento presah sa meria od stredovej osi otáčania po najvzdialenejší zadný bod stroja. Vynález „nulového chvosta“ (obr. 2) od spoločnosti Yanmar umožnil plne využívať dizajn bez presahu a je v súčasnosti najpoužívanejším variantom pre mini-bagre. [4]

Potrebnú energiu poskytuje pohonná jednotka. Výkon motoru pre mini-bagre sa pohybuje od 3 kW do 25 kW, veľakrát záleží od veľkosti stroja.

Emisné reguly tlačia na výrobcov, aby prichádzali s novými inováciami a optimalizáciami pre výkon elektromotorov. Tie hlavne v menších strojoch začali nahrádzať spaľovacie motory. Tie sa spoliehali na výfukové filtre znižujúce emisie

v systémech dodatočnej úpravy odpadu, ktoré si vyžadujú pravidelné čistenie. Výhodou je možnosť použiť stroj v akomkoľvek prostredí. Elektromotory poskytujú lacnejšiu prevádzku no ich využitie je limitované zväčša na priemyslovo vyspelejšie oblasti s dobrou dostupnosťou elektrickej energie.

Príklad je použitie prototypu s označením BL 180/90 od výrobcu Kolektor (Slovinsko). Jedná sa o trojfázový synchronný motor s permanentnými magnetmi s menovitým výkonom 12,5 kW.



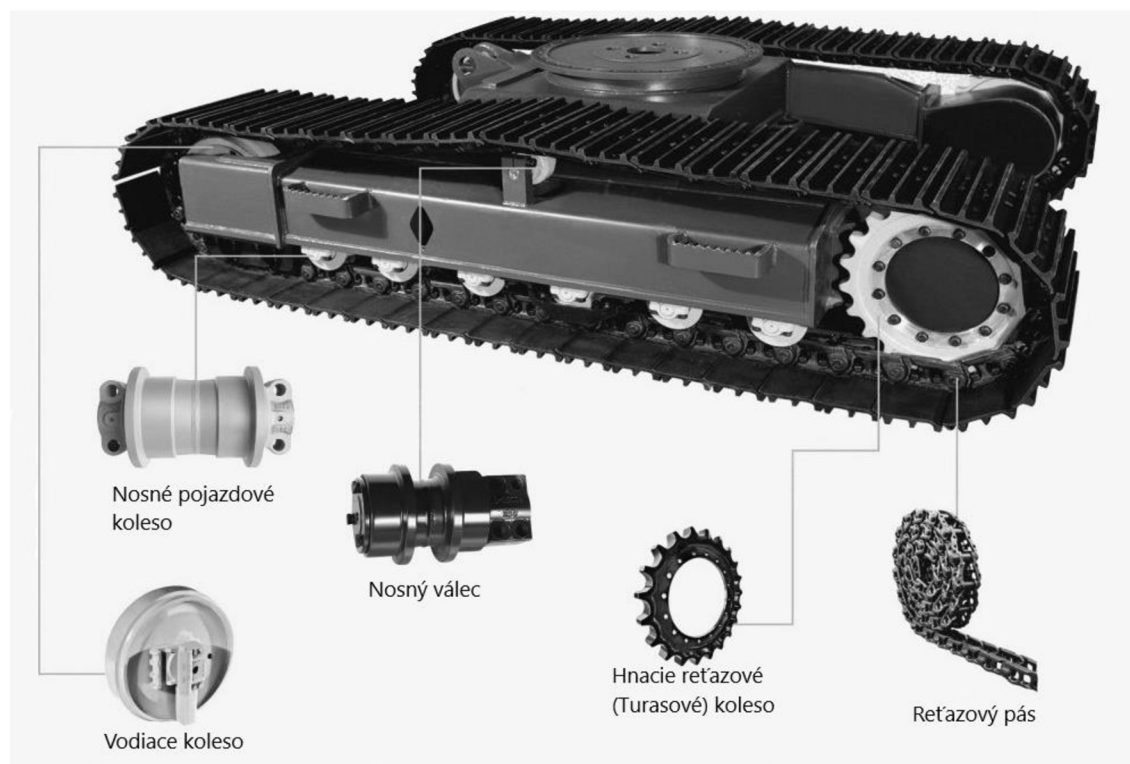
Obr. 2 - Nulový chvost [6].

2.2.2 Podvozok mini-bagrov

Za normálnych okolností mini-bagre nie sú určené na prekonávanie väčších vzdialeností. Ich hlavnou úlohou je práca na designovanom pracovisku. Je mnoho faktorov, ktoré musí podvozok spĺňať a záleží aj od konkrétneho účelu daného stroja. Napríklad sa musí počítať s pohybom po členitom teréne a odolnosťou voči vysokému stupňu znečistenia. V súčasnosti sú dostupné tri konštrukčné varianty podvozkov: pásový, kolesový a krokový. Každý so svojimi výhodami a nevýhodami. [5] [7]

Najbežnejším typom podvozku pre mini-exkavátory je pásový podvozok. Väčšia kontaktná plocha rozkladá hmotnosť vozidla po celej ploche pásu, čo znižuje pravdepodobnosť zapadnutia v nepriaznivom teréne. Pásky ľahšie preklenú nerovnosti ako priekopy či menšie diery. Taktiež poskytujú lepšiu trakciu a nulový polomer otáčania. Sú však mechanicky zložitejšie, čo znižuje ich životnosť. Dosahujú nižšie transportné a pracovné rýchlosti a majú vyššie prevádzkové náklady. [7]

Pri pásovom podvozku je dôležité vybrať správny typ pásu. Väčšina kompaktných exkavátorov je vybavená gumovými pásmi, ktoré vyvíjajú nižšiu tlak na pôdu. Oceľové výstuhy zabezpečujú pevnosť. Ohybnosť je dosiahnutá samotnými vlastnosťami materiálu. Gumené pásky majú rôzne šírky. Tie širšie poskytujú väčšiu stabilitu, zatiaľ čo užšie pomáhajú prejsť aj cez tie najmenšie prierezy. Oceľové pásky sa pri mini-bagroch nevyužívajú. [5]



Obr. 3 - Diely podvozku [8].

Konštrukčne hlavné prvky pásových podvozkov sú hnacie reťazové kolesá, vodiace kolesá, nosné pojazďové kolesá, nosné valce a samotný pás (obr. 3) [8].

Neodmysliteľnou súčasťou podvozku je jeho rám. Má nosný účel a prepája podvozok s otočným zvrškom. Rámy sa rozdeľujú na delené a nedelené.

Hlavný rozdiel v konštrukcii podvozku medzi najmenšími mini-exkavátormi a ich väčšími „bratracami“ je výsuvný podvozok. Tento podvozok v tvare písmena „H“ je možné zasunúť aby sa dočasne znížila celková šírka stroja, čo je cenné pri presune cez malé otvory alebo pri práci v obmedzených priestoroch. Pred vykonaním akejkoľvek práce by mal byť podvozok rozšírený [1]. Väčšie stroje sú v podstate aj tak príliš robustné aby mohli prejsť cez úzke priechody, kvôli čomu je v prvom rade táto technológia implementovaná.

2.2.3 Pracovná skupina

Hlavnými komponentmi pracovnej skupiny, ktoré sú pripevnené k otočnému zvršku, sú rameno, nadstavec a akýkoľvek pracovný nástroj (obr. 4). Do pracovnej skupiny sa zaraďuje aj radlica aj keď iné publikácie ju môžu pričleniť ako súčasť podvozku.

Existujú tri konfigurácie ramena definujúce jeho voľnosť pohybu [1]. Väčšina mini-rýpadiel je vybavená otočným ramenom, spojená s rámom stroja pomocou vodorovného čapu. Umožňuje pohyb hore a dole nezávisle od otočného zvršku. Je možné ho tiež hydraulicky natáčať doľava alebo doprava, aby mohlo byť vykonávané ofsetové kopanie rovnobežne s dráhami rýpadla.

Ďalšie typy upevnenia ramena sú kĺbové rameno, ktoré uberá vodorovnú voľnosť pohybu a pevné rameno umožňuje prácu len v priestore pred bagrom.



Obr. 4 - Časti pracovnej skupiny [1].

Nadstavce môžeme rozdeliť podľa dĺžky. Kratšie varianty ponúkajú väčšiu silu a sú ideálne keď je výkon pri kopaní prioritou. Je však obetovaná flexibilita dlhšieho nadstavca. Predlžovacím nadstavcom je možné zmeniť dĺžku podľa potreby.

Existuje nespočetne veľa druhov pracovných nástrojov. Asi najbežnejším je lyžica. Tá samotná sa dá ešte deliť napríklad na podkopovú či svahovú a mnoho ďalších. Je trendom, aby stroj bol čo najuniverzálnejší, preto u novších typov je možné vymeniť pracovný nástroj za druhý. Príkladom modulárnosti sú zemné vrtáky, hydraulické kladivá či demolačné kliešte. [5]

Zásypovú čepel, radlicu alebo oporu, aj keď nie je priamo pripojená na rameno mini-exkavátoru, môžeme považovať za súčasť pracovnej skupiny. Býva pripojená k podvozku a je možné ju využiť ako stabilizátor stroja v závislosti od jeho polohy, zásyp či zarovnanie povrchu. Radlica je hydraulicky aktivovaná a ovládaná z vnútra kabíny. [1]

2.3 Hydraulika v mobilných zariadeniach

Hydraulické mobilné systémy sa používajú k ovládaniu rôznych pracovných a pomocných funkcií. Vo väčšine prípadov fungujú ako hlavný systém prenosu energie.

V kategórii mobilných strojov sa hydraulika využíva nie len pre pracovné podsystemy ale aj pre pojazdné jednotky. Dokonca aj v elektrických či mechanických systémoch pohonu, hrá hydraulika neoddeliteľnú súčasť napríklad v riadení prevodových stupňov. [9]

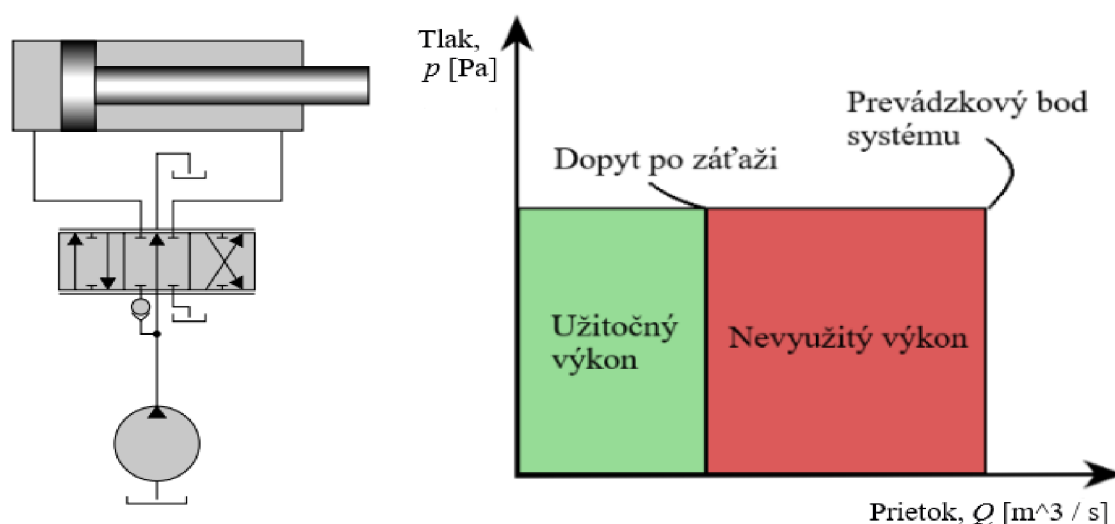
V súčasnosti sú vo väčšine strojov hydraulické čerpadlá poháňané spaľovacím motorom. S trendom elektrifikácie sa však stávajú čoraz bežnejšie aj čerpadlá poháňané hybridne či úplne elektricky, čo otvára nové možnosti v ovládaní hydraulického okruhu. Aby sa znížili náklady, je bežné ak sa celá sústava napája len jedným samostatným

čerpádlom. Na druhej strane, celkový výkon býva na strane spotrebičov všeobecne vyšší ako výkon čerpadla. Je to umožnené faktom, že spotrebiče len veľmi zriedka vyžadujú maximálny výkon súčasne. [10]

Distribúciu energie poskytovanú čerpádlom na potrebné miesto v okruhu zabezpečujú hydraulické ventily. Umiestnenie, počet, spôsob ovládania a samotný typ konštrukcie použitých hydraulických ventilov dáva vznik rôznym systémom ovládajúcich celý hydraulický okruh.

2.3.1 Systémy s konštantným prietokom

Najbežnejšie využívaný systém v mobilnej hydraulike. Dôvodom rozšírenosti tohto systému je fakt, že sú jednoduché. Jeho princíp spočíva v tom, že pri nečinnosti všetkých smerových ventilov, nasmeruje celý tok čerpadla do nádrže. Bežne sa to dosiahne použitím smerového ventilu s kanálom v stredovej polohe spájajúci čerpadlo a nádrž. Pomocou tohto otvoreného stredového kanálu je tlak udržiavaný na nízkej úrovni, keď je systém nečinný a ventil je zatvorený. [11]



Obr. 5 - Schéma zapojenia a efektívnosť systému s konštantným prietokom [12].

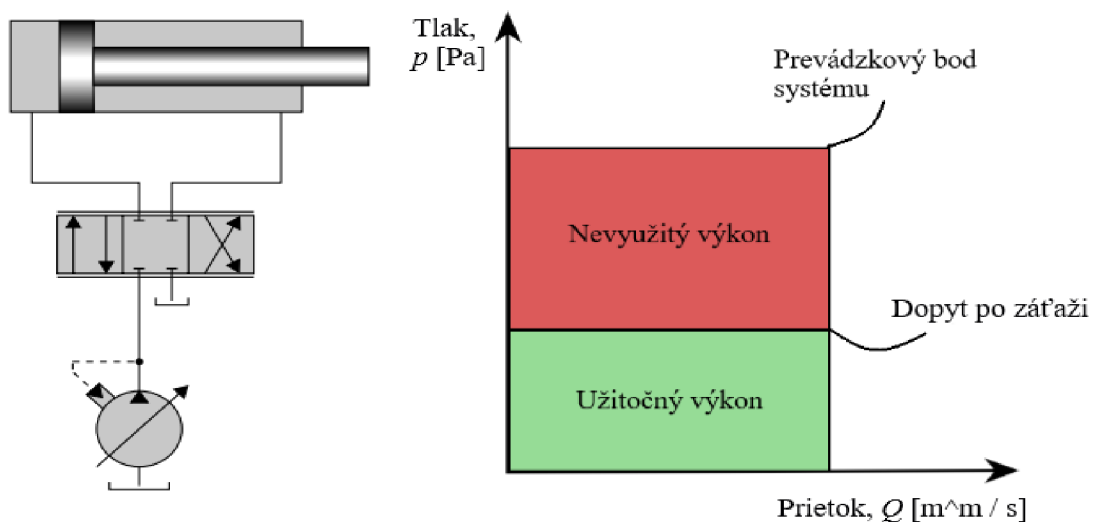
Ak je súčasne aktivovaných niekoľko ventilov, prietok do každého akčného členu bude závisieť nielen od jeho vlastného zaťaženia ale aj od ostatných záťaží. To znamená, že úroveň tlaku pri jednom zaťažení môže výrazne ovplyvniť rýchlosť iného akčného členu. Najvýraznejšou nevýhodou je nízka energetická účinnosť (obr. 5). Vysoké straty nastávajú hlavne pri malej záťaži nevyžadujúcej plný prietok. Nevyužitý prietok sa vracia späť do nádrže a znižuje účinnosť celého systému. To má na druhú stranu za následok neustálu cirkuláciu hydraulického kvapaliny, čo umožňuje prácu v chladných podmienkach bez nutnosti predhrievania. [13]

Systémy s konštantným prietokom nemajú tendenciu k osciláciám. Je to za cenu závislosti pozície posuvného ventilu a tlaku v danej vetve na prietoku. To ale následne nepriaznivo ovplyvňuje ovládateľnosť celého stroja. [12]

2.3.2 Systémy s konstantným tlakom

Existujú dve varianty systému s konstantným tlakom. Prvú je možno realizovať pomocou čerpadla s variabilným objemom ovládaného tlakom a druhú pomocou čerpadla pracujúceho proti tlaku poistného ventilu. Bližšie bude znázornená prvá možnosť, pretože dosahuje vyššej účinnosti [11].

Pri nečinnosti systému je každý smerový ventil uzavretý a čerpadlo s variabilným objemom vyrovná svoje vlastné straty výtlakom a tým udržuje konstantný tlak. Prietok závisí od posuvného ventilu a taktiež tlaku záťaže. Ovládateľnosť je avšak lepšia ako v systémoch s konstantným prietokom, pretože tu nie je závislosť medzi tlakom záťaže a tlakom čerpadla. Z dynamického hľadiska systémy s konstantným tlakom majú podobné vlastnosti ako systémy s konstantným prietokom z dôvodu ich závislosti na záťaži. [13]



Obr. 6 - Schéma zapojenia a efektívnosť systému s konstantným tlakom [12].

Pokiaľ ide o energetickú účinnosť, tieto systémy sú vhodné ak záťaž je konštantná (obr. 6). Tlak čerpadla sa potom vyrovná na hodnotu tlaku záťaže. Vysoké straty nastávajú ak sa často menia hodnoty tlaku záťaže. Hlavne ak sa ľahké bremeno zdvíha vysokou rýchlosťou. Pokles tlaku nastáva potom cez smerový ventil. Značná časť energie sa spotrebuje na ohrev hydraulického kvapaliny prípadne jej chladenie. [12]

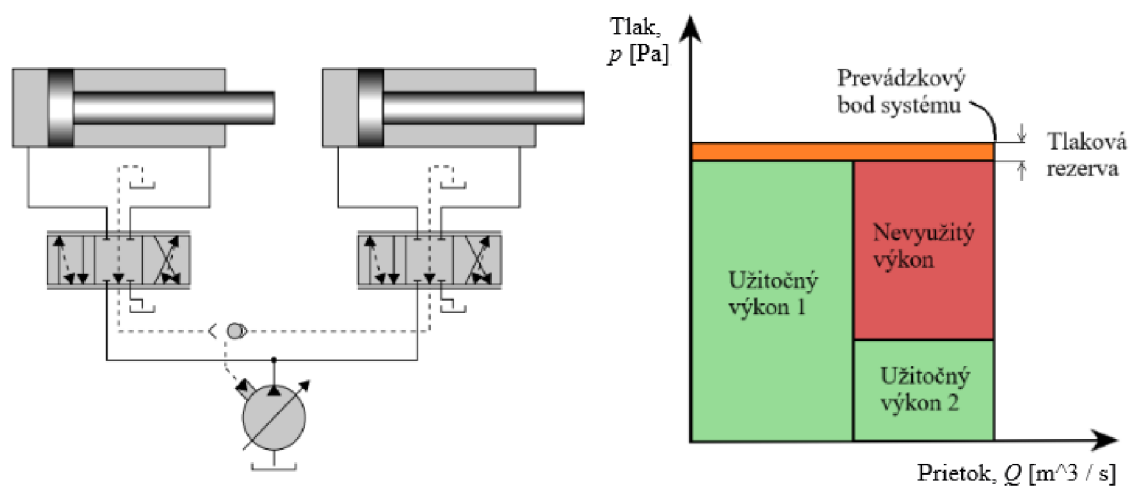
2.3.3 Systémy snímania záťaže

V systémoch snímania záťaže (Load-Sensing systems) používajú čerpadlo s variabilným objemom a ventily s uzavretým stredom, podobné ako systémy s konstantným tlakom. Ovládanie čerpadla je však navrhnuté iným spôsobom. Namiesto udržiavania konštantného tlaku sa tlak čerpadla určuje spätovo-väzbovým signálom z tlaku záťaže podľa najvyššej požadovanej záťaže. [10]

V prípade, že viacero akčných členov zdieľa rovnaké čerpadlo, snímač záťaže zaznamená najvyšší požadovaný tlak, podľa ktorého reguluje výstupný tlak čerpadla na pevnú hranicu s malou rezervou vykrývajúcou straty. Ak sa súčasne používa viacero

akčných členov, nastávajú energetické straty v závislosti na rozdiel týchto záťaží od tej najväčšej (obr. 7). [11]

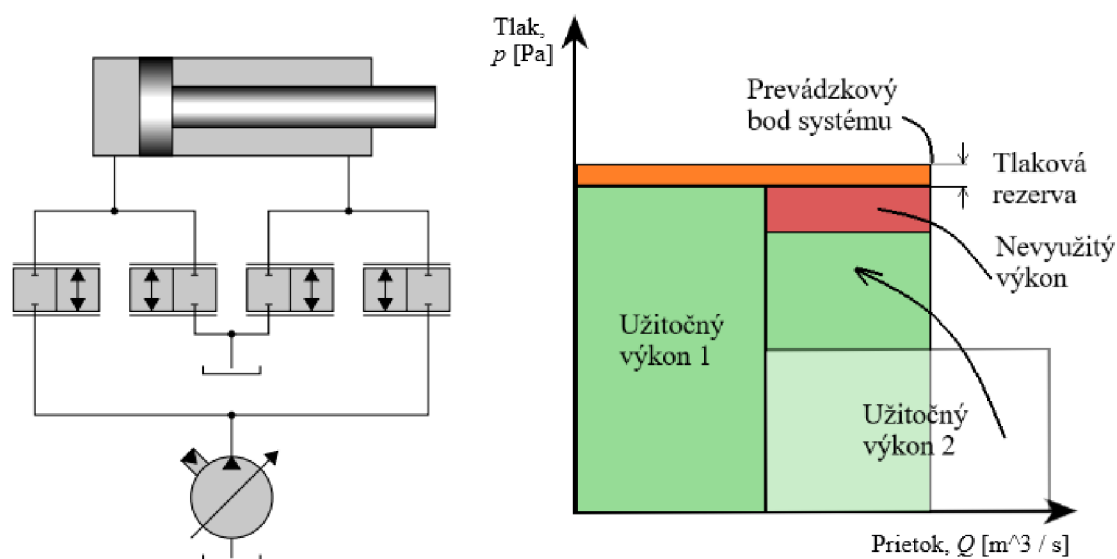
Pretože tlak čerpadla sa neustále prispôbuje najväčšiemu zaťaženiu, výsledkom je prietok nezávislý od tlaku pre najvyššiu záťaž. Avšak neplatí to pre všetky simultánne ľahšie záťaže. Keďže primárny dizajn sa snaží dosiahnuť malý vplyv tlaku záťaže na prietok, to má za následok zníženú tlmiacu schopnosť ventilov. Systém je preto náchylný k osciláciám. V aplikáciách, kde je dôležitým prvkom ovládateľnosť, sú ventily vybavené kompenzátormi tlaku. [12]



Obr. 7 - Schéma zapojenia a efektivity systému snímania záťaže [12].

2.3.4 Systémy s individuálnym prístupom

Sofistikovanejší prístup k ovládaniu ventilu je založený na mechanickom oddelení vstupných a výstupných otvorov ventilu. Tento koncept poskytuje vyšší stupeň voľnosti pri ovládaní prietoku a tlaku.



Obr. 8 - Schéma zapojenia a efektivity systému s individuálnym prístupom [12].

Toto riešenie prináša množstvo zaujímavých výhod. Napríklad redukcia straty škrtiacich ventilov, dráha toku sa môže meniť aj počas prevádzky alebo dynamické

charakteristiky systému, kedy samotný hardvér je dimenzovaný viac všeobecnejšie a charakteristiky systému sú vo väčšej miere definované softvérovým nastavením. Takéto nastavenia môžu ušetriť značné množstvo energie v mobilných strojoch (obr. 8). Najmodernejšie systémy v tejto oblasti výskumu nielen minimalizujú straty z merania, ale umožňujú aj recipročnú regeneráciu toku. Nevýhodou je komplexnosť celého systému. [9]

2.3.5 Bezventilové systémy

Nový prístup v podstate eliminuje koncept plytvania energiou predstavený v predchádzajúcich stadiách. Existuje viacero prístupov ako kontrolovať prietok a tlak. Väčšina z nich je v súčasnosti predmetom výskumu a aplikácie v mobilných pracovných strojoch nie sú zatiaľ bežné.

Napríklad koncept, kde sa presne riadi pohyb každého akčného členu nastavením výtlaku čerpadla. To umožňuje pohonu pracovať v optimálnych otáčkach, ktoré šetria energiu. Je však nutné mať na každý akčný člen samostatné čerpadlo, čo dramaticky zvyšuje počiatočnú cenu. Ďalším príkladom môže byť prípad, kde sa k napájaniu čerpadla použije elektrický motor, ktorý umožňuje aktívne riadenie rýchlosti otáčok a tým aj prietoku. V mobilných aplikáciách je však čerpadlo zatiaľ bežne spojené mechanickým spojom so spaľovacím motorom. [12]

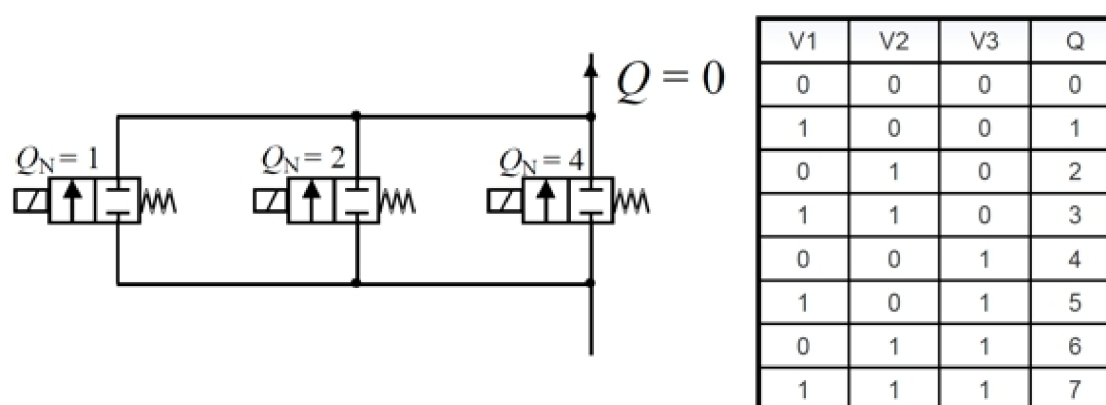
Trend v elektrifikácii otvára nové možnosti a čím ďalej viac firiem sa zaoberá práve možnosťou napájať čerpadlo elektrickým motorom či už hybridne alebo úplne elektricky. To zo sebou prináša množstvo výhod ale aj prekážok, ktoré budú pre jednané v ďalšej kapitole.

2.3.6 Systémy s digitálnym ovládaním

Použitím hydrauliky s digitálnym ovládaním sa krehké a drahé proporcionálne ventily nahrádzajú lacnejšími a robustnejšími diskretnými ventilmi. Poskytujú vyššiu spoľahlivosť, nižšiu spotrebu energie, väčšiu presnosť pohybu, menej odstávok a nižšie počiatočné investície a náklady na náhradné diely. Príkladom diskretného ventilu je napríklad Tanierový ventil (poppet valve). Jedná sa o jednoduchý dvojcestný ventil s dvoma polohami – otvorený a zatvorený. Na riadenie ventilov sa používa binárne programovanie. V ideálnom prípade musia ventily reagovať veľmi rýchlo v rozmedzí niekoľkých milisekúnd. [14]

Použitie tohto systému v mobilnej hydraulike sa v súčasnosti javí ako dosť nepraktické. Využitie nájde len u najväčších strojov pri rekuperácii, napríklad pri brzdení otočného zvršku. V malých strojoch jednoducho nie je miesto pre nespočetné množstvo potrebných ventilov a hydraulických akumulátorov.

Príklad na obrázku (obr. 9) znázorňuje trojventilový systém, kde každý ventil má iný individuálny prietok. Ich kombináciou sa dá dosiahnuť širokej škály možného prietoku. V prípade potreby presnejších prietokov sa vždy môže použiť viac ventilov. Takáto sústava sa berie ako samostatná jednotka a nazýva sa digitálna jednotka riadenia prietoku (Digital Flow Control Unit) [15].



Obr. 9 - Schéma a varianty zapojenia systému s digitálnym ovládaním [15].

2.4 Elektrifikácia mobilných pracovných strojov

Elektrické vozidlá sa stávajú čoraz bežnejšie v odvetviach osobnej a hromadnej dopravy. V segmentoch mobilných strojov hlavní dodávatelia uvádzajú na trh úplne elektrické a elektrické hybridné zariadenia v reakcii na priemyselné požiadavky na zníženie uhlíkovej stopy a dodržiavanie prísnejších emisných predpisov. Tieto trendy vedú k technologickým inováciám v širokej škále stavebných, poľnohospodárskych a iných terénnych vozidiel. Výrobcovia navrhujú spôsoby, ako používať elektrické a hybridné elektricko-naftové pohony na presun týchto strojov a napájanie ich nástrojov. [16]

To, do akej miery môžu rôzne stroje prijať elektrické hnacie ústrojenstvo, záleží od viacerých faktorov. Patrí medzi nich veľkosť stroja, jeho pracovný cyklus a koľko energie potrebuje pohonná jednotka dodať zvyšku stroja. Vzhľadom na tieto faktory nemôže žiadne riešenie hnacej sústavy či už naftové, hybridné alebo elektrické poskytnúť efektívne riešenie v každej aplikácii. Je logické uvažovať aj o modulárnej škále riešení. [16] [17]

2.4.1 Motivácia elektrifikovať

Dnes sú už úplne bežné plne elektrifikované mobilné stroje s nízkym výkonom, ako sú napríklad vysokozdvížne vozíky či systémy na kosenie trávnikov. V súčasnosti prebieha druhé kolo elektrifikácie, kedy sa do praxe začínajú zavádzať elektrifikované ľahšie stavebné stroje ako je napríklad Bobcat mini-exkavátor E19, ktorému sa venuje aj táto práca (obr. 10).

Ďalšie kolo výziev v oblasti elektrifikácie spočíva vo väčších strojoch, ako sú ťažké stavebné, pracovné či poľnohospodárske stroje. Tie na pohon zvyčajne používajú naftové motory a hydrauliku. Doposiaľ najväčším elektrifikovaným exkavátorom je 25 ton vážiaci model The Cat 323F (obr. 10). Prestavbu uskutočnila spoločnosť Pon Equipment, motivovaná záväzkom Nórska stať sa do roku 2030 uhlíkovo neutrálnym. To je jeden

z příkladov patriacich medzi priemyselné hnacie sily, ktoré vedú k novým investíciám do elektrifikácie týchto druhov strojov. [18]

Ďalším sú environmentálne obavy a emisné regulácie. Na mnohých významných trhoch bude mať vývoj v oblasti emisií a kvality ovzdušia naďalej vplyv na výrobcov, ktorí potrebujú nasadiť stroje, ktoré vyhovujú prísnejším predpisom, a napriek tomu sú stále vybavené na vykonávanie najnáročnejších úloh. Umožňujú tiež vykonávať práce v stiesnených priestoroch v podzemí bez vytvárania škodlivých emisií. Vďaka zredukovanému výstupnému hluku sú vhodné aj na stavebné práce v mestách alebo husto osídlených prostrediach. [19]

S rozširujúcou sa elektrifikáciou sa náklady na technológiu elektrického hnacieho ústrojenstva stali konkurencieschopnejšie a stúpla celková cena vlastníctva. V kombinácii s rozširujúcou sa dostupnosťou elektrických nabíjajúcich staníc a nákladmi na palivo sa stáva reálna dlhodobá hodnota aj potenciál elektrifikovaných mobilných strojov. [16] [19]



Obr. 10 - Ukážka elektrifikovaných vozidiel [18] [20] [21].

2.4.2 Úskalia elektrifikácie

Elektrifikácia mobilných hydraulických pracovných strojov, na rozdiel od osobných áut a iných vozidiel, vyžaduje zabezpečenie napájania a výkonnosti aj pracovného náradia daného zariadenia. Bolo by neefektívne, keby sa pracovná činnosť musela neustále prerušovať z dôvodu dobitia batérií. [16]

Na úspešnú elektrifikáciu mobilných strojov je nevyhnutná jednoznačná a spoľahlivá odpoveď. Ako nahradiť spotrebovanú energiu? Pri naftových motoroch stačí naplniť nádrž. A hoci technológia batérií naďalej podporuje stále väčšie úložisko, zdá sa, že je ťažké si predstaviť skok k úplnej elektrifikácii pre tie najnáročnejšie aplikácie mobilných strojov.

Poskytnutie výkonu potrebného pre stavebné a terénne mobilné stroje na každodenné vykonávanie práce predstavuje pre elektrickú technológiu obrovskú výzvu. Zásadnou otázkou je krútiaci moment potrebný na vykonanie práce. Či už je krútiaci moment poskytovaný určitou úrovňou napätia a prúdu, tlakom a prietokom

hydraulického systému alebo rotačnou energiou z naftového motora cez prevodovku na nápravu mobilného zariadenia, poskytuje výkon potrebný na pohyb stroja. [16]

Je nezanedbateľné, pri pomere výkonu k veľkosti, že neexistuje kompaktniejšia metóda mechanického ovládania ako pomocou hydrauliky. Tá je vo svete prenosu energie jedinečná, pretože vlastní tromf v oblasti prenosu výkonu na veľkosť zariadenia. Počet molekúl oleja, ktoré je možné použiť na vytvorenie sily je obmedzený iba konštrukciou a materiálom. Pri elektrickom ovládaní sú dokonca aj supravodivé motory nakoniec obmedzené ich schopnosťou vytvárať magnetické polia dostatočne silné na to, aby sa vyrovnali hydraulike. [22]

Tlak na elektrifikáciu neznamena, že dôjde k prípadnej výmene hydrauliky za elektrické motory. Namiesto toho bude priemysel pracovať na spôsoboch, ako čo najefektívnejším spôsobom integrovať elektrickú energiu do mobilných pracovných strojov a maximálne využiť merný výkon poskytovaný hydraulickou technológiou.

2.5 Elektro-hydraulika

V horizonte najbližších 50 rokov a pri súčasnom technologickom poznaní je ťažké si predstaviť, že by hydraulika bola úplne vytlačená čisto elektrickým pohonom. Zatiaľ neexistuje žiadny efektívny, kompaktný a spoľahlivý spôsob, ako by sa elektrické lineárne pohony vyrovnali s hydraulickými valcami. [22]

Efektívnejším riešením by bola kombinácia elektrickej a hydraulickej energie. Na vykonanie pracovnej činnosti je potrebné určité množstvo energie. Či už ide o napätie a prúd s elektromotorom alebo prietok a tlak s hydraulickým valcom, konečným výsledkom je vytvorenie krútiaceho momentu potrebného na vykonanie práce.

Namiesto napájania hydrauliky z naftového motora je použitý generátor. Ten dodáva energiu elektrickému motoru poháňajúcemu čerpadlo. Toto riešenie využíva vysoký merný výkon poskytovaný hydraulikou pri prechode spôsobu jej napájania z platformy spaľovacieho motora na elektrický pohon. [16]

Výzvou je, že väčšina súčasných mobilných hydraulických systémov využíva dieselový motor priamo spojený s hydraulickým čerpadlom dimenzovaným na najhorší scenár: plný tlak a prietok pre všetky hydraulické funkcie súčasne. V skutočnom svete sa tak dostáva iba priemerného využitia dostupného výkonu. Výsledkom je, že výrobcovia zariadení smerujú k elektro-hydraulickým riešeniam, ktoré oddeľujú hydraulické čerpadlo od spaľovacieho motora – a často ho úplne eliminujú.

2.5.1 Elektromotory

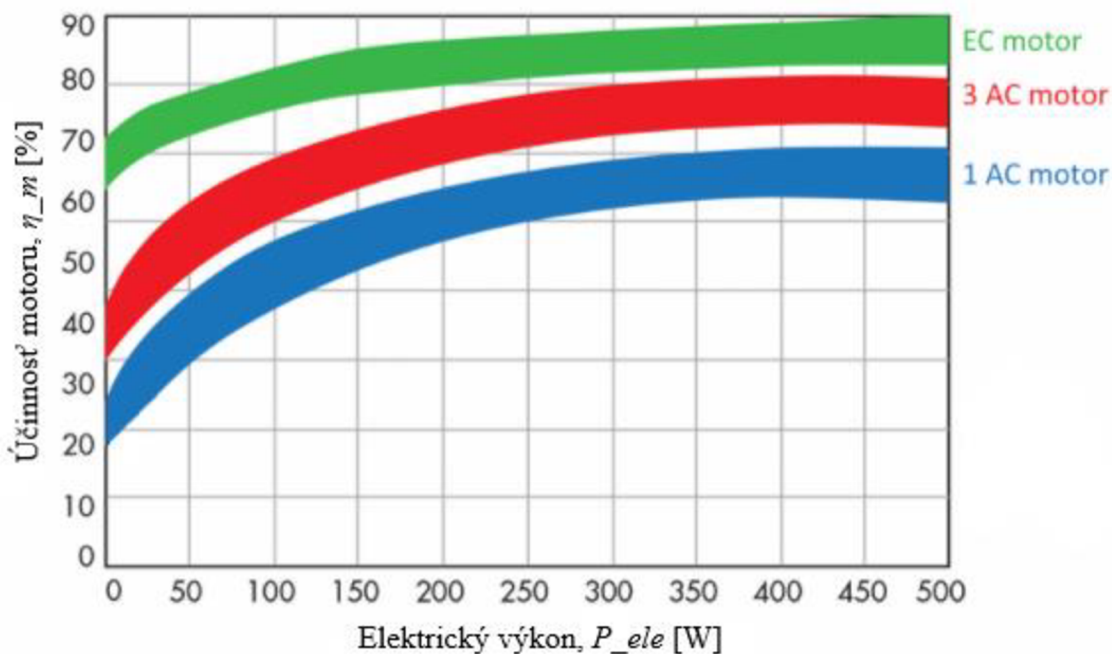
Elektro-hydraulický systém je jednoducho integrácia elektrického motora na hydraulické čerpadlo spolu s potrebnou elektronikou a ovládacími prvkami. Existuje niekoľko typov elektrického pohonu. Elektromotory sa vyberajú podľa požiadavky na krútiaci moment a aplikácie na ktorú majú byť použité.

V tejto stati pozornosť nebude venovaná rozdeleniu elektromotorov alebo popisu ako fungujú. O tejto téme by mohla byť spracovaná samostatná práca. Text bude

zameraný na identifikovanie parametrov a popisu vlastností vhodných pre použitie v mobilnej pracovnej technike. V aplikáciách kde záleží viac na účinnosti a kompaktnosti, ako sú napríklad mobilné exkavátory, sú dôležité elektromotory s podobnými charakteristikami.

V dnešnej dobe sú synchronné motory významne uplatňované v aplikáciách s polohovým a rýchlostným riadením pre nezávislosť otáčok od zmeny zaťaženia. Synchronnosť otáčok znamená, že otáčky rotora sú zhodné s otáčkami statorového magnetického poľa – pracujú bez sklzu. Žiadúca vlastnosť, využitelná v presnom ovládaní pracovných nástrojov bez zotrvačnosti. Ďalšou zaujímavou vlastnosťou je vysoká až 90% účinnosť. Mobilné stroje nie sú bežne pripojené do siete a preto efektívne využitie dostupnej energie je fundamentálne. Medzi ostatné výhody patrí nezávislosť rýchlosti motora od zmeny zaťaženia, vysoká dynamika a nezávislosť zmeny použitého napätia na krútiaci moment. [23]

K negatívnym vlastnostiam patria problémy s rozbehom, avšak použitím prevodovky a vhodnou voľbou typu riadenia sa dajú tieto nedostatky minimalizovať. Konštrukčné a materiálové zhotovenie je komplikovanejšie ako u jednoduchších asynchronných motorov čo reflektuje aj priemerná kúpna cena. Pre bežné priemyselné použitie sú priateľene indukčné asynchronné motory. Ak sa však vyžaduje vysoký krútiaci moment, kontrola brzdenia alebo možnosť polohovania, býva zvolený synchronný motor. [24]



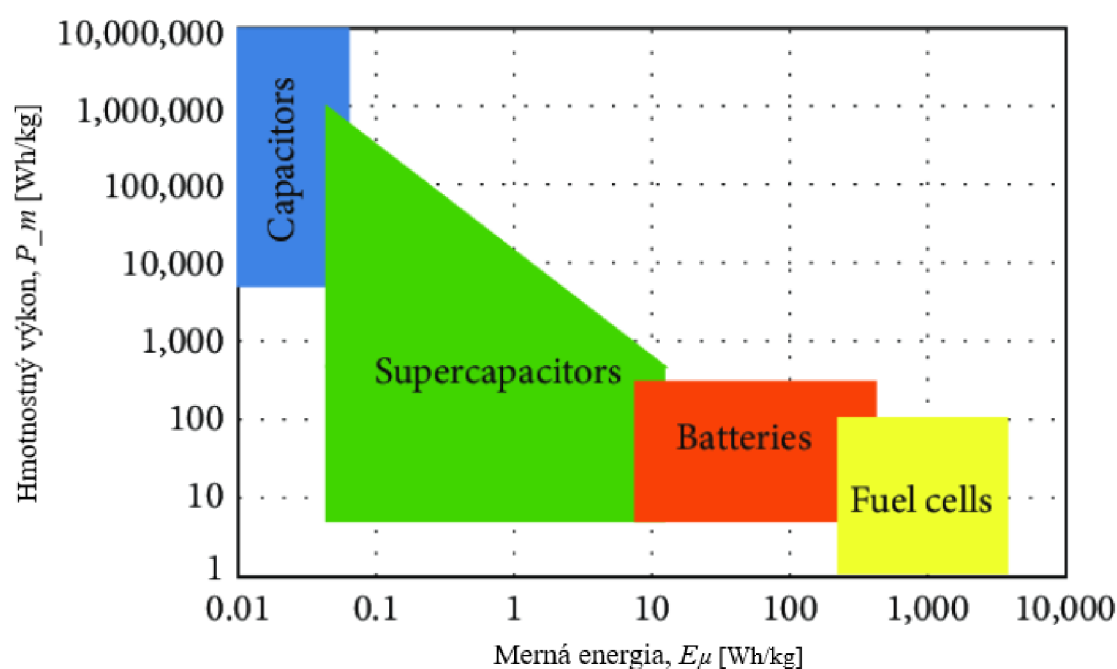
Obr. 11 - Porovnanie výkonových kriviek elektromotorov [25].

Synchronné ale aj asynchronné motory sú určené k ovládaniu určitého rozsahu na výkonovej krivke. Mimo tohto rozsahu účinnosť klesá (obr. 11). Časť energie je dokonca spotrebovaná na vytvorenie magnetického poľa. Zaujímavou alternatívou sú motory s elektronickým komutátorom. Sú to vlastne synchronné motory s permanentnými

magnetmi a rotorové magnetické pole je vytvárané vďaka nim. Výhodou je konštrukčné zjednodušenie a zvýšená účinnosť. Prichádzajú však o možnosť meniť prevádzkové vlastnosti motora a prítomnosť permanentných magnetov zvyšuje cenu. Zvyčajne sa používajú pre aplikácie ktoré nevyžadujú veľký výkon, avšak s pokrokom v oblasti elektroniky a nových použitých materiálov nachádzajú uplatnenie i vo väčších rozsahoch výkonu až do 12 kW [23] [25].

2.5.2 Akumulátory

Väčšina mobilných vozidiel musí používať prostriedok na skladovanie energie. Najbežnejšie je na tento účel využívaný akumulátor (batéria). Existujú viac druhov bežne používaných batériových technológií. Tie sa odlišujú podľa hmotnostného výkonu, napätia, doby nabíjania, hmotnosti či obstarávacích nákladov.



Obr. 12 - Porovnanie akumulátorov [26].

Li-Ion (Lithium Ion), aj napriek vyššej cene v porovnaní s olovenými akumulátormi, sú preferované v mobilnej hydraulike. Majú totiž vyššiu mernú energiu v pomere k svojej hmotnosti. V aplikáciách kde záleží na kompaktnosti a hmotnosti to býva rozhodujúci faktor. Pri správnom zachádzaní poskytujú vysokú životnosť. Batérii škodí úplne vybitie, vysoké teploty a extrémne prúdové zaťaženie. [27]

Nabíjačka akumulátorov, môže byť jednoduchá zásuvná jednotka. V niektorých prípadoch je možné využiť spätný chod elektromotoru na rekuperáciu energie a nabíjanie akumulátoru. Napríklad cyklus práce exkavátora, kedy pracovná jednotka cyklicky zdvíha vykovaný materiál a následne spúšťa lyžicu na ďalší pracovný cyklus. To vytvára priestor na zachytenie potencionalnej energie, ktorá sa pri poklese lyžice zvyčajne premieňa na odpadové teplo. Takto uložená energia je použitá neskôr pre potreby motora. [24]

V niektorých aplikáciách je nainštalovaný aj super-kondenzátor. Toto zariadenie je vysoko výkonný elektrický kondenzátor a funguje ako hydraulický akumulátor. Dôvod na použitie je jeho schopnosť sa veľmi rýchlo nabiť (do jednej sekundy). Je tiež schopný túto uloženú energiu rovnako rýchlo uvoľniť v čase zvýšeného dopytu. Nie je určený na dlhodobé uskladnenie elektrickej energie ako batéria. [28]

V porovnaní s palivovými článkami, batérie zaostávajú v množstve poskytovanej mernej energie systému (obr. 12). V súčasnosti je táto limitácia jeden z hlavných dôvodov pomalšieho rozvoja elektrických vozidiel vôbec. [26]

S ohľadom na posun v elektrifikácii mobilnej hydrauliky sa využívajú technológie digitálneho riadenia strojov na inteligentné riadenie požiadaviek na krútiaci moment a výkonu v rámci mobilných strojov. Zvýši sa tak pracovný čas batérie a umožní to predĺženie pracovnej zmeny stroja. To pomáha zvládnuť dopyt po elektrickej energii a pomocou hybridného elektrického pohonu dáva inžinierom nástroje, ktoré potrebujú na vytvorenie ťažších mobilných strojov, ktoré dokážu pracovať dlhšie bez nadmerného vybíjania batérií.

2.5.3 Elektro-hydraulické čerpacie jednotky

Elektro-hydraulické čerpacie jednotky majú potenciál byť radikálne efektívnejšie ako tradične hydraulické systémy. Niektoré kľúčové vlastnosti to umožňujú a jednou z najjednoduchších je funkcia napájania na požiadanie. Elektro-hydraulická jednotka motor-čerpadlo sa roztáča iba vtedy, keď je pre pracovné funkcie potrebný tlak a prietok. Ak nie sú potrebné žiadne práce, elektro-hydraulická jednotka motor-čerpadlo nespotrebuje žiadnu energiu. To predstavuje obrovský nárast efektívnosti v porovnaní s udrжанím chodu motora a čerpadla na voľnobežných otáčkach. Zvyšuje sa tiež životnosť komponentov – najmä s ložiskami a tesneniami. [29]

Ďalšou veľkou výhodou elektro-hydraulických agregátov motor-čerpadlo je schopnosť riadiť smer a množstvo hydraulického toku jednoducho riadením smeru a rýchlosti elektromotora. Tento koncept je už dobre zavedený v priemyselných hydraulických aplikáciách, ako sú vstrekovacie lisy. Tieto systémy eliminujú potrebu smerových a proporcionálnych ventilov v osi pohybu, v ktorej sa používajú. Znižovanie počtu a zložitosti komponentov v hydraulickom okruhu tiež zjednodušuje riešenie problémov. [29] [30]

Vyššia účinnosť a kontrola nie sú jedinými výhodami elektro-hydraulických čerpacích jednotiek. Pretože tieto jednotky nemusia byť poháňané benzínovým alebo naftovým motorom, priestor a hmotnosť inak vyžadovaná pre motor, chladiace systémy a ďalšie podporné systémy je možné nahradiť oveľa kompaktnjším a ľahším balíkom poháňaným vysoko energetickými akumulátormi. Výhoda sa stáva ešte väčšia s integrovaným elektro-hydraulickým agregátom – pozostávajúcim z elektromotora, ovládača a hydraulického čerpadla spojeného do jednej kompaktnej jednotky. [29] [30]

3 PRAKTICKÁ ČASŤ

3.1 Zameranie a ciele práce

Praktická časť práce sa zaoberá návrhom a zostrojením simulačných modelov mini-exkavátora E19 fy Bobcat (zaťaženie do 1,9 ton), pri riešení prechodu na bez emisný pohon (obr. 13). V rámci projektu bolo spracovaných viacero publikácií, zameriavajúcich sa na jednotlivé časti vývoja. Táto diplomová práca vo veľkej časti nadväzuje a rozširuje výskum od riešiteľa doc. Ing Zdeňka Němce, CSc. [31] [32] [33] [34]



Obr. 13 - Bobcat E19 [35].

Prestavba exkavátora na bez emisnú variantu, zahŕňala výmenu spaľovacieho motora za synchronný motor s permanentnými magnetmi (PMSM). Zmenou prešlo aj prerozdeľovanie prietoku. Namiesto hydrogenerátora sú v novej variante za to zodpovedné hydraulické rozdeľovače.

Zmena samotného napájania má dosah na celý chod stroja. Preto boli navrhnuté jednotlivé úseky simulačného modelu, aby pomohli overiť namerané dáta a taktiež odhalili správanie stroja v krajných podmienkach.

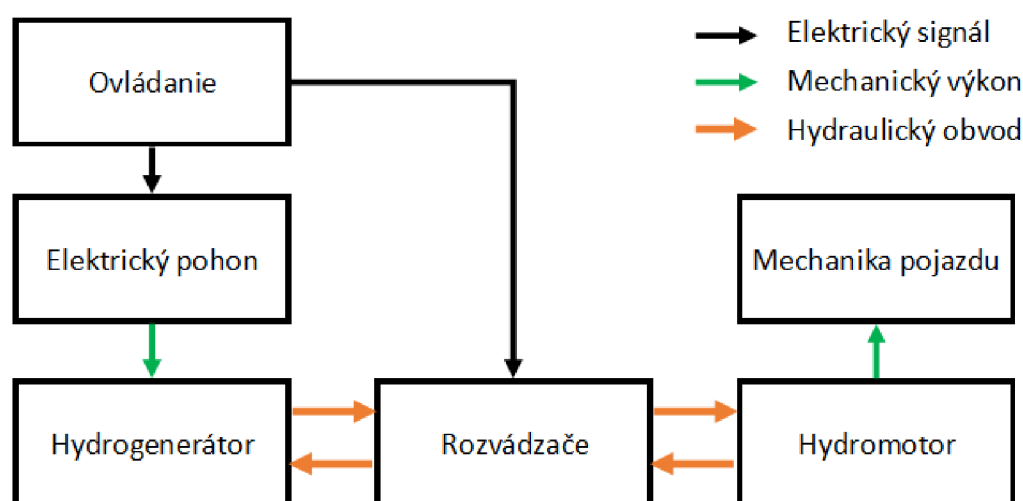
Jednotlivé kapitoly reprezentujú samostatný úsek celkového modelu ako napríklad elektrický pohon či hydrogenerátor. Sú štruktúrované podobne. V úvode každej kapitoly je čitateľ zoznámený s aktuálnou problematikou, ďalej je popísaný postup riešenia a odprezentované lokálne výsledky. Ak je možné, model je v závere kapitoly verifikovaný pomocou meraní alebo katalógových listov.

Diplomová práca bola zadaná v neskoršej fáze vývoja. V čase písania, je projekt ukončený a začínajú prípravné práce na vývoji elektrického pohonu pre kolový nakladač. Nie všetky pod časti projektu na exkavátore boli plnohodnotne uzavreté a hlavne oblasť

pojazzdu zanechala zopár nezodpovedaných otázok. Z tohto dôvodu sa diplomová práca venuje primárne pojazzdu.

Celkový simulačný model pozostáva z elektrického pohonu, hydrogenerátoru, z dvoch rozvádzačov, dvoch hydromotorov a mechaniky pojazzdu pravého a ľavého pásu (obr. 14). Vstupný signál je poloha riadiacej páky pre daný pás. Ten ovláda otáčky elektromotoru a otvorenosť konkrétneho rozvádzača. Na výstupe sa sledujú údaje ako rýchlosť pojazzdu, účinnosť a príkon.

Ako pracovný nástroj bol použitý licencovaný software Matlab Simulink s nadstavbou Simscape [36]. Program je vhodný na modelovanie a simuláciu mechanických, elektrických a hydraulických obvodov.



Obr. 14 - Logické blokové schéma pre pojazzd mini-exkavátoru.

Dodatočným cieľom bolo spracovať simulácie čo najuniverzálnejšie. Tento prístup by dal vzniku šablóny alebo postupu krokov, ktoré by boli aplikovateľné aj v podobnej problematike, aktuálne kolového nakladača.

Všeobecne je pravdou, že každá simulácia nebude nikdy plnohodnotný obraz reality. Čím viac sa model zjednodušuje a zovšeobecňuje, tým sa stáva nepresnejším. Je dôležité odhadnúť, aká miera presnosti je dostačujúca pre dokázanie vierohodnosti reálnej sústavy. Hľadania kompromisu medzi presnosťou a jednoduchosťou, preto patrí medzi dôležité faktory v procese modelovania simulačných schém. Zhodnotením výsledkov je možné určiť, či sa podarilo tento kompromis dosiahnuť.

3.2 Modelovanie pohonnej jednotky

Ako prvé bol v prostredí Matlab Simulink namodelovaný blok pohonnej jednotky. Pohonná jednotka exkavátoru pozostáva z elektrického motora, frekvenčného meniča a batérie. Cieľom bolo udržať model čo najjednoduchší, pre možnosti budúceho modulárneho použitia pre iné aplikácie. Zároveň neskompromitovať dôležitosť podobnosti výstupných údajov s reálnymi nameranými dátami.

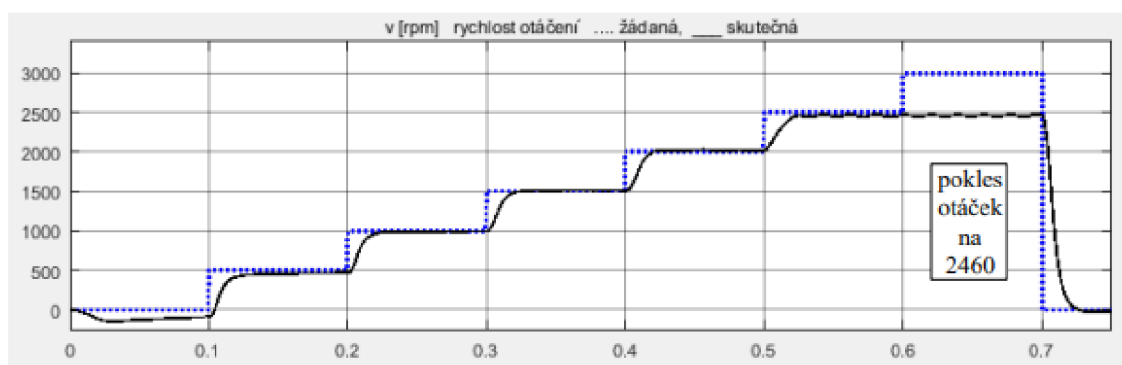
Kompaktný exkavátor Bobcat E19 bol pôvodne osadený spaľovacím motorom. V novom riešení sa prešlo na bez emisný pohon a spaľovací motor bol nahradený trojfázovým synchronným motorom s permanentnými magnetmi (PMSM) s typovým označením BL 180/90. Nominálny výkon dosadeného elektromotoru je 12,5 kW pri 3000 ot./min. Špičkový výkon dosahuje až 20 kW a špičkový (krátkodobí) krútiaci moment až 80 Nm. Maximálne otáčky dosahujú 6000 ot/min.

Na overenie správnosti modelu, boli následne využité merania na reálnom elektromotore, ktoré boli spracované v dielčej správe [37]. Cieľom bolo overiť mechanický výkon pri daných otáčkach (n) a krútiacom momente (M_k), v grafoch označovaných ako „Torque“.

Samotná podobnosť v hodnotách výkonu, by bola ale stále nedostačujúca. V rámci pod etapy vývoja projektu bez-emisného elektro-hydraulického exkavátoru, bol v práci [33] zostrojený podrobný model el. pohonu. Tento model simuluje komplexne celý el. pohon vrátane batérie a frekvenčného meniča. Vo viacerých parametroch potvrdil vysokú podobnosť s reálnym pohonom. Jeho komplexnosť je však aj nevýhodou. Neúmerne dlhé simulačné doby ho robia nepraktickým pri skúškach so zapojenými ostatnými subsystémami.

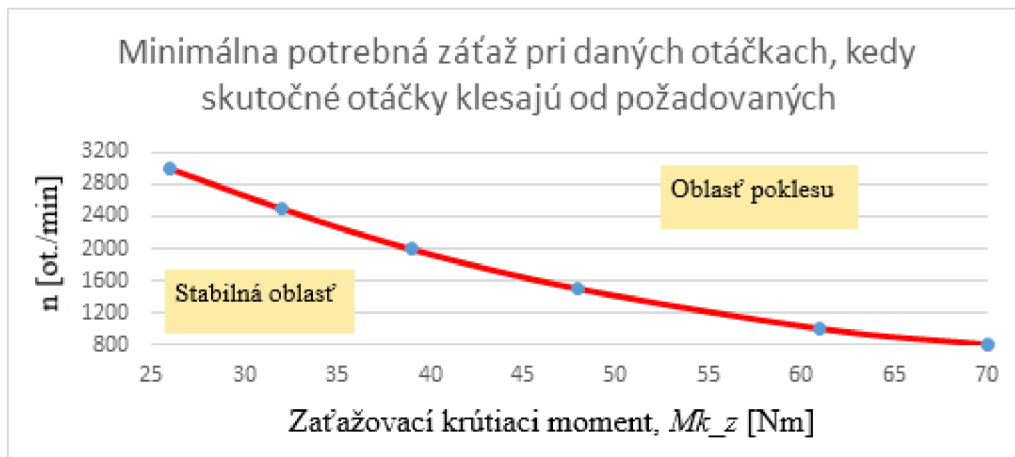
Z tohto dôvodu bolo rozhodnuté použiť ideálny zdroj uhlovej rýchlosti ako náhradu za komplexnú schému elektromotoru. Na overenie správnosti jednoduchšej varianty, je možné využiť aj výsledky komplexnejšej práce. Oba modeli simulujú rovnaký dej a mali by mať v konkrétnych podmienkach podobné vlastnosti.

Útržok z práce podrobného modelu [33], je znázornený v grafe (obr. 15). Vstupné parametre sú konštantná záťaž 40 Nm a skokový priebeh požadovaných otáčok. V čase 0,6 až 0,7 sekundy je možné vidieť pokles skutočných otáčok. Nastáva preťaženie motoru. Autor práce považuje tento fakt za jeden z najdôležitejších a bez jeho zohľadnenia je nemožné považovať model pohonu za správni.



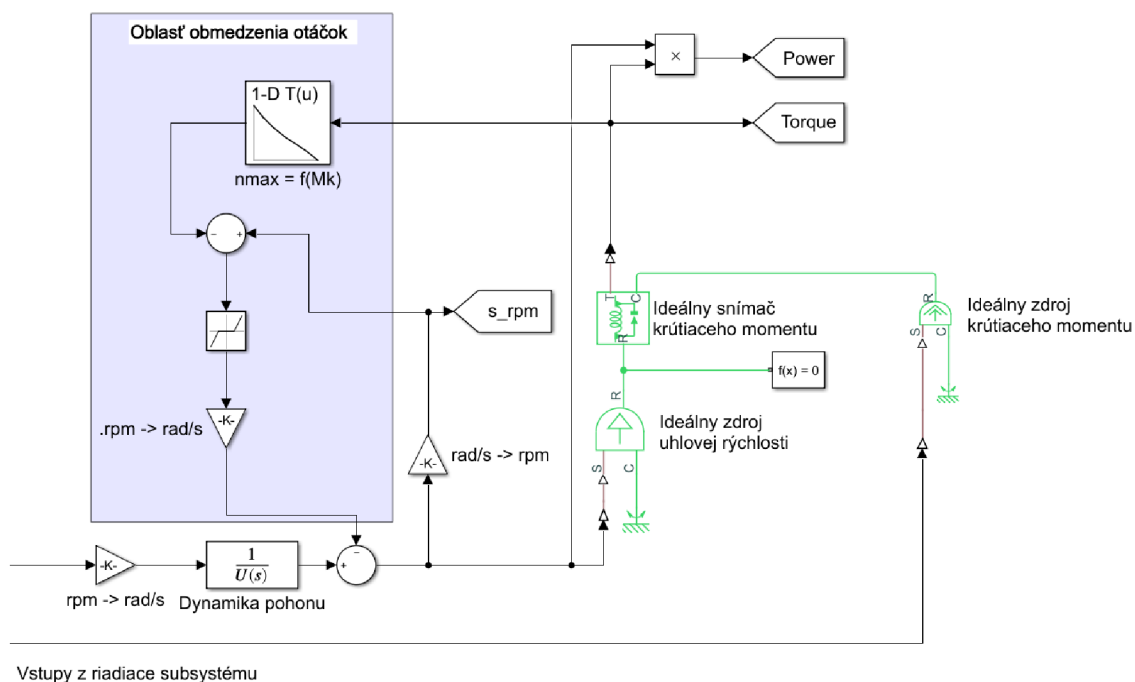
Obr. 15 - Pokles otáčok pri zatažení 40 Nm v komplexnejšom modeli [33].

V práci [37] boli zaznamenané charakteristiky poklesu otáčok pri preťažení elektromotora, kedy neplatí zhoda požadovaných a skutočných otáčok. Na základe týchto výsledkov bola stanovená obmedzujúca krivka (obr. 16). Táto krivka symbolizuje minimálnu potrebnú záťaž pri daných otáčkach, kedy skutočné otáčky klesnú pod požadovanú hodnotu.



Obr. 16 - Priebeh minimálnej záťaže na pokles skutočných otáčok od požadovaných.

Implementáciou obmedzujúcej krivky bolo dosiahnuté, aby simulačný model správne reagoval poklesom skutočných otáčok na preťaženie elektromotoru. Vďaka údajom z predchádzajúceho grafu boli nastavené hraničné hodnoty maximálnych otáčok a zaťažovacieho momentu. Celková modelová schéma pohonenej jednotky je zobrazená na nasledujúcom obrázku (obr. 17).



Obr. 17 - Schéma pohonu s obmedzením otáčok.

Taktiež bol vytvorení samostatný blok, z ktorého budú ovládané všetky riadiace signály. Obsah tohto bloku podliehal zmene s postupným progresom práce. Grafické znázornenie je dostupné v záverečných kapitolách. Vstupné parametre pre konkrétnu simuláciu sú v texte vždy jasne definované.

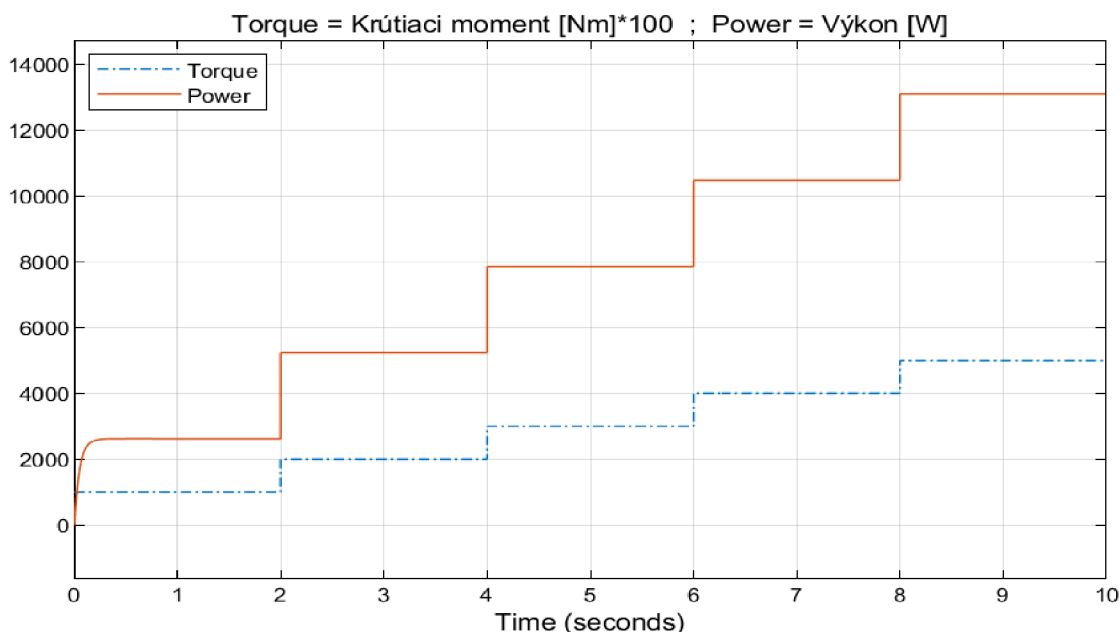
V modeli bola zahrnutá aj dynamika pohonu. Tá bola simulovaná sústavou so zotrvačnosťou prvého rádu. Časová konštanta bola približne odhadnutá na 0,05 sekundy.

3.2.1 Verifikácia modelu pohonnej jednotky

Vstupný riadiaci signál sa posielal na blok ideálneho zdroja uhlovej rýchlosti. Postupne boli zvolené rôzne hodnoty požadovaných otáčok (p_rpm).

Druhým signálom sa postupne v čase vyvolali štyri hodnoty fiktívneho zaťaženia pomocou záporného krútiaceho momentu privedeného na hriadeľ. Nedynamický priebeh výkonu je z dôsledku nezohľadnenia dynamiky hydrogenerátoru a ako testovacia záťaž bol nateraz využívaný len jednoduchý skokový signál.

Vo výstupnom grafe (obr. 18) je možné sledovať závislosť mechanického výkonu P_mech (*Power*) na krútiacom momente M_k (*Torque*) pri konštantných požadovaných otáčkach (p_rpm). Na ukážku je vybratý schodovitý priebeh zaťaženia pri konštantných 2500 ot./min. (graf 2).



Obr. 18 - Závislosť výkonu na zaťaženie krútiacim momentom pri 2500 ot./min.

Boli vybrané také počiatkové hodnoty, aké boli použité pri meraní na reálnom elektromotore. Výsledky boli prenesené do tabuľky (tab. 1), kde boli navzájom porovnané. Samotné meranie a údaje z neho vyplývajúce, popisuje práca zaoberajúca sa testovaním elektromotora. [37]

Simulácie prebehli pre každú kombináciu konštantných otáčok a zaťažovacieho momentu. Dostupné dáta z meraní nepokrývajú celú simulovanú škálu. Tam, kde je možnosť porovnania, sú výsledky podobné.

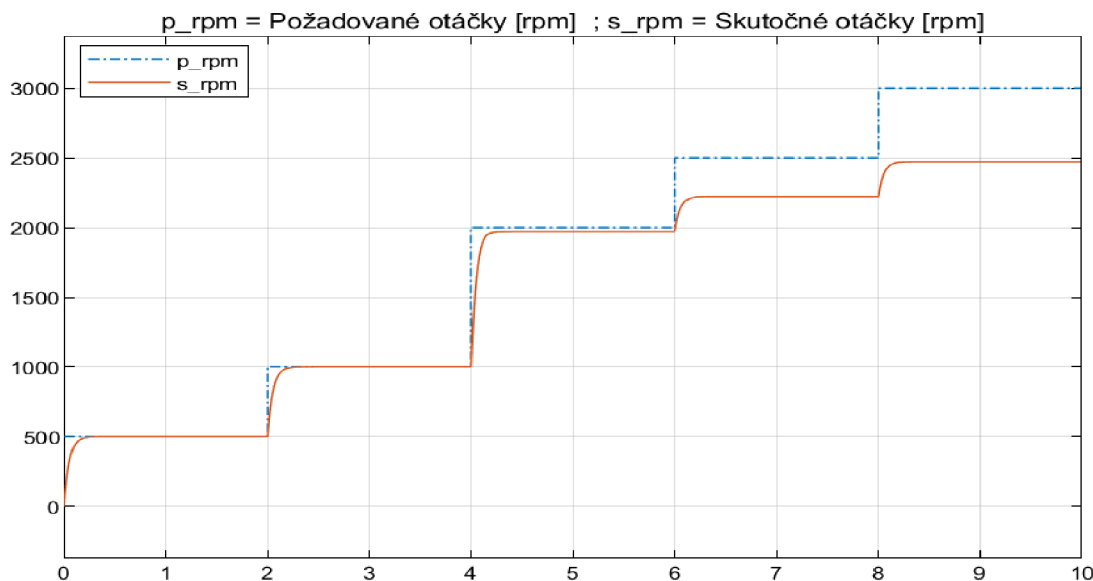
Tab. 1 - Porovnanie simulácie zjednodušeného el. pohonu s nameranými hodnotami.

<i>n</i> [ot./min.]	<i>Mk</i> [Nm]	<i>P_mech</i> [W]	
		Merania	Simulácie
500	10	524	523
	20	X	1047
	30	X	1571
	40	2118	2094
1000	10	1047	1047
	20	X	2094
	30	X	3142
	40	4188	4189
2000	10	2094	2094
	20	X	4189
	30	X	6283
	40	8423	8258
2500	10	X	2618
	20	5242	5236
	30	7882	7854
	40	X	9305
3000	10	X	3142
	20	6292	6283
	30	X	8911
	40	X	10350
Percentuálny rozdiel [%]		100	99,3

Následne bola overená aj správnosť implementácie obmedzujúcej krivky. V grafe (obr. 19) je možné sledovať dynamický priebeh skutočných otáčok (s_{rpm}) pri každej zmene požadovaných otáčok (p_{rpm}). Taktiež bola zvolená konštantná záťaž 40 Nm. Z grafu je zrejmé, že požiadavka na pokles skutočných otáčok pri preťažení elektromotoru bola zohľadnená. Zároveň je vidieť, že dynamika pohonu funguje správne.

Výsledky však nie sú úplne totožné zo závermi z práce [33] (obr. 15). Na danom grafe sa pokles skutočných otáčok konštantne drží na 2460 ot./min. aj pri požadovaných 2500 ot./min. Nasimulovaný priebeh potvrdzuje túto hodnotu ale len pre 3000 ot./min. Pri nižších požadovaných otáčkach je pokles menší ale stále nezanedbateľný. Pri ostatných hodnotách simulovanej záťaže bola pozorovaná zhoda.

V prílohách (príloha 1) sa nachádzajú všetky simulované grafy priebehov otáčok pri rôznych záťažach. Každý z nich správne reaguje poklesom otáčok na implementovanú obmedzujúcu krivku. Napríklad pri zaťažení 30 Nm nastáva pokles len na hodnotu okolo 2800 ot./min.



Obr. 19 - Porovnanie otáčok pri konštantnom zaťažení 40 Nm.

Hodnoty výkonu elektromotora sa aj po zohľadnení poklesu otáčok približujú k reálnym nameraným údajom. Diskutabilná je malá nezhoda s komplexnejším riešením pohonu. Vyskytuje sa však len v jednom časovom úseku a je dôsledkom implementácie krivky obmedzenia, ktorá vo všetkých ostatných prípadoch funguje správne. Stále je otvorená aj možnosť, že v tomto úseku mohol chybovať komplexnejší model.

Zjednodušený model je dostatočne vierohodný aby sa sním mohlo pracovať ďalej. Postupne sa budú pripájať všetky ostatné subsystemy mini-exkavátoru, ktorými sa táto práca zaoberá.

3.3 Modelovanie hydrogenerátoru

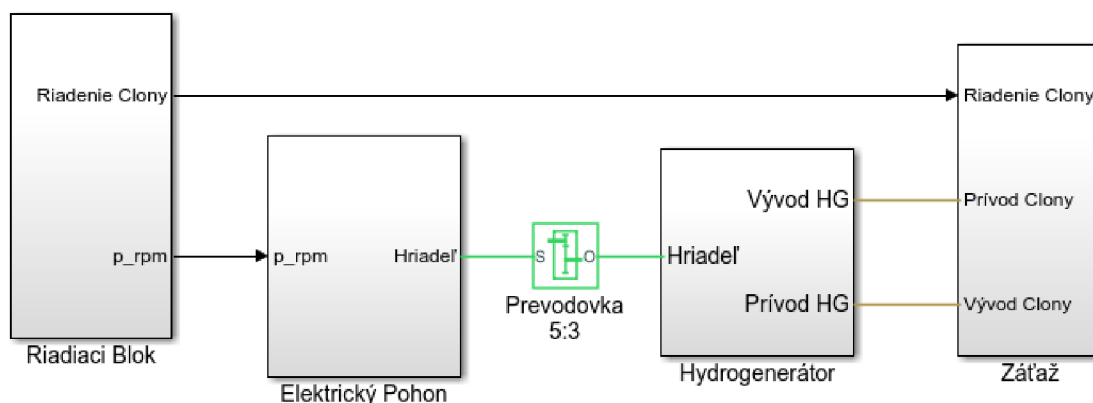
Prechodom na bez emisný variant bol vymenení nie len spaľovací motor za elektromotor ale zmenou prešla aj distribúcia prerozdelenia hydraulického výkonu. V pôvodnom stroji túto funkciu plnil hydrogenerátor. V novej variante sú za prerozdelenie hydraulického výkonu zodpovedné hydraulické rozdeľovače. Konkrétne sa jedná o systém LUDV (Lastdruck-Unabhängige-Durchfluss-Verteilung). Hydraulický rozdeľovač bude objektom simulácií v ďalších častiach tejto práce. Z tohto dôvodu je možné hydrogenerátor namodelovať na základe parametrov z katalógového listu. [38]

Pôvodné hydrogenerátory s geometrickým objemom 16,5 cm³ boli nahradené axiálnym hydrogenerátorom Rexroth s označením A1VO018D3. Ten dosahuje premenný geometrický objem až 18 cm³. Tento typ bol zvolený na základe toho, že je vhodný na použitie v kombinácii so systémami snímania záťaže. [10]

Fiktívnu záťaž simulovanú ideálnym zdrojom krútiaceho momentu už nebolo nutné použiť. V hydrogenerátore sa mechanická energia hriadeľu predáva hydraulickej tekutine vo forme kinetickej, potencionálnej alebo tlakovej energie. Na otestovanie sústavy sa preto využije záťaž, ktorú bude predstavovať premenná zmena prierezu

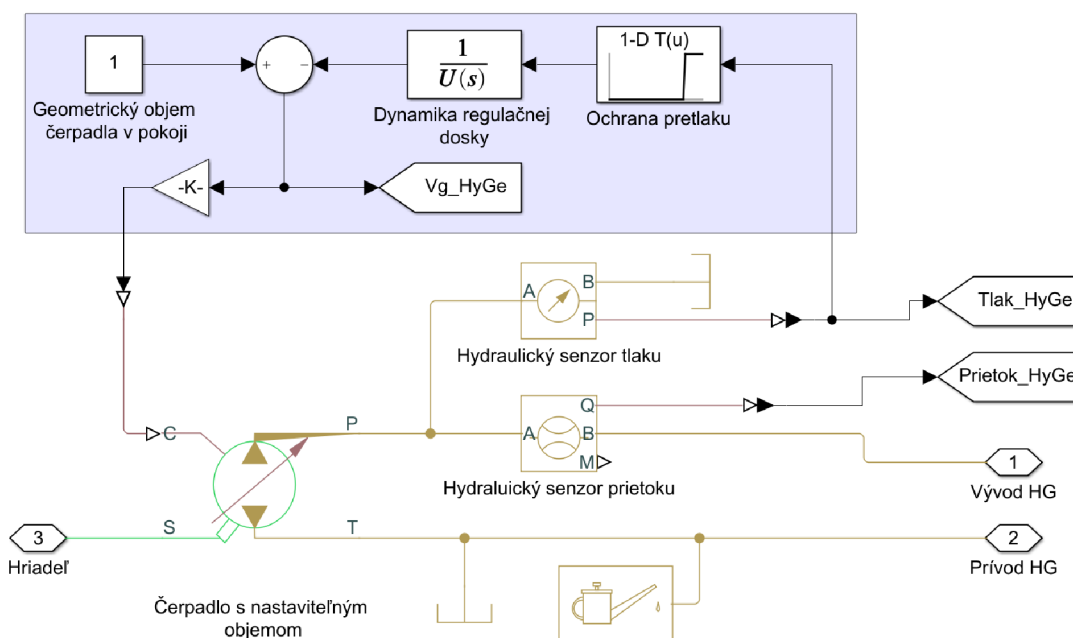
prietoku v okruhu hydrogenerátoru. Užší priemer pre prietok spôsobí zát'az na hydrogenerátor a ten následne na pripojení elektromotor.

Výstupné hodnoty sa očakávali veľmi podobné, ak budú použité rovnaké počítačové podmienky ako pri simulácii elektromotoru. Potvrdením tohto predpokladu je možné považovať model za vierohodný.



Obr. 20 - Blokové schéma zapojenia elektromotoru s hydrogenerátorom.

Ako ukázali testovacie merania [37], účinnosť elektromotoru je najlepšia pri vyšších otáčkach a pri zát'azi kolo 20 Nm. Z tohto dôvodu bolo rozhodnuté pridať medzi výstup elektromotoru a vstup hydrogenerátoru prevodový pomer 5:3 (obr. 20). Ten zabezpečí účinnejší prenos energie.

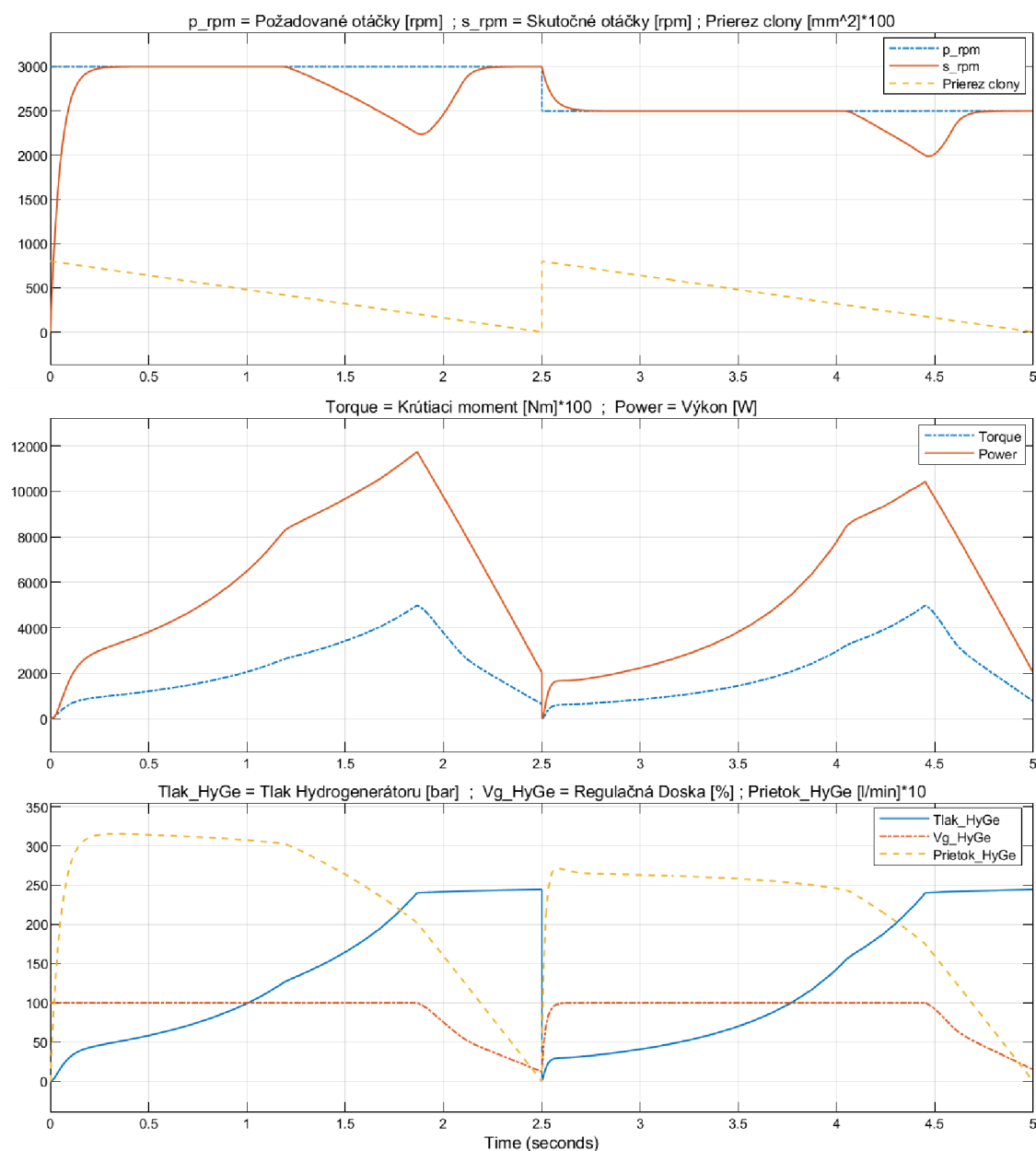


Obr. 21 - Modelové schéma hydrogenerátoru.

Podobne ako pri elektromotore aj tu je do modelu zakomponovaný obmedzujúci prvok. Tým bola ochrana voči pretlaku (v modeli zvýraznení fialovým pozadím)(obr. 21). Primárne je čerpadlo riadené otáčkami z elektromotoru, ale na ochranu voči pretlaku bola

využitá možnosť dodatočného ovládania pomocou regulačnej dosky. Tá sa pri vysokých hodnotách tlaku začne sklápať a zníži prietok čerpadlom. Obmedzujúca hranica bola stanovená na 240 barov. Práve kvôli celej dynamike ochrany pretlaku, je nutné použiť také čerpadlo, ktoré je možné ovládať aj pomocou geometrického objemu. Zotrvačnosť regulačnej dosky sa ukázala ako veľmi citlivý parameter pre celú sústavu. Pre prezentované simulácie bola časová konštanta sústavy odhadnutá na 0,02 sekundy.

Na otestovanie modelovej schémy boli zvolené dve hodnoty požadovaných otáčok – 3000 ot./min. a 2500 ot./min. so skokovou zmenou uprostred časového intervalu. Tieto hodnoty boli vybrané z dôvodu, že najlepšie demonštrujú pokles skutočných otáčok. Závaž bola simulovaná ako rampová zmena priemeru prierezu cez ktorý sa nechala prúdiť hydraulická kvapalina. Pre obe hodnoty otáčok sa simuluje rovnaký priebeh záťaže. Od úplne otvoreného prierezu až po dokonale zatvorený.



Obr. 22 – Priebehy parametrov hydrogenerátoru v spojení s ideálnym pohonom.

Z grafu (obr. 22) bolo možné overiť priebehy sledovaných parametrov. V čase 1,0 sekundy pre 3000 ot./min. je možné sledovať hodnotu záťaže 20 Nm. Výsledná hodnota výkonu 6283 W zodpovedá tabuľkovému údaju z predchádzajúcej kapitoly (tab. 1). S postupom časového priebehu, nastáva pokles skutočných otáčok. Tento fakt zodpovedá obmedzujúcej krivke, ktorá bola implementovaná v predchádzajúcej stati. Bolo dokázané aj to, že pri záťaži 40 Nm klesnú skutočné otáčky približne na hodnotu 2460 ot./min. Túto skutočnosť podporujú aj nové merania, kedy tento prípad nastáva v čase 1,7 sekundy.

Zo zmenšujúcim sa prierezom sa kontinuálne zvyšuje tlak v čerpadle, až v čase 1,8 sekundy dosahuje hraničnej hodnoty 240 barov. Aktivuje sa ochrana voči pretlaku a regulačná doska začne znižovať prietok cez hydrogenerátor. To má za následok pokles záťaže ale aj výkonu. Zo znižujúcou sa záťažou na hriadeľ sa skutočné otáčky vrátia na požadovanú hodnotu na základe závislosti danou obmedzujúcou krivkou.

Podobné správanie sústavy je možné sledovať aj v nasledujúcom priebehu pre 2500 ot./min. Nezrovnalosť s komplexným modelom elektromotoru sa prenáša aj sem, kedy v čase 4,25 sekundy pri záťaži 40 Nm klesnú skutočné otáčky na hodnotu 2250 ot./min.

Simulácie prebehli pre rôzne kombinácie otáčok a záťaže. Boli porovnané skokové zmeny otáčok na rampový priebeh záťaže vzostupne a zostupne. Následne sa priebehy vymenili kedy na skokový priebeh záťaže bol posielaný rampový priebeh otáčok. Tabuľková reprezentácia výsledkov by v tomto prípade bola nepraktická, preto všetky grafy vychádzajúce z týchto simulácií sú dostupné v prílohách. V majoritnej väčšine prípadov výsledky naplnili očakávania.

V dôsledku skokovej zmeny clony z plne otvorenej na úplne zatvorenú je možné sledovať krátkodobé nezrovnalosti (príloha 2). Sú zaznamenané krátkodobé vysoké skoky tlaku nad dovolenú hranicu, kedy dynamika regulačnej dosky spôsobí neskoršiu reakciu ochrany voči pretlaku. Pre vyhodnotenie simulácie sú ale prechodové deje na skokovú zmenu čohokoľvek väčšinou málo zaujímavé a dôležitejšie sú údaje po ustálení priebehov.

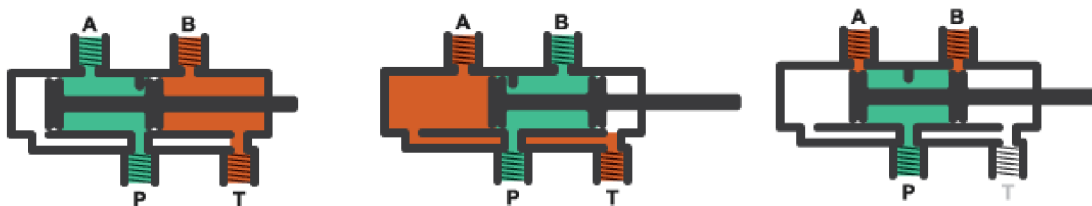
Dôležitý fakt na ktorý treba upozorniť je spôsob akým je hydrogenerátor roztáčaný. V použitom modeli je aplikovaný ideálny zdroj otáčok. Tento faktor môže v neskorších simuláciách spôsobiť rozdiely s experimentálne nameranými hodnotami napríklad nezahrnutím možnosti oscilácie prietoku.

V ďalšej časti sa bude pokračovať s týmto modelom pohonu a hydrogenerátoru. Keďže hydrogenerátor pôsobí len ako zložitejší typ záťaže na krútiaci moment hriadele s dodatočnými obmedzeniami, bolo možné overiť pravosť modelu porovnaním aktuálnych výsledkov s tými z predchádzajúcej kapitoly.

3.4 Modelovanie hydraulického rozvádzača

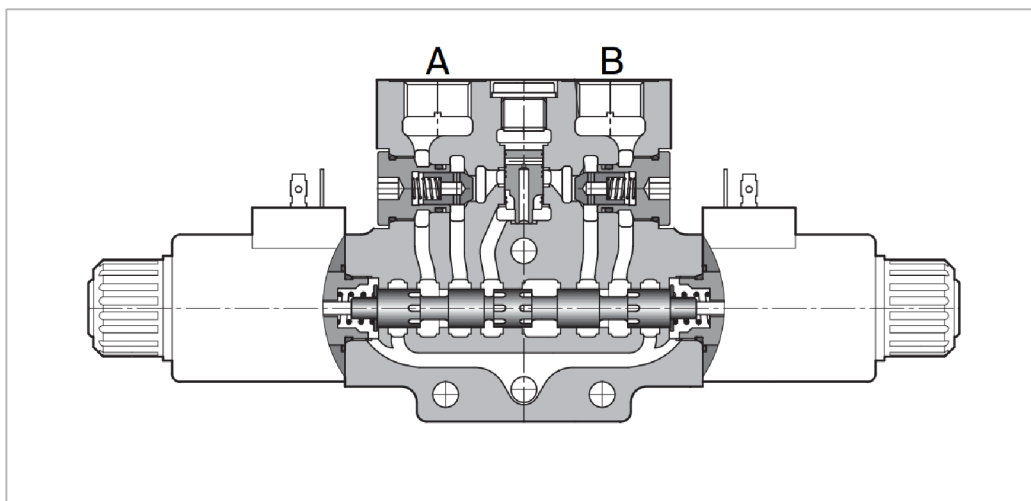
Základný princíp fungovania rozvádzača s typovým označením L8580 (obr. 24), je vychýľovanie posuvného ventilu z neutrálnej polohy na základe prúdu privedeného na

solenoid (obr. 23). Ak prietok prechádza napríklad portom A, port B slúži na návrat oleja do nádrže. V prípade, že riadiaci signál má nulovú hodnotu, vratná pružina vráti posuvný ventil do neutrálnej stredovej polohy.



Obr. 23 - 4-Way Directional Valve - možné pozície posuvného ventilu [36].

Na základe dostupných prietokových charakteristík udaných výrobcom v katalógovom liste, bol namodelovaný hydraulický rozvádzač s podobným správaním. Boli zohľadnené aj fyzické nedokonalosti reálnej súčiastky ako je napríklad priesak.



Obr. 24 - Hydraulický rozvádzač L8580 [38].

Celkovo sa počíta s použitím deviatich rozvádzačov, každý pre určitú časť exkavátoru. Rozvádzače s nominálnym prietokom 25 l/min sú použité pre rozvod k hydromotorom pracovnej skupiny. Napríklad pre rameno exkavátoru. Rovnaký nominálny prietok bude použitý aj pre otoč zvršku či radlicu. Jediné dva rozvádzače s nominálnym prietokom 50 l/min sú použité pre pojazd. Pre ľavý a pravý pás. Konceptne ale nie je medzi týmito rozvádzačmi veľký rozdiel. V tejto práci boli vymodelované obe charakteristiky pre možnosť porovnání dielčích výsledkov jednotlivých úsekov.

3.4.1 Analýza katalógových charakteristík

Pred samotným modelovaním je nutné si určiť vlastnosti vyplývajúce z katalógového listu. Celá dokumentácia v ktorej sú uvedené všetky charakteristiky z ktorých sa vychádzalo je uvedená v prílohách. (príloha 3).

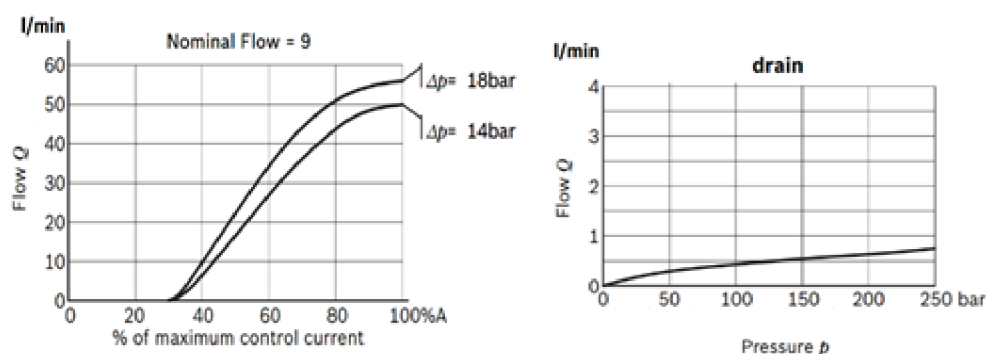
Prvotnou analýzou boli identifikované dôležité vlastnosti, ktoré musia byť zohľadnené pri modelovaní. Na obrázku (obr. 25) je možné si všimnúť, že v rozsahu 0 % až 30 % riadiaceho signálu sa nachádza oblasť necitlivosti. Tento aspekt je spôsobený

tým, že 30 % pohybu posuvného ventilu na jednu či druhú stranu nestačí na to aby nastal prietok cez rozvádzač.

Závislosť samotného prietoku na riadiacom signáli sa javí nelineárna. Táto nelineárnosť bola replikovaná aproximáciou viacerými bodmi. Pre väčšiu presnosť v miestach výraznej nelineárnosti boli body zvolené v kratších intervaloch.

Dôležitým údajom je nominálny prietok 50 l/min, ktorý je dosiahnutý pri hodnote 14 barov tlakovej diferencie medzi portami A a B. V rozmedzí od 0 do 14 barov sa nachádza oblasť strmého vzrastu prietoku. Jeho priebeh bol odhadnutý ako kvadratická závislosť. Tak ako aj pri riadiacom signáli aj závislosť prietoku na tlakovej diferencii bola aproximovaná viacerými bodmi.

Uvedené priesaky (obr. 25) boli simulované prepojením hydraulického okruhu ešte pred rozvádzačom otvorom o veľmi malom priereze. Tým bolo dosiahnuté, že malá časť hydraulickej kvapaliny je stratená ešte pred rozvádzačom v závislosti na katalógovom údaji. Z grafu je možné vyčítať napríklad, že pri 25 baroch je strata približne 0,2 l/min.



Obr. 25 - Prietoková charakteristika a priesaky rozvádzača z katalógu [38].

3.4.2 Modelovanie vlastnej charakteristiky rozvádzača

Po stanovení jasných vlastností, ktoré bolo treba dosiahnuť, bolo možné pristúpiť k samotnému procesu modelovania. V knižnici Matlab Simulink s nadstavbou Simscape je dostupných viacero typov ventilov a rozvádzačov. Žiaden však neprichádza s takými prietokovými charakteristikami, ktoré sa podobajú tým z katalógového listu. Typovo najbližší model je štvorcestný trojpolohový rozvádzač (*4-Way Directional Valve*).

Dostupná je parametrizácia tohto modelu definovaná užívateľom (obr. 26), ktorá bola využitá na dosiahnutie požadovaných charakteristík. Použitá bola funkcia prietoku na základe tlakových diferencii (*Pressure-flow characteristic*). Bol definovaný vektor otvárania posuvného ventilu „Control“ a vektor tlakových diferencii „dTlak“. Na základe týchto vektorov bol definovaný prietok „Flow9“ pre konkrétne hodnoty ovládacieho signálu a tlakovej diferencie.

Basic Parameters	Model Parametrization	Valve Opening Offsets
Area characteristics:	Identical for all flow paths	
Model parameterization:	Pressure-flow characteristic	
Interpolation method:	Linear	
Extrapolation method:	Linear	

Basic Parameters	Model Parametrization	Valve Opening Offsets
Opening vector, s:	Control	m
Pressure differential vector, dp:	dTlak	Pa
Volumetric flow rate table, q(s,dp):	Flow9	m ³ /s

Obr. 26 - Nastavenie rozvádzača v rozhraní Simulink.

Za týmto účelom bol vytvorený programový skript v prostredí Matlab (obr. 27). Ten pokrýva potreby pre oba typy rozvádzačov využitých v exkavátore. To znamená pre nominálny prietok 25 l/min (Flow4) a nominálny prietok 50 l/min (Flow9).

```

% -- rozsah posuvného ventilu [m]
rs = 0.005;
% -- vektor posuvného ventilu [m]
Control = [0 rs*0.3 rs*0.35 rs*0.4 rs*0.6 rs*0.7 rs*0.8 rs*0.85 rs*0.9 rs]; % 10 polôh
% -- vektor tlakovej diferencie [Pa]
dTlak = [0, 1e5, 3e5, 9e5, 14e5, 25e5, 50e5]; % 7 referenčných hodôt pre dTlak
% -- LUDV obmedzenie pre dTlak=14 bar. ; Pre "Flow4" je obmedzenie 25 l/m, pre "Flow9" je 50 l/m.
Qf4=25; Qf9=50;
% -- čiastočná závislosť na tlaku
qT0=sqrt(1/14); qT1=sqrt(3/14); qT2=sqrt(9/14); % koeficienty závislosti Q(dTlaku) pre zvolené tlaky
% -- 10*7 bodov pre Q:
% "Nominal flow 4" [Litrov/min]:
Flow4 = [
0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0;
0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0;
0, Qf4*qT0*0.05, Qf4*qT1*0.05, Qf4*qT2*0.05, Qf4*0.05, Qf4*1.01*0.05, Qf4*1.02*0.05;
0, Qf4*qT0*0.11, Qf4*qT1*0.11, Qf4*qT2*0.11, Qf4*0.11, Qf4*1.01*0.11, Qf4*1.02*0.11;
0, Qf4*qT0*0.52, Qf4*qT1*0.51, Qf4*qT2*0.51, Qf4*0.51, Qf4*1.01*0.51, Qf4*1.02*0.51;
0, Qf4*qT0*0.68, Qf4*qT1*0.68, Qf4*qT2*0.68, Qf4*0.68, Qf4*1.01*0.68, Qf4*1.02*0.68;
0, Qf4*qT0*0.83, Qf4*qT1*0.83, Qf4*qT2*0.83, Qf4*0.83, Qf4*1.01*0.83, Qf4*1.02*0.83;
0, Qf4*qT0*0.88, Qf4*qT1*0.88, Qf4*qT2*0.88, Qf4*0.88, Qf4*1.01*0.88, Qf4*1.02*0.88;
0, Qf4*qT0*0.92, Qf4*qT1*0.92, Qf4*qT2*0.92, Qf4*0.92, Qf4*1.01*0.92, Qf4*1.02*0.92;
0, Qf4*qT0, Qf4*qT1, Qf4*qT2, Qf4, Qf4*1.01, Qf4*1.02];
Flow4 = (1/1000/60).*Flow4; % prepočet jednotiek na [m3/s]

% "Nominal flow 9" [Litrov/min]:
Flow9 = [
0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0;
0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0;
0, Qf9*qT0*0.04, Qf9*qT1*0.04, Qf9*qT2*0.04, Qf9*0.04, Qf9*1.01*0.04, Qf9*1.02*0.04;
0, Qf9*qT0*0.12, Qf9*qT1*0.12, Qf9*qT2*0.12, Qf9*0.12, Qf9*1.01*0.12, Qf9*1.02*0.12;
0, Qf9*qT0*0.54, Qf9*qT1*0.54, Qf9*qT2*0.54, Qf9*0.54, Qf9*1.01*0.54, Qf9*1.02*0.54;
0, Qf9*qT0*0.73, Qf9*qT1*0.73, Qf9*qT2*0.73, Qf9*0.73, Qf9*1.01*0.73, Qf9*1.02*0.73;
0, Qf9*qT0*0.88, Qf9*qT1*0.88, Qf9*qT2*0.88, Qf9*0.88, Qf9*1.01*0.88, Qf9*1.02*0.88;
0, Qf9*qT0*0.94, Qf9*qT1*0.94, Qf9*qT2*0.94, Qf9*0.94, Qf9*1.01*0.94, Qf9*1.02*0.94;
0, Qf9*qT0*0.97, Qf9*qT1*0.97, Qf9*qT2*0.97, Qf9*0.97, Qf9*1.01*0.97, Qf9*1.02*0.97;
0, Qf9*qT0, Qf9*qT1, Qf9*qT2, Qf9, Qf9*1.01, Qf9*1.02];
Flow9 = (1/1000/60).*Flow9; % prepočet jednotiek na [m3/s]

```

Obr. 27 - Programový skript na výpočet prietokovej charakteristiky rozvádzača.

Počet a hodnoty polôh vektoru posuvného ventilu boli zvolené s ohľadom na charakteristiky z katalógu. Napríklad oblasť necitlivosti stačilo ohraničiť nulovými hodnotami z každej strany. No vyskytli sa miesta kde bolo nutné aproximovať aj po 5%

posunutíach. Použité hodnoty vektoru „*Control*“ aj „*dTalk*“ sú dostupné z obrázku (obr. 27).

Pre vektor tlakovej diferencie bolo zvolených sedem referenčných bodov. Najdôležitejšia je hodnota pre 14 barov, kedy je dosiahnutý nominálny prietok. Pri nižších tlakoch bola dodržaná približná kvadratická tlaková závislosť. Pre hodnoty väčšie ako 14 barov bolo implementované zásadné obmedzenie prietoku.

Toto obmedzenie prietoku zastupuje koncepciu LUDV. Tento prístup nevystihuje presné správanie prerozdelenia prietoku akým skutočný rozvádzač s LUDV disponuje a udáva len hornú obmedzujúcu hranicu prietoku na jeho nominálnej hodnote.

V reálnej sústave je prietok prerozdelený na základe záťaže. Nutnosť prerozdeľovať prietok je potrebná v situáciách, kedy jeden z rozvádzačov je výrazne zaťažený oproti ostatným a v systéme nie je dostatočný hydraulický výkon na pokrytie ich plných nárokov. Menej zaťažený rozvádzač je priškrtení aby nespotreboval prietok potrebný pre viacej zaťažený rozvádzač. Priškrtením prietoku je dosiahnutý taký pomer prietoku medzi rozvádzačmi aký určuje poloha ich posuvného ventilu a tlakový spád v závislosti na dostupnom prietoku v systéme.

Je viacero faktorov, ktoré rozhodujú o tom, ako sa prietok prerozdelí pri absencii plnohodnotného LUDV systému. V prvom rade, v systéme musí byť nedostatok potrebného hydraulického výkonu pre aktívne rozvádzače. Veľa taktiež záleží od rozdielu záťaží na aktívnych rozvádzačoch. Pre potrebu prerozdelenie prietoku dvomi rozvádzačmi pri rôznych tlakových diferenciách sa uspokojí potreba menej zaťaženého rozvádzača v plnom rozsahu. Všetko za predpokladu, že sú oba plne otvorené. Je predpoklad, že najhoršie výsledky sa očakávajú ak je plne otvorení menej zaťažený rozvádzač a len z časti ten viacej zaťažený.

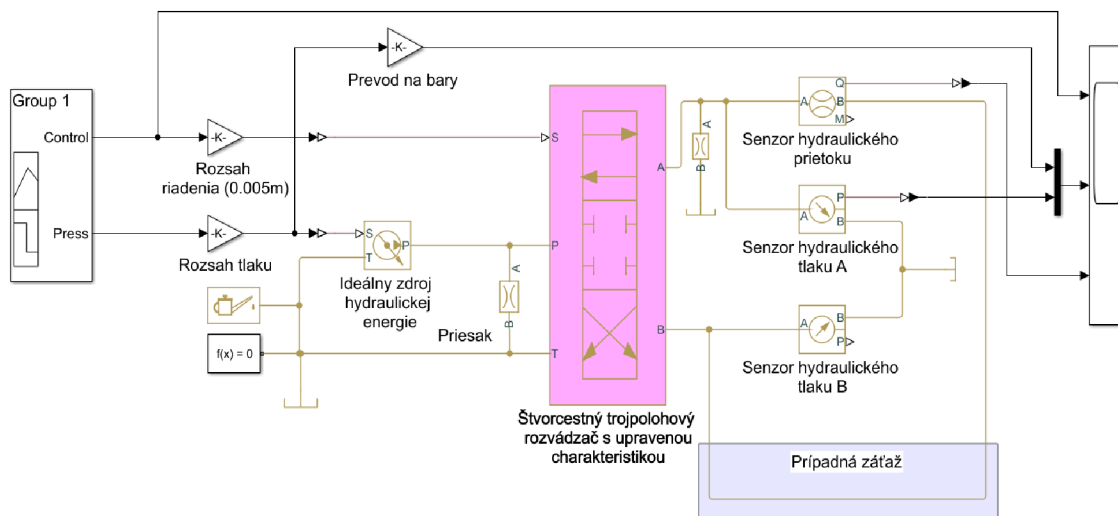
V prípade, že v okruhu je zapojení len jeden rozvádzač alebo je prietok vyžiadaný len na jednom z viacerých, správanie modelovej schémy zodpovedá reálnemu modelu. Táto okolnosť nastane aj v prípade, ak sú všetky dostupné rozvádzače zaťažené rovnomerne.

Pre simulácie pojazdu sú potrebné dva rozvádzače. Pre udržanie priameho smeru jazdy musia byť oba rozvádzače otvorené rovnako. Dokonca aj pri otočnom šmykovom manévri s nulovým polomerom, kedy pojazdné pásy majú opačný smer trakcie. Možná nevyrovnanosť v záťaži od terénu na jednotlivé pásy je faktor s ktorým sa avšak musí počítať.

Po zvážení všetkých okolností je možné konštatovať, že na identifikovanie vlastností a správania sústavy pri simuláciách pojazdu bude tento prístup dostačujúci. Dá sa povedať, že tento prístup je dobrý na preskúmanie ktorejkoľvek dielčej simulácie exkavátoru. Pri simuláciách všetkých pod častí súčasne sa musí počítať s nepresnosťami, model ale stále môže poslúžiť na odhalenie koncepčných nedostatkov.

Súčasťou procesu bolo aj zostrojenie testovacieho modelu rozvádzača bez záťaže (obr. 28). Bol využitý ideálny zdroj hydraulickej energie ktorý bol ovládaní vstupným kontrolovaným signálom. Druhý riadiaci signál ovládal posuvný ventil v rozvádzači.

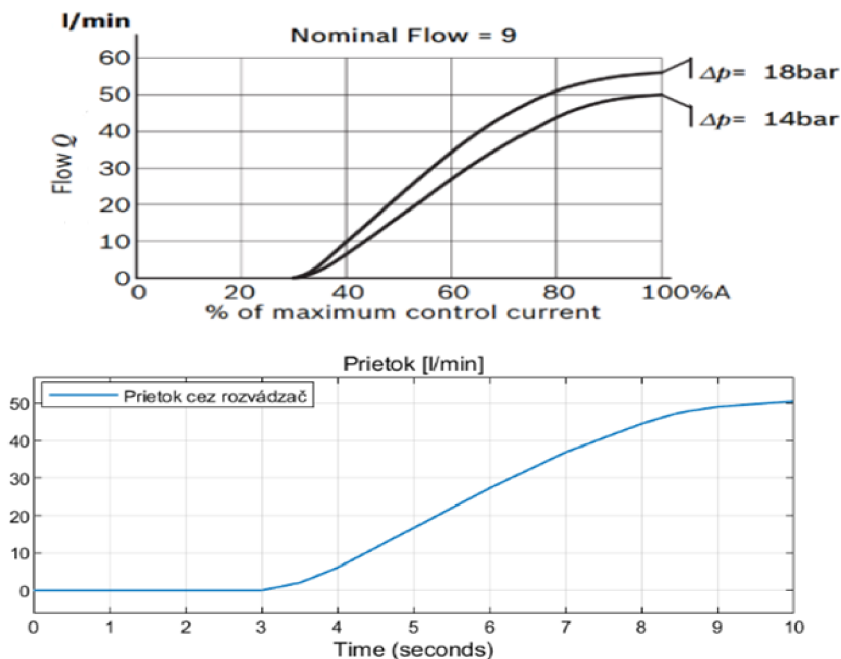
Keďže prvé testy prebiehali bez záťaže, tlakový spád medzi obidvoma portami bol vždy polovičný od vstupného tlaku.



Obr. 28 - Modelové schéma jedného rozvádzača bez záťaže.

3.4.3 Verifikácia modelu rozvádzača

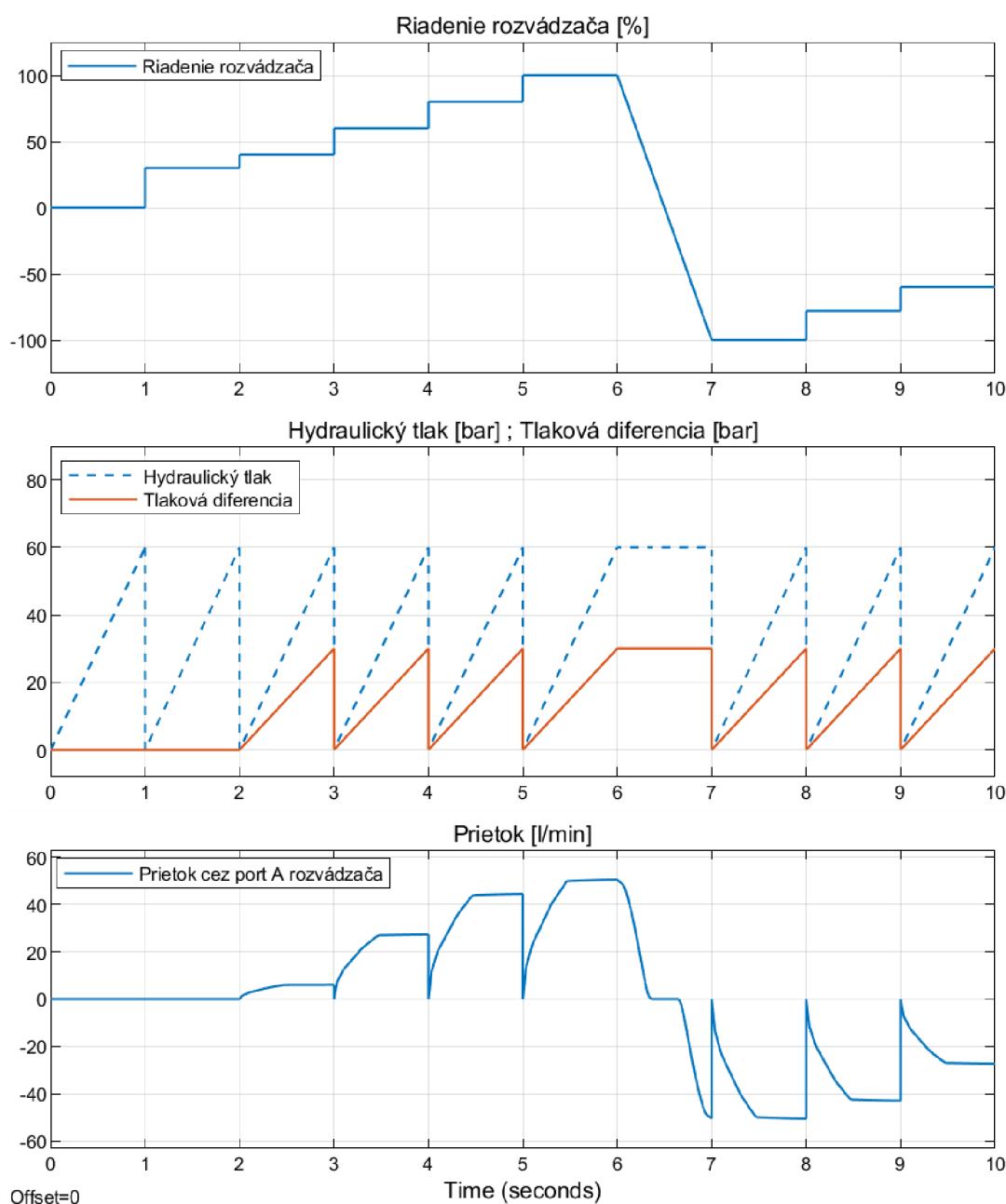
V katalógovom liste sú stanovené podmienky pri ktorých platia prezentované charakteristiky. Pre porovnanie závislosti prietoku na polohe posuvného ventilu bol rampovo otváraný posuvný ventil od 0% do 100% cez celý priebeh pri konštantnom hydraulickom tlaku 28 barov. Uvedený tlakový spád 14 barov je totiž uvedený len pre jeden profil prietoku. Týmto dosiahneme tlakovú diferenciu, pri ktorej je pri plnom otvorení ventilu dosiahnutý nominálny prietok 50 l/min. Ukážka na porovnanie je pre charakteristiku Flow9.



Obr. 29 - Porovnanie katalógovej a simulačnej charakteristiky prietoku [38].

Graf (obr. 29) potvrzuje 30% necitlivost' pri počiatocnom otváraní rozvádzača. Nominálny prietok je dosiahnutý pri plnom otvorení rozvádzača v čase 10 sekúnd. Je možné konštatovať, že simulačný priebeh závislosti prietoku na polohe posuvného ventilu zodpovedá katalógovému priebehu.

Následne bolo potrebné skontrolovať aj závislosť prietoku na tlakovej diferencii a overiť funkčnosť obmedzenia prietoku po prekročení 14 barov (obr. 30). Bol zvolený schodovitý priebeh otvárania rozvádzača v intervaloch jednej sekundy s následným rampovým zostupom do záporných hodnôt, kde sa schodovitý priebeh zopakoval. Pre každý úsek intervalu je rampová zmena hydraulického tlaku od 0 do 60 barov, okrem rampovej zmeny riadenia rozvádzača. Opäť platí, že v okruhu bez záťaže je hodnota tlakovej diferencie polovičná od hodnôt hydraulického tlaku v prípade že rozvádzačom prechádza prietok.



Obr. 30 - Priebehy skúmaných parametrov rozvádzača bez záťaže.

V sledovanom grafe boli pozorované hodnoty prietoku. Je zrejma počiatočná necitlivosť nezávislá od tlakovej diferencie. Z postupným otváraním rozvádzača dosahuje prietok vždy väčšie, takmer ustálené hodnoty. Prietok je výrazne obmedzený v momente dosiahnutia tlakovej diferencie 14 barov. Jeho hodnota stúpa potom už len minimálne a závisí tiež od polohy posuvného ventilu. Pri plnom otvorení rozvádzača je dosiahnutá nominálna hodnota. Samotný nábeh na tieto kvázi ustálené hodnoty je obrazom vektoru tlakovej diferencie.

Zaujímavosťou je interval medzi šiestou a siedmou sekundou kde poloha posuvného ventilu rampovo schádza do záporných hodnôt. V tomto úseku sa dvakrát opakuje charakteristika závislosti prietoku na polohe posuvného ventilu a je tu dodatočne potvrdená. Prietok následne prechádza do záporných čísel. Je to spôsobené tým, že údaje sú merané na porte A. Pri zmene polohy posuvného ventilu do záporných polôh je smer prúdenia hydraulickéj kvapaliny cez port B a vracia sa cez port A. Dá sa povedať, že graf prietoku B, je v bezzáťažovej konštelácii zrkadlovým obrazom prietoku A.

Simulácie prebehli bez zahrnutia dynamiky otvárania rozvádzača. Bolo tak učinené z dôvodu lepšieho odpozorovania prietokových charakteristík a celkového posúdenia správnosti modelu. Posuvný ventil je však mechanická súčiastka s určitou odozvou. Pre potreby budúcich simulácií bola táto skutočnosť zohľadnená sústavou zo zotrvačnosťou prvého rádu. Časová konštanta bola odhadnutá na hodnotu 0,03 sekundy.

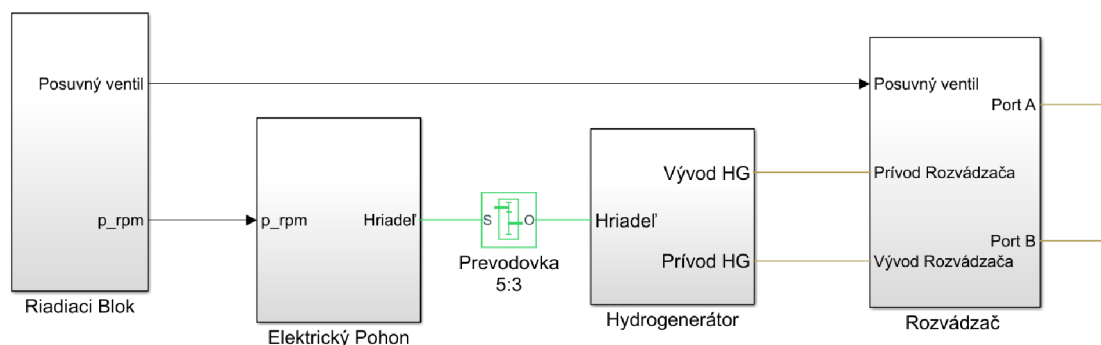
3.5 Bloková sústava spoločných častí

Bloková sústava spoločných častí tvorí simulačný základ pre akékoľvek ďalšie budúce simulácie kompaktného exkavátora. Tvoria ju elektrický pohon, hydrogenerátor a rozvádzač. Všetky pod časti boli vymodelované a samostatne verifikované. Detailné spracovanie jednotlivých častí s možným náhľadom do jednotlivých pod skupín je k dispozícii v korešpondujúcich kapitolách. Treba opomenúť, že typ použitého rozvádzaču závisí od konkrétneho subsystému exkavátora. Pripravený model rozvádzača je univerzálny a skript vlastných charakteristík pokrýva obe varianty.

V tejto kapitole bude overená súčinnosť sústavy spoločných častí. Hlavným cieľom je postupne otestovať správanie jedného a dvoch rozvádzačov zapojených do okruhu. Vďaka nadobudnutým poznatkom správania jednotlivých úsekov, bolo možné odborným posúdením rozhodnúť o správnosti fungovania celku.

3.5.1 Použitie jedného rozvádzača

V prvom teste bol do sústavy zapojení len jeden rozvádzač (obr. 31). Práve jedným z hlavných cieľov bolo odsledovať odozvy prietoku na rozvádzači, ktorý už nie je napojení na ideálny zdroj hydraulickéj energie. Boli použité dva riadiace signáli. Jedným sa ovládali otáčky elektromotoru a druhým sa kontrolovala poloha posuvného ventilu na rozvádzači.



Obr. 31 - Blokové schéma spoločných častí s jedným rozvádzačom.

Maximálna hodnota požadovaných otáčok bola stanovená na 6000 ot./min. Toto číslo reprezentuje maximálne otáčky osadeného elektromotoru. V bežnej prevádzke sa nepočíta s využitím takto vysokých otáčok, hlavne z dôvodu účinnosti. Je avšak žiaduce zistiť, aký maximálny prietok vie elektromotor poskytnúť.

Aj z tohto dôvodu nie je v prvej simulácii za rozvádzačom zapojená žiadna záťaž, napríklad vo forme pretlakového ventilu nastaveného na určitú hodnotu. Ako dokázali následné skúšky (príloha 4), pripojením záťaže v okruhu s jedným rozvádzačom nemá pre praktickosť vyhodnocovania priebehov zmysel. Všetky potrebné informácie je možné vyčítať aj z bez záťažovej konfigurácie. Jediné čo je tým dosiahnuté, je zníženie hodnôt väčšiny sledovaných parametrov. Prezentované výsledky v grafe (obr. 32) pochádzajú preto práve zo schémy zapojenia z predchádzajúceho obrázku (obr. 31). Pre rozvádzač je použitá charakteristika Flow9.

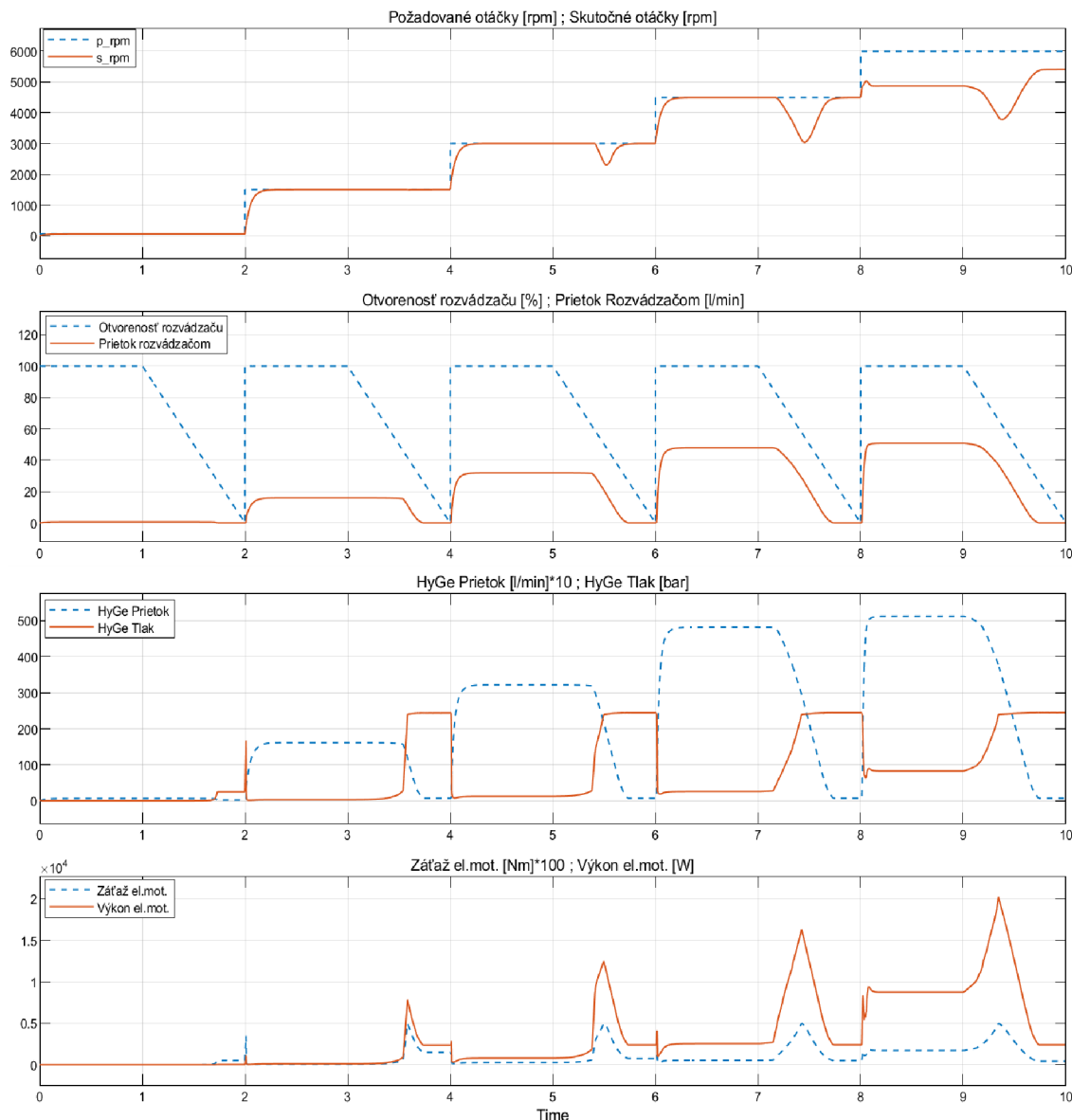
Požadované otáčky ako vstupná veličina sa v dvojsekundových časových intervaloch vzostupne schodovito menia. Aj samotné zvyšovanie otáčok je pre hydraulický obvod záťaž. Plne otvorený rozvádzač stále predstavuje istú formu stálej fyzickej prekážky. Zo zväčšujúcou sa požiadavkou na otáčky sa preto zvyšuje tlak v hydrogenerátore a tým aj záťaž na hriadeľ elektromotoru.

Na podobnom princípe funguje aj zväčšenie záťaže z dôsledku uzatvárania posuvného ventilu na rozvádzači. Tu je efekt markantný a je z grafov dobre odčítateľný. Zakaždým posuvný ventil dosiahne 30 % otvorenosti, prietok rozvádzačom prestane prúdiť úplne. Tento efekt sa prejavuje krátkodobým navýšením tlaku na hydrogenerátore a záťaži na elektromotor. Tlak hydrogenerátora je zastavený na hornej hranici 240 barov vďaka ochrane voči pretlaku regulačnou doskou.

Ako bolo diskutované v predchádzajúcich kapitolách, skutočné otáčky sú priamo závislé na aktuálnej hodnote záťaže elektromotoru a požadovaných otáčok. Ich pokles je preto obrazom vyššie spomenutých skutočností. Je zaujímavé si všimnúť, že na hodnote 4500 ot./min sú stále oba parametre po ustálení zhodné pri plne otvorenom rozvádzači. Tento trend je pozorovateľný až do hodnoty približne 4850 ot./min. Následne pri vyšších požadovaných otáčkach je záťaž generovaná otvoreným rozvádzačom dostatočná, aby spôsobila ustálenie skutočných otáčok na nižšej úrovni od požadovaných.

V predpokladanej pracovnej oblasti elektromotoru pod 3000 ot./min pokles otáčok takmer ani nenastáva. V skutočnej situácii sa bude ale za rozvádzačom nachádzať istá forma záťaže.

Ustálené hodnoty výkonu elektromotoru majú kvadratický priebeh v závislosti na zvyšujúcich sa otáčkach. Z dôvodu úspornosti energie v batérii je žiadúce aby priemerné pracovné otáčky exkavátoru boli pod hranicou 3000 ot./min.

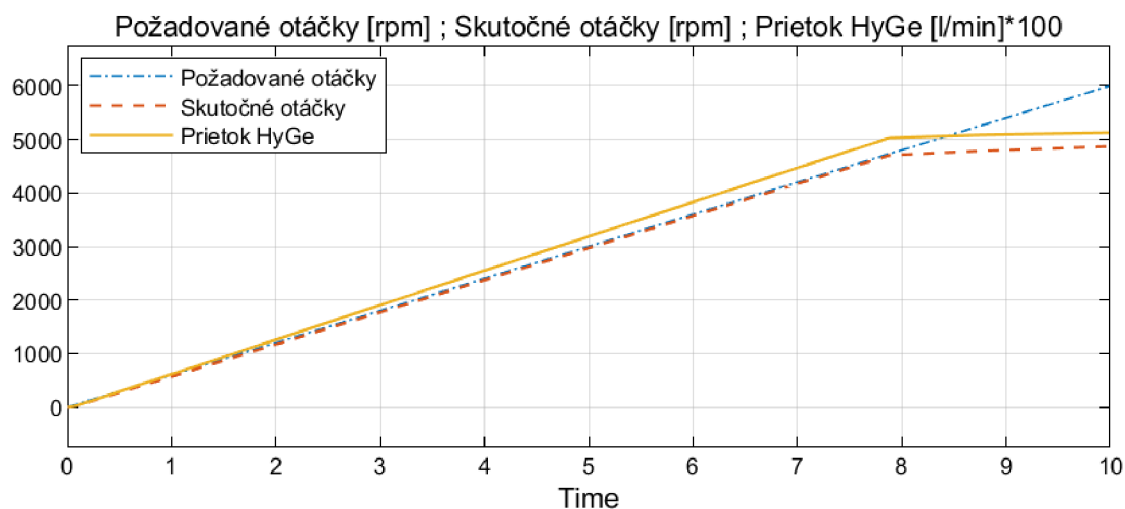


Obr. 32 – Priebehy parametrov v zapojení s rozvádzačom Flow9 bez záťaže.

Dôležitým poznatkom je celkový možný prietok cez hydrogenerátor. Prietok je priamo úmerný skutočným otáčkam na elektromotore. Táto závislosť je znázornená v nasledujúcom grafe (obr. 33). Pozícia zlomu, ktorý v grafe nastáva v ôsmej sekunde je daná aktuálnou záťažou na hriadeľ elektromotoru. Čím väčšia záťaž, tým zlom nastane skôr.

Ja fakt, že charakteristika Flow9 je naprogramovaná tak, aby prepustila maximálne 50 l/min. Dosiachnutie takéhoto prietoku cez hydrogenerátor a tým pádom

aspoň na jeden rozvádzač je náročné už teraz. Motor musí pracovať vo vysokých otáčkach a hodnoty výkonu sa v tejto oblasti ani len nepribližujú k akceptovateľným. To všetko v situácií kedy za rozvádzačom nie je dodatočná záťaž.

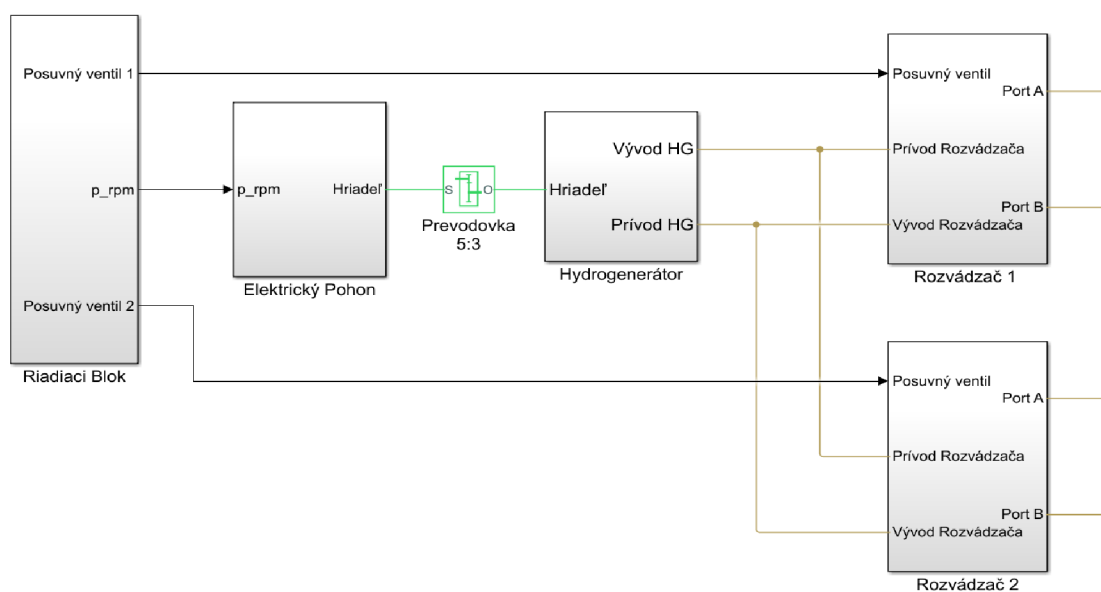


Obr. 33 - Závislosť prietoku hydrogenerátorom na skutočných otáčkach.

V skutočnej situácii v majorite prípadov pre pojazd, sú oba rozvádzače otvorené alebo zatvorené simultánne. Už teraz je ale možné stanoviť, že plný prietok 50 l/min cez oba rozvádzače súčasne je nemožný ani v ideálnej bezzáťažovej situácii.

Boli potrebné simulácie dvoch rozvádzačov s charakteristikou Flow9 pre pojazd na vyvodenie ďalších záverov. Taktiež bolo potrebné odsledovať správanie prerozdelenia prietoku v hydraulickom obvode s viacerými aktívnymi rozvádzačmi.

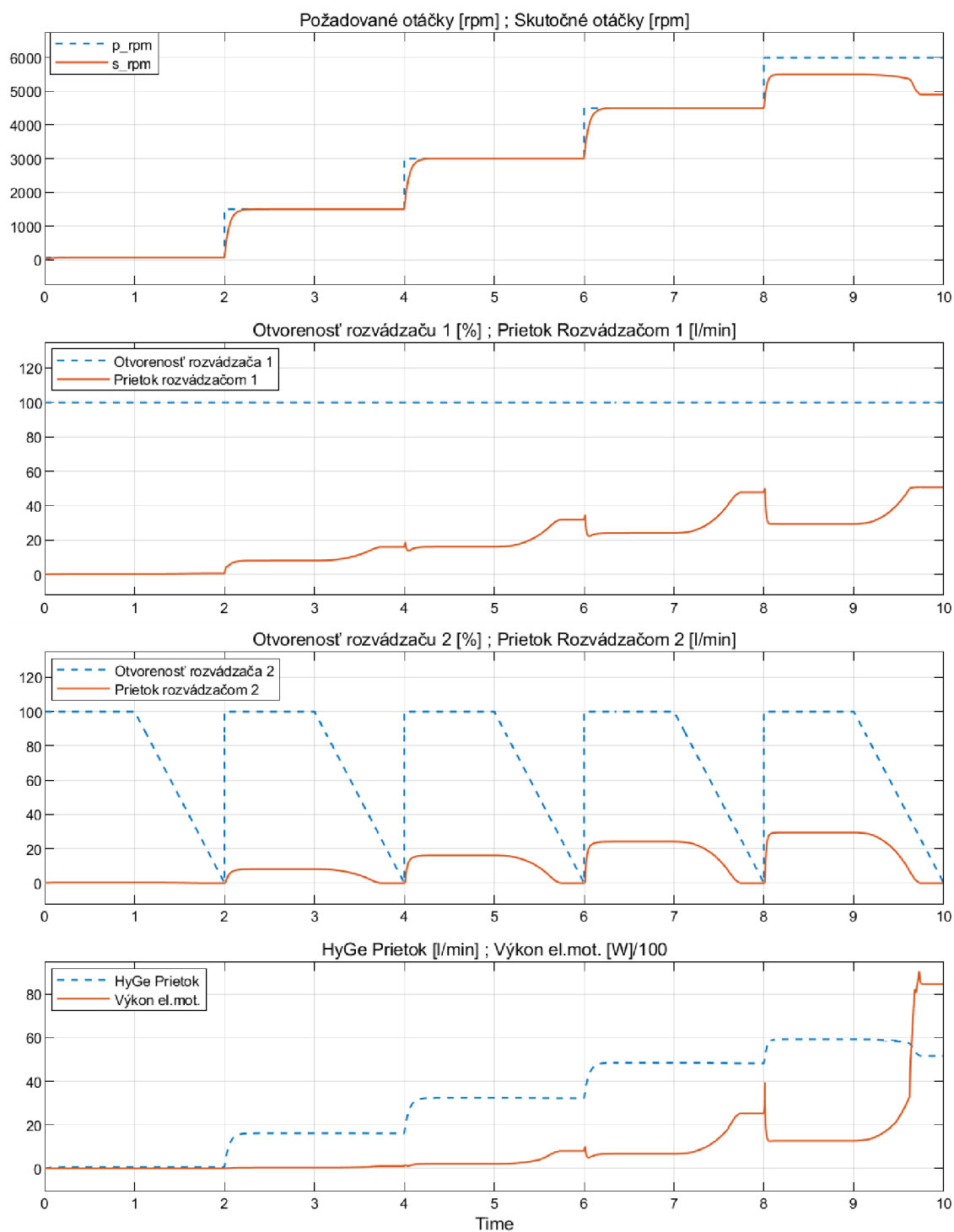
3.5.2 Použitie dvoch rozvádzačov bez dodatočnej záťaže



Obr. 34 - Blokové schéma spoločných častí s dvomi rozvádzačmi.

Simulačná schéma je veľmi podobná tej, použitej v predchádzajúcej stati pre jeden rozvádzač. Zmenou bolo pridanie druhého identického rozvádzača do hydraulického obvodu (obr. 34).

Vstupné riadiace signály zostali rovnaké. Pridaný signál pre druhý rozvádzač má konštantný a aj rampový priebeh v rámci jedného dvojsekundového intervalu. Skúmané parametre boli hodnoty prietokov na jednotlivých rozvádzačoch a maximálny prietok na hydrogenerátore. Sleduje sa aj výkonnostný priebeh na elektromotore (obr. 35).



Obr. 35 - Priebehy parametrov s dvomi rozvádzačmi Flow9 bez záťaže.

Vyššie ustálené skutočné otáčky v poslednom intervale ako v zapojení len s jedným rozvádzačom, sú dané menšou celkovou záťažou na elektromotor. To je spôsobené väčšou prietokovou plochou vďaka dvom plne otvoreným rozvádzačom.

Ak cez jeden rozvádzač neprechádza žiaden prietok, druhý dosahuje rovnaké výsledky ako v predchádzajúcej stati. Ak sú oba otvorené rovnako, dostupný prietok sa rovnomerne medzi nich rozdelí s menšími stratami spôsobenými priesakom.

Otázka celkového dostupného prietoku v obvode je zodpovedaná taktiež v poslednom časovom intervale. Medzi ôsmou a deviatou sekundou je obvod zaťažený len samotnými plne otvorenými rozvádzačmi. To je najmenšia možná záťaž aká môže v tejto konfigurácii pri daných otáčkach nastať. Dostupný možný prietok oboma rozvádzačmi je 100 l/min zatiaľ čo cez hydrogenerátor prechádza len 60 l/min. Viac by bolo možné dosiahnuť len prekročením povolenej hranice maximálnych otáčok na elektromotore, prípadne použitím čerpadla s väčším geometrickým objemom.

3.5.3 Použitie dvoch rozvádzačov so záťažou

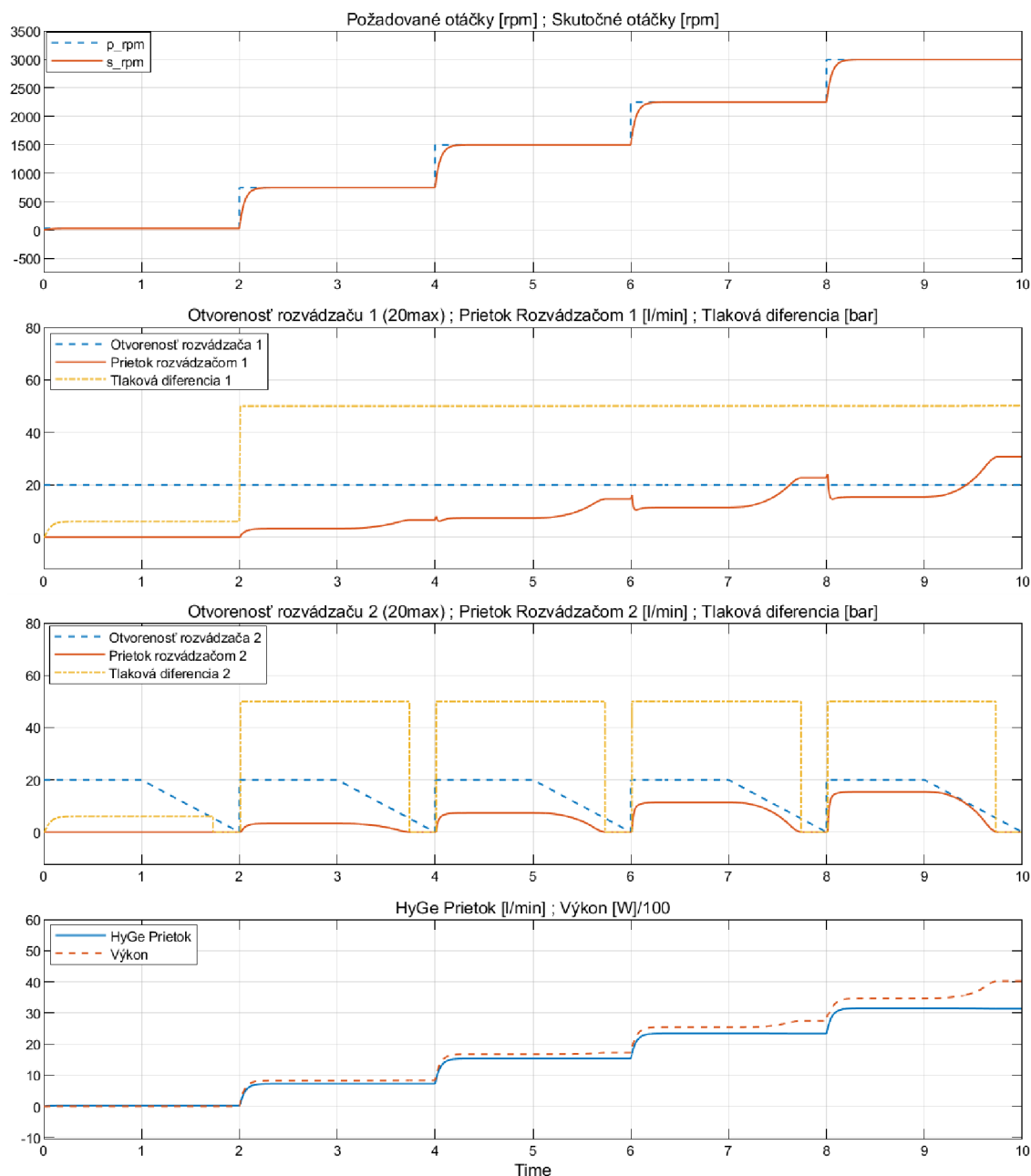
Za každým rozvádzačom bol v simulácii zapojení pretlakový ventil. Ten bolo možné ručne nastaviť na konkrétnu hodnotu. Týmto sa medzi portom A a portom B každého rozvádzaču simuluje tlakové zaťaženie, ktoré v reálnej sústave pochádza z koncového zariadenia ako lyžica exkavátoru alebo pásy pojazdu.

V prvej simulácii bola nastavená rovnomerná záťaž 50 barov na oboch rozvádzačoch (obr. 36). Ich posuvné ventily mali nastavené rovnaké priebehy ako v predchádzajúcej stati. Zmenou prešli vstupné požadované otáčky. Horná hranica bola stanovená na 3000 ot./min.

Pokiaľ je tlaková diferencia (záťaž spôsobená pretlakovým ventilom) rovnaká na oboch rozvádzačoch, dostupný prietok je rozdelený rovnomerne, za predpokladu, že sú oba otvorené taktiež rovnomerne. V grafe to reprezentuje vždy prvá polovica dvojsekundového intervalu. To platí aj v prípade ak je tlaková diferencia medzi portami rozvádzačov nulová.

V druhej polovici dvojsekundového intervalu sa jeden z rozvádzačov rampovo zatvára. Pokles prietoku na menej otvorenom rozvádzači je daný prietokovou charakteristikou. Preto pri otvorenosti 30 % a menej je prietok aj tlak na rozvádzači nulový. Úmerne k poklesu rastie prietok na plne otvorenom rozvádzači. Je dôležité opäť zdôrazniť, že takéto správanie nastáva len v prípade ak je tlaková diferencia rovnaká.

Prietok na hydrogenerátore je vždy trochu väčší ako súčet prietokov na rozvádzačoch. Je to dané priesakmi. Pridanie záťaže málo pochopiteľne vplyv aj na hodnoty výkonu elektromotoru. S väčším zaťažením hodnoty výkonu stúpajú.



Obr. 36 - Priebeh parametrov s dvomi rozvádzačmi Flow9 s rovnakou záťažou.

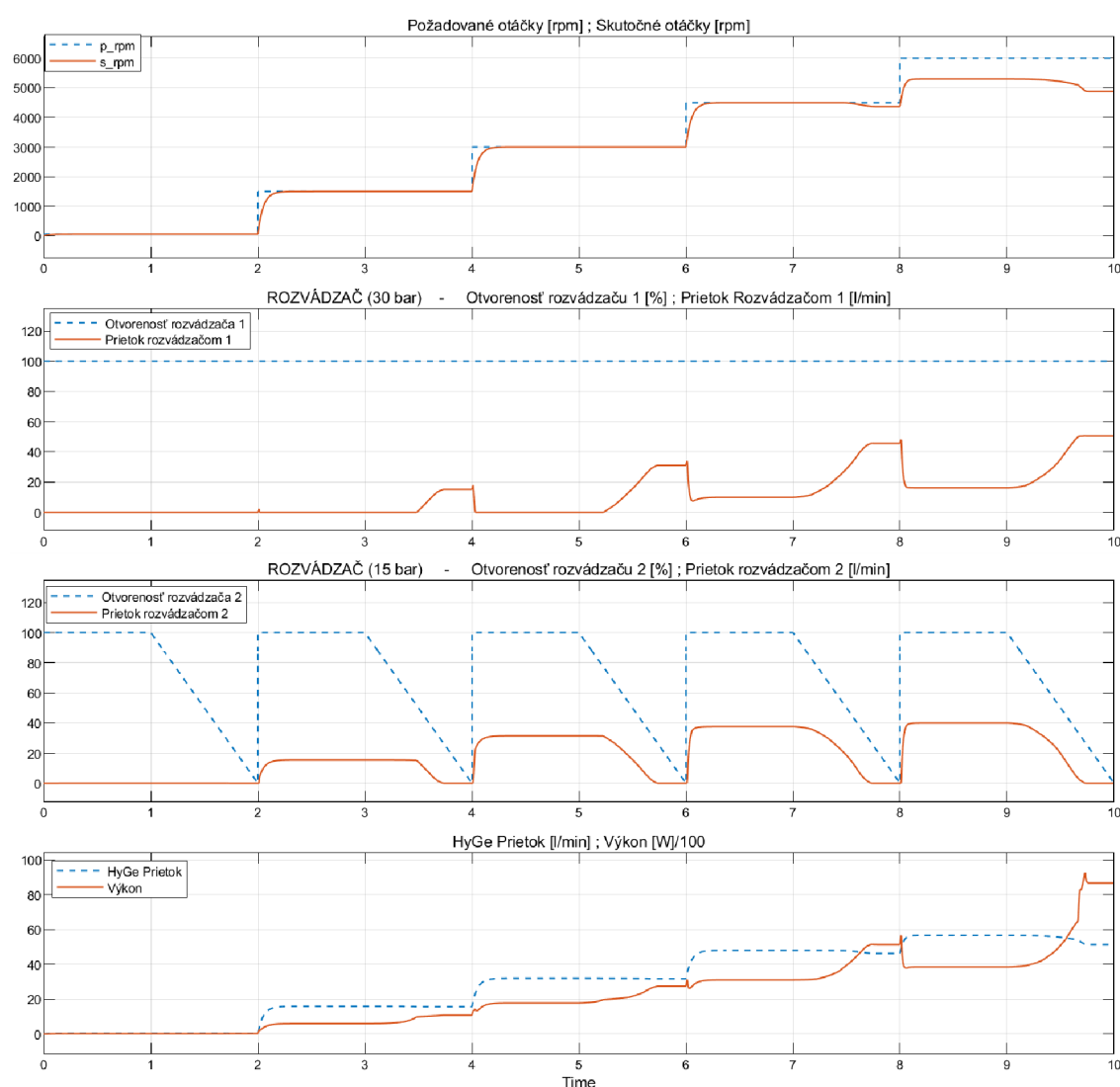
Doposiaľ bola simulovaná len žiadna alebo rovnomerná tlaková diferencia. Model nezahrňuje prerozdelenie prietoku systémom LUDV ako je tomu v reálnom exkavátore. V situácii kedy sú za rozvádzačmi rôzne tlakové zaťaženia, prietok prioritizuje cestu najmenšieho odporu – menej zaťažený rozvádzač. V takomto poradí je vyhovené dopytu po prietoku.

Simulácia pojazdu má oproti ostatným činnostiam exkavátora, ako je napríklad model podkopu ramena, jednu výhodu. Rozvádzače pre ľavý a pravý pás funguje súčinne a sú rovnaké. V takmer každej situácii sú ich posuvné ventily otvorené rovnako. Či sa už jedná o pohyb smerom vpred, vzad alebo šmykové otočenie na mieste. Hydromotory v pásoch musia konštantne prekonávať zaťaženie od pásov a aj samotnú hmotnosť

exkavátoru. Akékoľvek externé dodatočné zaťaženie na jeden pás predstavuje už len zlomok celkovej záťaže.

Po zohľadnení týchto skutočností je možné konštatovať, že použitie aktuálneho modelu pre potreby simulácií pojazdu je vyhovujúce. Skreslenie dát vplyvom chýbajúceho prerozdelenia prietoku bude nastávať len minimálne.

Správanie modelu s dvomi rozvádzačmi s rozličnou tlakovou záťažou je dokladované v nasledujúcom grafe (obr. 37). Priebeh otáčok je rovnaký ako v predchádzajúcich testoch. Maximum otáčok je stanovené na 6000 ot./min z dôvodu znázornenia situácie kedy je dopyt po prietoku na jednom rozvádzači naplnení a až následne prietok začína prúdiť viac zaťaženým smerom. V grafe to nastáva v posledných dvoch dvojsekundových intervaloch v čase 6 až 10 sekúnd.



Obr. 37 - Priebehy parametrov s dvomi rozvádzačmi Flow9 s rozdielnou záťažou.

V prípade že menej zaťažený rozvádzač je priškrcovaní (znázornené uzatváraním jeho posuvného ventilu) spotrebúva menej dostupného prietoku. Ten je využitý na druhom rozvádzači. V grafe je to znázornené krátkodobým navýšením prietoku na prvom rozvádzači, vždy v čase uzatváranie toho druhého.

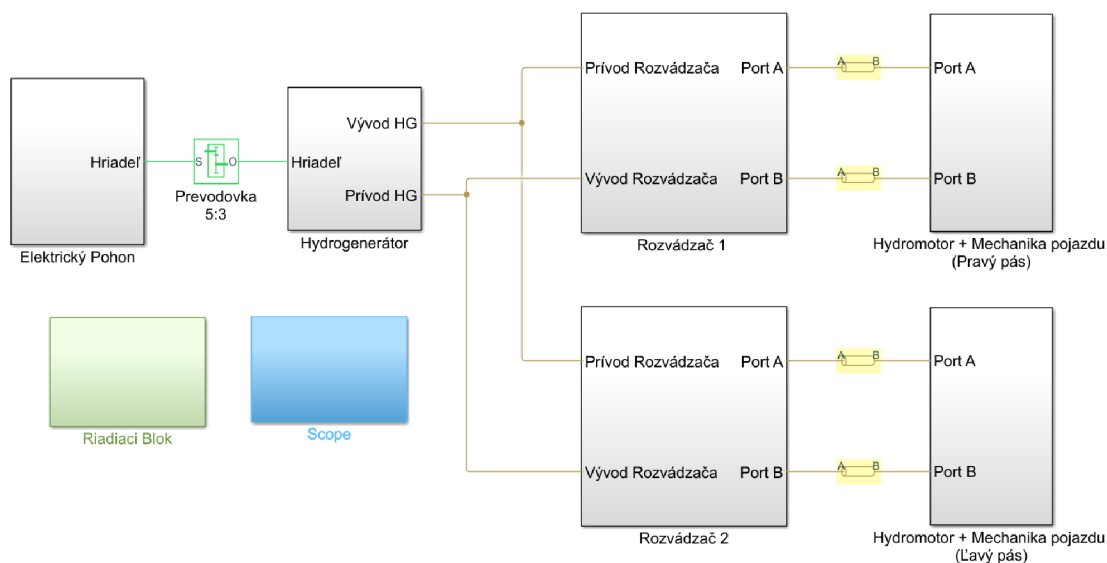
Keby menšia záťaž bola na plne otvorenom rozvádzači, prietok na druhý by sa dostal až v oblasti vysokých otáčok (nad 3000 ot./min).

Ak je v okruhu dostatok prietokového potenciálu na pokrytie všetkých požiadaviek od rozvádzačov, nenastáva žiaden problém. Takýto scenár nastáva napríklad ak sú zapojené do činnosti na výkon menej náročné spotrebiče. Pre simulácie jednotlivých podsystémov exkavátoru je model dostačujúci. Neodporúča sa na použitie komplexnejších simulácií viacerých subsystémov súčasne. Dáta by boli veľmi skreslené a nepresné.

3.6 Modelovanie pojazdu

V predchádzajúcej kapitole bolo definované správanie simulačnej schémy v zapojení s dvomi rozvádzačmi. Na základe týchto poznatkov sú známe konfigurácie kedy je možné očakávať presné výsledky a kedy by boli výstupné hodnoty skreslené.

Namiesto simulovania záťaže pretlakovým ventilom bolo potrebné vytvoriť model mechaniky samotného pojazdového pásu exkavátoru. Jedná sa o poslednú časť, potrebnú k plnohodnotnej simulácii pojazdu (obr. 38). Do obvodu boli zakomponované aj dopravné hadice s parametrami ich diametru a dĺžky. Diameter bol stanovený na 10 mm, zatiaľ čo dĺžka bola odhadnutá na 1,5 m.



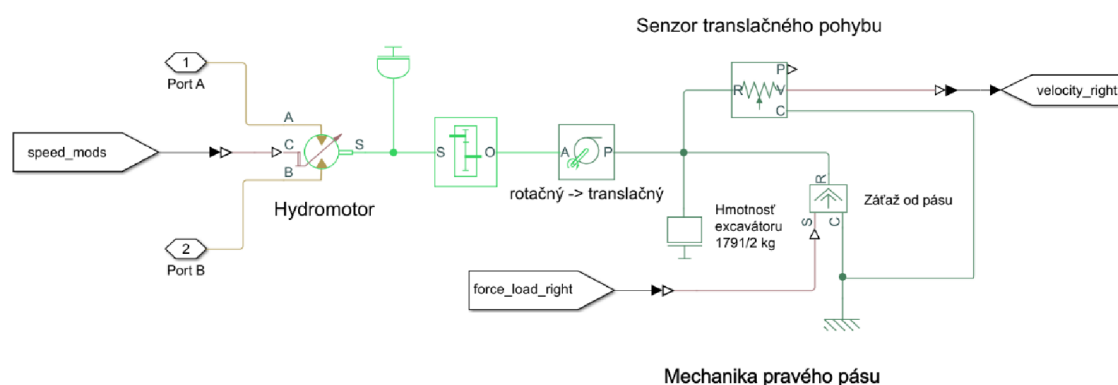
Obr. 38 - Blokové schéma pre simuláciu pojazdu.

Aj keď nie priamo súčasťou mechaniky pásu, hydromotor je zahrnutý v bloku pre mechaniku pojazdu. Pomocou hydromotoru sa extrahuje energia z hydraulickej (kvapalnej) sústavy, ktorá sa premieňa a dodáva do mechanickej rotačnej siete. Na tento účel bola vybraná séria Comer PGR132. Jedná sa o kompaktný pojazdový motor poháňaný integrovaným hydraulickým axiálnym piestom. V závislosti od použitého typu sú vhodné pre stroje v rozmedzí 1,5 až 6 ton.

Zaujímavosťou je, že tento hydromotor ponúka dve prepínateľné konfigurácie geometrického objemu. Táto vlastnosť je využitá na inkorporáciu dvoch pojazdových režimov. Režim „zajaca“ alebo rýchly režim je dosiahnutý pri $8,7 \text{ cm}^3/\text{rev}$. Režim „korytnačky“ nastáva pri $14,72 \text{ cm}^3/\text{rev}$.

Z knižnice v prostredí Simulink bol využitý model motoru s premenným geometrickým objemom. Parametre boli upravené z ohľadom na katalógový list výrobcu. [38]. V riadiacom bloku bol vytvorený jednoduchý prepínač medzi týmito dvoma módmí presunu.

Z výkresovej dokumentácie exkavátoru [38] bol zistený prevodový pomer 1:30,3. Táto skutočnosť bola taktiež zahrnutá v simulačnej schéme.



Obr. 39 - Modelové schéma hydromotora a mechaniky pojazdu.

Za hydromotorom nasleduje modelové schéma mechaniky pojazdu (obr. 39). Mechanický rotačný pohyb sa premieňa na mechanický translačný pohyb. V reálnom exkavátore tento proces prebieha otáčaním hnacieho kolesa za pomoci hriadele. Na hnacom kolese je navinutý samotný pás, ktorý sa pohybuje už v zmysle translačného pohybu.

Na pohyb pôsobia primárne dve záťaž. Relatívne nemenná je hmotnostná záťaž od exkavátoru. Hmotnosť stroja je 1791 kg. Za predpokladu, že ťažisko exkavátoru sa nachádza v pomyselnom strede, sa táto sila rovnomerne rozloží na oba pásy. Na jeden pás bude preto pôsobiť polovica hmotnosti exkavátoru. Pootočený zvršok alebo rameno s lyžicou môžu prípadne ťažisko vychýliť. Pre potrebu simulácie sa tento fakt zanedbával a ďalej sa pracovalo s danými konštantnými hodnotami.

Druhá záťaž pochádza so silového zaťaženia od pásu. Keďže neexistujú žiadne merania tejto sily z ktorých by sa mohlo vychádzať, muselo sa pristúpiť k odhadnutiu priemernej hodnoty. Merania avšak existujú pre iné parametre pri pojazde. Zladením všetkých porovnávaných údajov na približne rovnakých hodnotách, pri skúšanom pásovom zaťažení ponúkol solídny výsledok. Tento proces vyžadoval niekoľko iterácií a na záver bolo toto zaťaženie stanovené na 960 N.

Zmenou prešiel aj celý riadiaci blok. Bolo by nevyhovujúce zadávať požadované otáčky a polohu posuvných ventilov rozvádzačov zvlášť. V reálnom exkavátore existuje

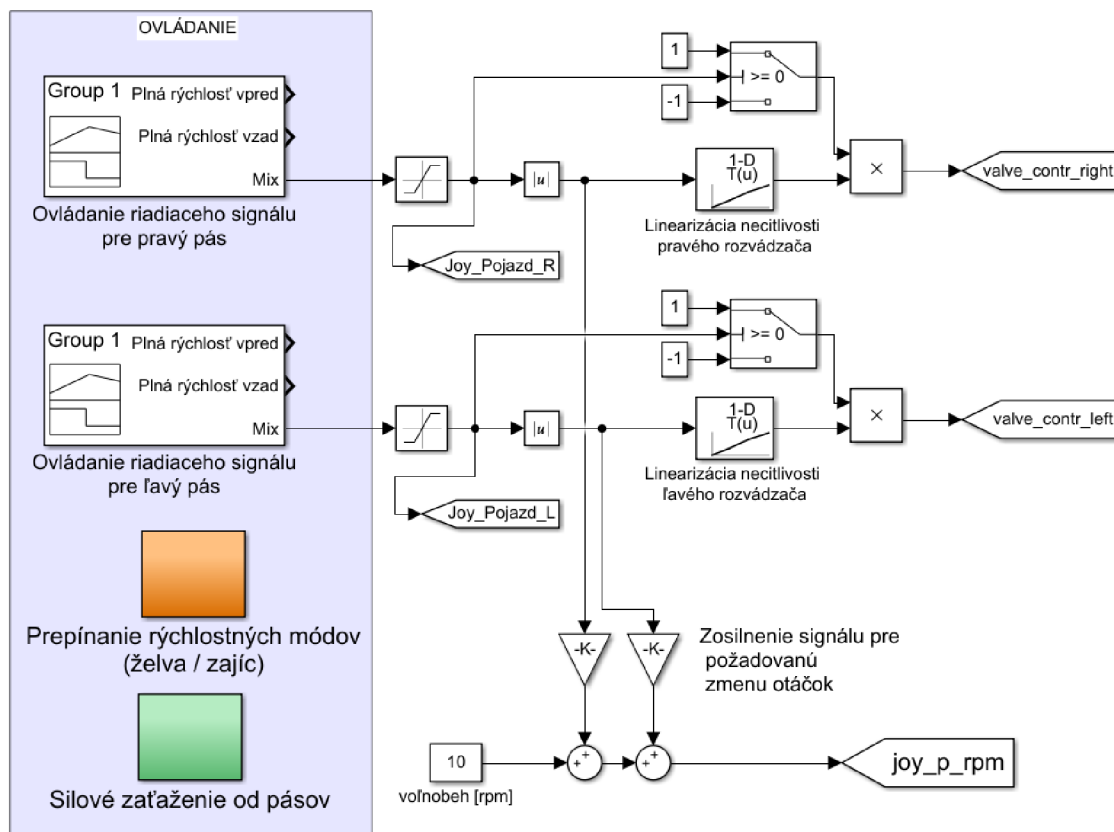
len jeden vstupný signál, a tým je poloha riadiacej páky v kabíne operátora. Tento signál musí obsahovať obe informácie.

Na základe činnosti exkavátora, ktorú daná páka ovláda, sa proporcionálne k jej vychýleniu zadávajú požadované otáčky na elektromotor. Rôzne činnosti ako pojazd či otoč ramenom spôsobujú rozdielne záťaže a vyžadujú odlišné veľkosti prietoku. Preto pre každú z týchto činností musí existovať určitá hodnota zosilnenia riadiaceho signálu.

Tab. 2 - Hodnoty zosilnenia riadiaceho signálu pre konkrétne úkony exkavátora.

	Buck	Arm	Boom	Swing	Offset	Road
Zosilnenie	1090	1100	1225	783	522	2540

Z meraní na skutočnom exkavátore vzišli hodnoty z predchádzajúcej tabuľky (tab. 2). Pre potreby simulácií pojazdu je dôležitá hodnota 2540. Toto číslo reprezentuje zosilnenie pre celkový pojazd. Zosilnenie signálu ovládania pravého a ľavého pásu bude preto vo vychádzajúcej simulácii polovičné na úrovni 1270. Grafické znázornenie riadiaceho bloku je na nasledujúcom obrázku (obr. 40).



Obr. 40 – Schéma zapojenia riadiaceho bloku.

Ako bolo spomenuté, vstupný signál má taktiež za úlohu ovládať prietok cez jednotlivé rozvážače. Rozvážač má prvotnú 30 % necitlivosť. Bolo by nepraktické prenášať takúto veľkú necitlivosť aj na riadiacu páku. Tá samotná má po mechanickej stránke svoju vlastnú necitlivosť. Pomocou linearizácie riadiaceho signálu je tento skok

potlačený. Maximálny prietok (a tým pádom aj rýchlosť pojazdu) je dosiahnutý v krajnej polohe riadiacej páky.

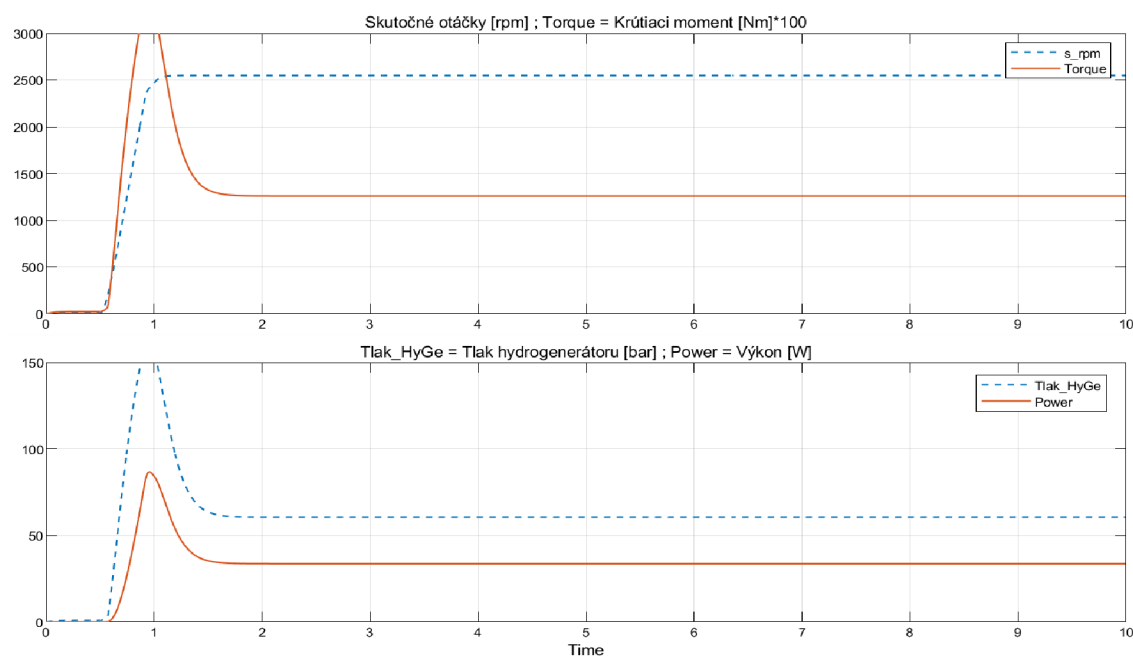
V nezaťaženom stave nastáva voľnobeh. Je potrebné aby sa v hydrogenerátore udržal minimálny tlak a otáčky motoru neklesli na nulu. Samotné rozvádzače predstavujú malú záťaž ako bolo dokázané v predchádzajúcej kapitole. Pri zapojení len dvoch rozvádzačov by bolo vhodné nastaviť otáčky voľnobehu na vyššiu hodnotu ako 10 ot./min. Takéto zvýšenie by ale nepriaznivo skresľovalo simulácie pojazdu, aj keď len o malý rozdiel. V konečnom dôsledku výsledky voľnobehu nie sú aj tak cieľom simulácií. Ponechaním nižších vstupných otáčok by sa v prípade voľnobehu výsledky vzdialovali realite, ale naopak v prípade aktívneho pojazdu zostávajú vierohodné.

3.6.1 Verifikácia modelu pojazdu

Na verifikáciu modelu bolo potrebné porovnať parametre s nameranými priebehmi na skutočnom exkavátore. V nasledujúcom grafe (obr. 41) sú zobrazené výsledky zo simulácie pojazdu. Skutočné otáčky sú obrazom celkového zosilnenia pojazdu 2540. Krútiaci moment dosahuje približne 12,5 Nm, tlak v hydrogenerátore je 60 bar a výkon pri pojazde má hodnotu 3000 W.

Tieto výsledky sa zhodujú s priemernými hodnotami z grafu meraní (obr. 43). Keď že na reálnom exkavátore sa pri pojazde vyskytli nežiadúce oscilácie, tento graf je tematicky zaradený do samostatnej kapitoly na strane 64. Hodnoty elektrického prúdu nebolo možné porovnať z dôvodu, že elektrický pohon je simulovaný prostredníctvom ideálneho zdroju uhlovej rýchlosti.

Podobným spôsobom bolo možné s dostatočnou presnosťou odhadnúť aj silové zaťaženie od pásov. Zhoda so simuláciami nastáva pri silovom zaťažení práve vo výške 960 N.



Obr. 41 – Ukážka sledovaných veličín pri vykonaní simulácie pojazdu.

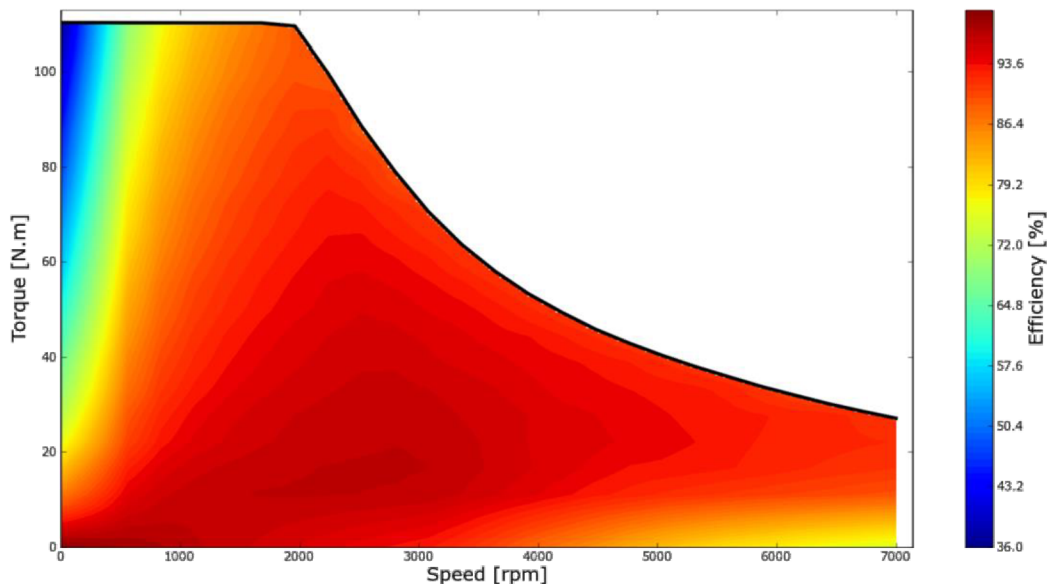
Verifikáciou simulácie pomocou nameraných hodnôt bola dokázaná dôveryhodnosť simulačného modelu pojazdu. Nasledujúce experimenty vychádzajúce z tohto modelu sa preto dajú považovať za relevantné a odrážajúce skutočné podmienky.

3.6.2 Výsledky simulácií pojazdu

Jednou z najväčších výhod simulácie je posúdenie efektívnosti zvolenia počiatkových parametrov. Diskutovanou premennou je v tomto prípade zosilnenie signálu pre požadovanú zmenu otáčok. Všetky simulácie prebehli pri silovom zaťažení od pásov vo výške 960 N.

Rozhodujúcim faktorom boli sledované výstupné hodnoty rýchlosti pojazdu, účinnosť ale aj príkon. Je žiadúce dosiahnuť čo najvyššiu rýchlosť pojazdu v pomere k spotrebovanému príkonu s ohľadom aj na účinnosť. Príkon je dôležitý pre pracovný cyklus batérie. Možnosť pracovať dlhšiu dobu na jedno nabitie, zvyšuje celkový pracovný čas exkavátoru.

Keď že na počiatku simulácie je využitý ideálny zdroj uhlovej rýchlosti nebolo možné sledovať príkon priamo. Bol využitý graf znázorňujúci účinnosť použitého elektromotoru pri daných otáčkach a zaťažení (obr. 42). Z účinnosti bol dopočítaný príkon. Na overenie tohto postupu prebehla jedna simulácia za pomoci komplexného modelu elektrického pohonu diskutovaná v predchádzajúcich kapitolách. Výsledky sa odlišovali len v rozmedzí 3 %.



Obr. 42 - Účinnosť elektromotoru BL 180/90 [10].

Hlavnou pracovnou úlohou kompaktného exkavátoru nie je pohyb po pracovisku. Z tohto dôvodu maximálna žiadaná pojazďová rýchlosť nemusí byť vysoká. Za rýchly pojazd sa v prípade modelu Bobcat E19 považujú hodnoty okolo 1 m/s. Za pomalý 0,6 m/s. Keď že pojazd patrí medzi energeticky najnáročnejšie činnosti, uprednostňujú sa prípady z vysokou účinnosťou a nízkou hodnotou príkonu.

Na prepínanie rýchlostných módov sa veľmi efektne využije hydromotorom s dvomi pripínateľnými konfiguráciami geometrického objemu. Režim „korytnačka“ je v porovnaní s režimom „zajac“ menej energeticky náročný v oblasti nižších rýchlostí pojazdu, a naopak viacej energeticky náročný v oblasti vyšších rýchlostí pojazdu.

Výsledky simulácií pre rôzne veľkosti zosilnenia sú zhrnuté v nasledujúcej tabuľke (tab. 3). Grafické zobrazenie vybraných zosilnení je možné dohľadať v prílohách (príloha 5).

Tab. 3 - Výsledky simulácií pojazdu.

Rýchlostní mód: ZAJAC							
Zosilnenie [-]	2032	2540	2794	3048	3556	5080	7112
Prietok HyMo. [l/min]	10,17	12,91	14,27	15,64	18,37	23,72	28,95
Krútiaci moment el. mot. [Nm]	12,5	12,61	12,71	12,84	13,1	13,65	14,56
Výkon [W]	2674	3369	3735	4114	4893	6524	8452
Rýchlosť pojazdu [m/s]	0,61	0,81	0,91	1,02	1,22	1,62	2,01
Účinnosť [%]	95	95	95	93	91	88	84
Príkon [W]	2814	3549	3931	4423	5376	7413	10061
Rýchlostný mód: KORYTNAČKA							
Zosilnenie [-]	2032	2540	2794	3048	3556	5080	7112
Prietok HyMo. [l/min]	10,44	13,18	14,55	15,91	18,64	25,03	30,26
Krútiaci moment el. mot. [Nm]	7,53	7,7	7,82	7,94	8,20	8,95	9,88
Výkon [W]	1624	2057	2296	2545	3064	4460	5939
Rýchlosť pojazdu [m/s]	0,40	0,52	0,58	0,64	0,76	1,05	1,28
Účinnosť [%]	95	93	92	91	90	84	80
Príkon [W]	1728	2211	2466	2796	3404	5309	7423

Vychádzajúce zosilnenie 2540 prinieslo uspokojivé závery. Diskutabilná zostala rýchlosť pojazdu v móde „zajac“. Ak 0,81 m/s nie je dostačujúca, ponúka sa zosilnenie 2794. Vyššie rýchlosti pre oba módy sú za cenu zvýšeného príkonu.

Zaujímavým riešením by boli rôzne hodnoty zosilnenia pre jednotlivé módy. Režim „korytnačka“ sa javí ako optimálny pri zosilnení 2540. Dalo by sa diskutovať, že ak je použitý tento pomalý mód, nie je nutné prekonávať dlhšie vzdialenosti a rýchlosť 0,40 m/s by bola dostačujúca. Tým by sa ešte viac znížil príkon a s vyššou účinnosťou aj potrebná dodaná energia.

V režime „zajac“ je tento problém zaujímavejší. V situácií kedy exkavátor musí prekonať vzdialenosť napríklad 100 metrov je dôležitý aj čas za aký túto vzdialenosť prejde. Za týchto podmienok sa porovnávajú tri zosilnenia 2540, 3048 a 3556, pretože ponúkajú najlepšiu kombináciu rýchlosti a účinnosti pojazdu. Spotrebovaná energia je vypočítaná podľa nasledujúceho vzťahu (1.1).

$$\text{Zosilnenie} \quad \left| \quad \frac{s[m]}{v[ms^{-1}]} = t[s] ; \quad t[s] * P[W] = E[kJ] \quad (1.1)$$

$$2540 \quad \left| \quad \frac{100m}{0,81ms^{-1}} = 123,45s ; \quad 123,45s * 3549W = 438,12kJ$$

$$3048 \quad \left| \quad \frac{100m}{1,02ms^{-1}} = 98,03s ; \quad 98,03s * 4423W = 442,58kJ$$

$$3556 \quad \left| \quad \frac{100m}{1,22ms^{-1}} = 81,96s ; \quad 81,96s * 5376W = 440,65kJ$$

Je možné vidieť, že elektrická energia vyžadovaná elektromotorom je približne rovnaká pre všetky tri prípady. Rozdiel v čase je ale až 41 sekúnd. Podľa týchto záverov sa javí ako najvýhodnejšie použiť zosilnenie 3556 pre mód „zajac“. Použitie ešte vyššieho zosilnenia by bolo už nepraktické. Vyššia rýchlosť nie je požadovaná a účinnosť strmsie klesá.

Najvyššia hodnota zosilnenia 7112 udáva približne hornú hranicu maximálnych otáčok elektromotoru 6000 ot./min (počíta sa s poklesom skutočných otáčok vplyvom záťaže). V tabuľke je uvedená, aby znázornila maximálny prietok jedným hydromotorom. Je vhodné pripomenúť, že použitý hydraulický rozvádzač Flow9 má kapacitu 50 l/min. Ani pri najvyšších otáčkach elektromotoru nie je možné sa tejto hranici priblížiť. Dokonca aj pri odporúčanom zosilnení dosahuje maximálny prietok jedným rozvádzačom 19 l/min.

Naskytá sa otázka, či aplikáciou viac kapacitného rozvádzača Flow9, nebol hydraulický systém pojazdu nad dimenzovaný. Použitie rozvádzača Flow4 do 25 l/min by pokrylo prietokové nároky pre pojazd v rozmedzí pracovných otáčok. Pomocou simulácií bolo možné otestovať správanie systému so zapojením rozvádzačom Flow4. V nasledujúcej tabuľke sa porovnali hodnoty s rozvádzačom Flow9 (tab. 4).

Tab. 4 - Porovnanie výsledkov pojazdu pre rozvádzače Flow9 a Flow4.

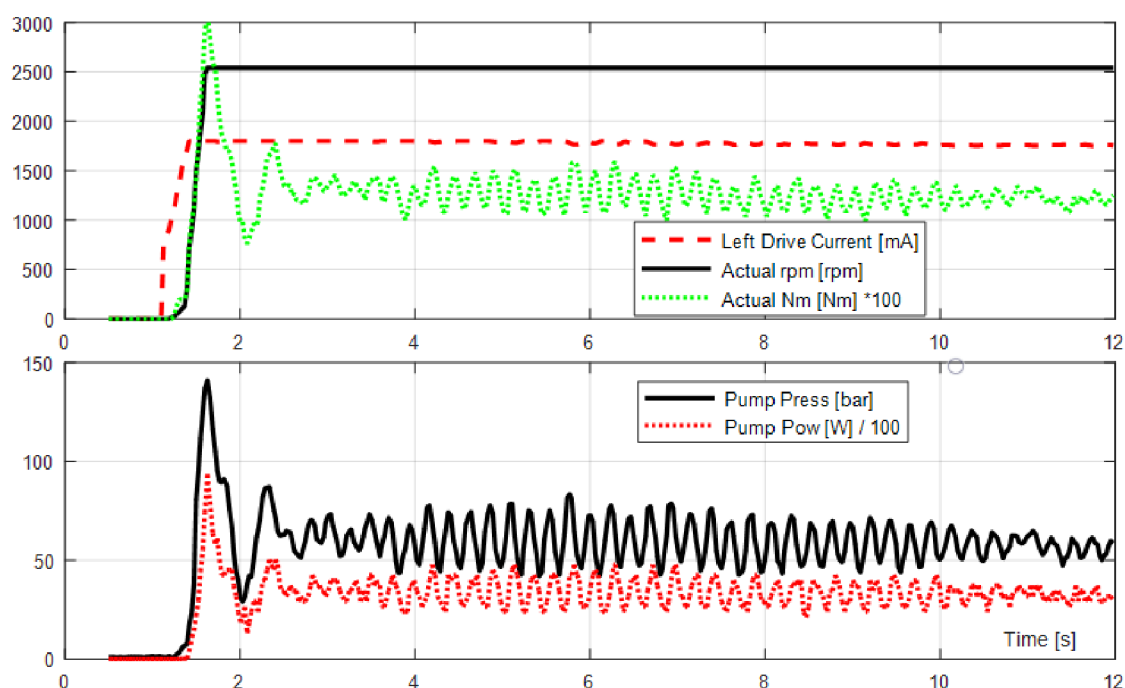
Zosilnenie [-]	FLOW9 (50 l/min)			FLOW4 (25 l/min)		
	2540	3556	7112	2540	3556	7112
Prietok HyMo. [l/min]	12,91	18,37	28,95	12,84	18,24	25,36
Rýchlosť pojazdu [m/s]	0,81	1,22	2,01	0,8	1,21	1,74
Účinnosť [%]	95	93	84	95	93	88
Príkion [W]	3549	4423	10061	3888	6212	16386

Porovnané údaje sú približne podobné pre akékoľvek zosilnenie. Rozdielovou veličinou je príkon. Je to dané, práve rozdielom nominálnych prietokov rozvádzačov pri tých istých podmienkach. Flow4 s menším možným dostupným prietokom bude vždy

spôsobovať väčšiu záťaž na hydrogenerátor ako Flow9. Tento jav bol bližšie popísaný v kapitole venujúcej sa hydraulickým rozvádzačom. Z tohto dôvodu je správne uprednostniť rozvádzač Flow9.

3.6.3 Nežiadúce oscilácie na reálnom exkavátore

Pri testovacích meraniach boli zaznamenané oscilácie tlaku na výstupe hydrogenerátoru (obr. 43). Tento nežiadúci efekt tým pádom negatívne ovplyvnil aj ostatné parametre s tým súvisiace. Asi najzávažnejší dôsledok je nekonzistentný, trkajúci pojazd. V nasledujúcom grafe sú znázornené výsledky meraných veličín pri vykonaní pojazdu.



Obr. 43 - Výsledky meraní na prototypu exkavátoru E19 [34].

Kmity môžu byť spôsobené viacerými faktormi. Pri testovaní ostatných činností exkavátoru oscilácie nenastali, preto príčinu problému bolo treba hľadať v častiach exkluzívnych pre pojazd. Toto efektívne vylúči ideu zavzdušneného hydraulického okruhu, ktoré môže byť častou príčinou podobných problémov.

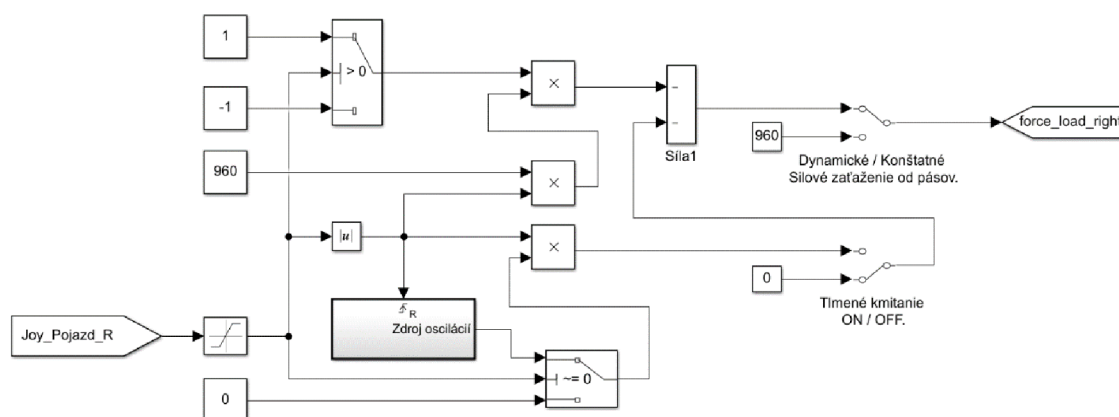
Hydromotory prepojujú mechaniku pojazdu so zvyškom systému. Silno premenným zaťažovacím momentom na výstupnú hriadeľ hydromotoru, by bolo možné dosiahnuť podobné oscilácie. Na túto hriadeľ pôsobia proti smere pohybu dve odporové sily. Záťaž hmotnosti samotného exkavátoru, ktorá je relatívne nemenná a silové zaťaženie od pásov.

Premenné zaťaženie od pásov môže mať opäť viacero príčin. Jednou z možností je veľmi zlá a stavovo premenná účinnosť trakcie pásového podvozku. V závislosti na aktuálnej polohe pásových zubov je na rovnaké pootočenie hnacieho kolesa potrebná rozdielna energia. Ak je však tá nemenná (daná konštantnými otáčkami), výsledkom je

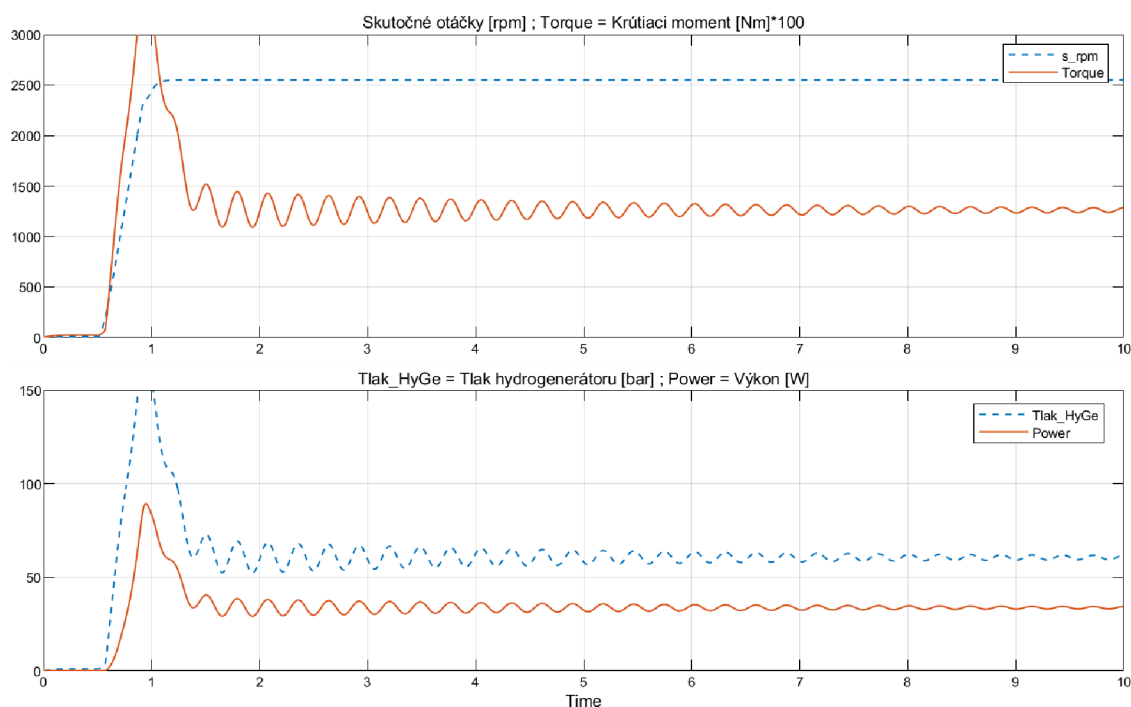
premenná rýchlosť pojazdu. Táto rozdielnosť by avšak bola rádovo menšia a je nepravdepodobné, že by spôsobila znázornenú osciláciu.

V grafe je možné sledovať, že amplitúda oscilácií s časom klesá, no kmitočet zostáva nemenný. Takýto priebeh najlepšie opisuje tlmené kmitanie. Nedokonalosťou mechanických častí, môže teoreticky sústava pojazdu nadobudnúť pružný charakter. Na identifikovanie príčiny oscilácií, by bolo potrebné uskutočniť konkrétne merania, zamerané práve na tento problém.

Nemožno vylúčiť prvotný predpoklad premenného zaťažovacieho momentu. Bol vytvorený fiktívny zdroj tlmených oscilácií (obr. 44). Parametre boli zohľadnené v závislosti k podobnosti k meraným údajom. Simuláciami bolo dokázané, že premenné zaťaženie od pásov môže mať vo výsledku podobný priebeh ako oscilácie zaznamenané z meraní (obr. 45).



Obr. 44 - Model zdroju tlmených oscilácií.



Obr. 45 - Priebeh parametrov pri pojazde s aktívnym zdrojom tlmených oscilácií.

Na odstránenie kmitov na reálnom exkavátore sa ponúkajú dve riešenia. Úprava a zatlmenie hydraulických prvkov alebo vhodnejšie nastavenie regulačnej elektroniky. Keď že sa projekt nachádzal v záverečnej fáze vývoja, bolo zvolené druhé riešenie. Oscilácie sa podarilo minimalizovať úpravou regulačného softwaru, ale pôvodný zdroj kmitov nebol odhalený.

4 ZÁVER

V diplomovej práci bol navrhnutý a zostrojený simulačný model pojazdu mini-exkavátoru E19 fy Bobcat s elektrickým pohonom.

V rámci simulácií pojazdu bola overená projektová počiatočná konfigurácia vstupných parametrov. Výsledky boli uspokojivé pre oba implementované rýchlostné režimy. V závislosti na účinnosti a rýchlosti pojazdu, boli doporučené úpravy hodnôt zosilnenia signálu ovládajúci otáčky elektromotora. Boli preskúmané alternatívne riešenia s použitím iného hydraulického rozvádzača. Výsledky dokázali lepšiu energetickú úspornosť pôvodného návrhu.

V niektorých častiach obvodu bol simulačný model zjednodušený. Dve najväčšie zmeny od reálneho modelu boli vykonané v oblasti elektrického pohonu a v spôsobe prerozdelenia prietoku. Komplexný elektrický pohon predstavoval pre simulácie vysokú výpočtovú náročnosť a jeho použitie sa stalo nepraktickým. Bol nahradený zjednodušeným modelom, kde otáčky elektromotora sú reprezentované ideálnym zdrojom uhlovej rýchlosti. Tento variant bol verifikovaný na základe meraní a vykazoval podobné vlastnosti ako komplexný model.

V skutočnom exkavátore je prietok prerozdeľovaný na základe tlakovej diferencie na jednotlivých hydraulických rozvádzačoch. Táto vlastnosť nebola plnohodnotne implementovaná. Bolo dokázané, že tento nedostatok nemá negatívny vplyv na dôveryhodnosť výsledkov simulácií pojazdu. Základná časť modelu je použiteľná pre akúkoľvek čiastkovú simuláciu na mini-exkavátore, nie len pojazdu. Neodporúča sa však využiť tento model na simuláciu viacerých činností exkavátoru súčasne, pretože výsledky by boli skreslené a nepresné.

Jedným z hlavných dôvodov zjednodušovania, bola snaha udržať simulačnú schému čo najuniverzálnejšiu, s prípadným použitím v podobných budúcich projektoch. Napríklad aktuálny projekt kolového nakladača, môže využiť koncepčné návrhy z tejto práce.

5 ZOZNAM POUŽITEJ LITERATÚRY

- [1] Bobcat. Bobcat company - research article details [online]. United States, 2021 [cit. 2021-02-27]. Dostupné z:
<https://www.bobcat.com/learn/research/detail?alias=mini-excavator-basics>
- [2] Compact equipment's big impact on the construction industry – a Hitachi white paper. Hitachi Construction Machinery [online]. [cit. 2021-02-27]. Dostupné z:
<https://www.hitachicm.eu/news/compact-equipments-big-impact-on-the-construction-industry/>
- [3] TOP COMPACT EXCAVATOR MANUFACTURERS REVEAL LATEST INNOVATIONS [online]. [cit. 2021-02-27]. Dostupné z:
<https://www.conexpoconagg.com/news/top-compact-excavator-manufacturers-reveal-latest>
- [4] DozrHub. Anatomy of mini-excavator [online]. [cit. 2021-02-27]. Dostupné z:
<https://dozr.com/blog/anatomy-of-excavators/>
- [5] ŠVARC, Pavel. Konstrukční návrh minirypadla. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství, 2014.
- [6] Yanmar Technology. In: The Pioneer Inventor of Zero Tail Swing Excavators [online]. [cit. 2021-02-27]. Dostupné z:
https://www.yanmar.com/us/products/construction/rulethejobsite/technology/zero_tail_swing.html
- [7] BERÁNEK, Jakub. Pásový podvozek lesního traktoru. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství, 2015, 44 stran + 4 přílohy (tabulky, složené výkresy).
- [8] Undercarriage Parts. In: Track World Australia [online]. [cit. 2021-02-27]. Dostupné z:
<https://trackworld.com.au/undercarriage-parts/>
- [9] HEYBROEK, Kin. On Energy Efficient Mobile Hydraulic Systems [online]. Sweden, 2017 [cit. 2021-03-24]. Dissertations. Linköping University. Dostupné z:
<http://liu.diva-portal.org/smash/get/diva2:1152750/FULLTEXT02.pdf>.
- [10] NOŽKA, M. Řízení hydraulických rozváděčů miniexkavátoru. Brno, 2018. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Prof. RNDr. Ing. Josef Nevrlý, CSc.
- [11] AXIN, Mikael. Mobile Working Hydraulic System Dynamics [online]. Sweden, 2015 [cit. 2021-05-15].
- [12] AXIN, Mikael. Fluid Power Systems for Mobile Applications: with a Focus on Energy Efficiency and Dynamic Characteristics [online]. Linköping: Linköping University Electronic Press, 2013 [cit. 2021-03-24]. ISBN 978-91-7519-600-8. ISSN 0280-7971. Dostupné z:

- <http://liu.diva-portal.org/smash/get/diva2:621033/FULLTEXT01.pdf>
- [13] Hydraulicspneumatics.com: Open-center valves in mobile equipment [online]. [cit. 2021-05-15]. Dostupné z: <https://www.hydraulicspneumatics.com/technologies/hydraulic-valves/article/21885026/opencenter-valves-in-mobile-equipment>
- [14] LOCATELI, Christiano. Digital Hydraulic System Using Pumps and On/Off Valves Controlling the Actuator [online]. , 11 [cit. 2021-05-15]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/289405775_Digital_Hydraulic_System_Using_Pumps_and_OnOff_Valves_Controlling_the_Actuator
- [15] Digital hydraulic concept reduces cost and increases reliability. <https://www.valmet.com> [online]. [cit.2021-03-24]. Dostupné z: <https://www.valmet.com/media/articles/up-and-running/new-technology/FPDigHydr/>
- [16] HERSHBERGER, Terry. Mobile Hydraulics: Challenges and Opportunities. Hydraulicspneumatics [online]. [cit. 2021-03-24]. Dostupné z: <https://www.hydraulicspneumatics.com/fluid-power-basics/hydraulics/article/21120591/mobile-hydraulics-challenges-and-opportunities>
- [17] PULSKAMP, Ally. Equipment Electrification in Mobile Hydraulics. Brennaninc.com [online]. [cit. 2021-03-24]. Dostupné z: <https://blog.brennaninc.com/equipment-electrification-in-mobile-hydraulics>
- [18] OLSON, Eric. How the world's first large-scale electric excavator works. <https://insights.globalspec.com> [online]. [cit. 2021-03-24]. Dostupné z: <https://insights.globalspec.com/article/12331/how-the-world-s-first-large-scale-electric-excavator-works>
- [19] Electrification and digitalization: The fitness program for hydraulics. Boschrexroth.com [online]. [cit. 2021-03-24]. Dostupné z: <https://www.boschrexroth.com/pl/pl/produkty/grupy-produktow/hydraulika-przemyslowa/informacje/the-fitness-program-for-hydraulics>
- [20] In: Consumerreports.org [online]. [cit. 2021-03-24]. Dostupné z: <https://www.consumerreports.org/products/lawn-mowers-28940/riding-lawn-mowers-tractors-28703/cub-cadet-lt42e-400375/>
- [21] In: Baumaworld.com [online]. [cit. 2021-03-24]. Dostupné z: <https://www.baumaworld.com/brands/bobcat/bobcat-compact-excavator-e19.html>
- [22] COSFORD, Josh. Is it a fair fight? Hydraulics vs. electrics. Mobilehydraulictips.com [online]. [cit. 2021-03-24]. Dostupné z: <https://www.mobilehydraulictips.com/fair-fight-hydraulics-vs-electrics/>
- [23] TESÁR, Richard. Synchronne motory. Wwww.posterus.sk [online]. [cit. 2021-03-24]. Dostupné z: <https://www.posterus.sk/?p=2676>

- [24] BERKNER, Patrick. How, Why, and When to apply electric motors to mobile hydraulic systems. *Www.parkermotion.com* [online]. [cit. 2021-03-24]. Dostupné z: http://www.parkermotion.com/whitepages/applying_elec_motors_to_hydraulic_systems.pdf
- [25] GONZALES, Carlos. What's the Difference between AC, DC, and EC Motors?. <https://www.machinedesign.com> [online]. [cit. 2021-03-24]. Dostupné z: <https://www.machinedesign.com/mechanical-motion-systems/article/21835874/whats-the-difference-between-ac-dc-and-ec-motors>
- [26] <https://www.researchgate.net> [online]. In: . [cit. 2021-03-24]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/figure/Specific-energy-and-specific-power-plot-of-energy-storage-and-conversion-devices_fig1_305794634
- [27] Typy baterií a technologie. <https://elektroport.cz> [online]. [cit. 2021-03-24]. Dostupné z: <https://elektroport.cz/kontakty-a-informace/vse-o-elektrokolech/baterie/typy-baterii-a-technologie>
- [28] CHIRKIN, Vasily a Lev LEZHNEV. A Battery-Supercapacitor Hybrid Energy Storage System Design and Power Management. *International Journal of Pure and Applied Mathematics* [online]. **119**(15), 4 [cit. 2021-03-24]. ISSN 1314-3395. Dostupné z: <https://acadpubl.eu/hub/2018-119-15/2/277.pdf>
- [29] KINDT, Rob. Top Reasons for Using Electrohydraulics. *Hydraulicspneumatics.com* [online]. [cit. 2021-03-24]. Dostupné z: <https://www.hydraulicspneumatics.com/technologies/hydraulic-pumps-motors/article/21887941/top-reasons-for-using-electrohydraulics>
- [30] HITCHCOX, Alan. Electric-Powered Pumps for Mobile Equipment. *Hydraulicspneumatics.com* [online]. [cit. 2021-03-24]. Dostupné z: <https://www.hydraulicspneumatics.com/technologies/hydraulic-pumps-motors/article/21887631/electricpowered-pumps-for-mobile-equipment>
- [31] NĚMEC, Zdeněk. Matematické modely subsystémů funkčního vzoru mini-exkavátoru 2t. Brno: VUT Brno, Fakulta strojního inženýrství, 2016. [Dílčí zpráva z řešení projektu FV 10411, etapa E01.2].
- [32] NĚMEC, Zdeněk. Modely hydraulických rozváděčů pro mini-exkavátor 2t. Brno: VUT Brno, Fakulta strojního inženýrství, 2017. [Dílčí zpráva z řešení projektu FV 10411, etapa E02.1].
- [33] NĚMEC, Zdeněk. Model a simulace elektrického pohonu pro mini-exkavátor 2t. Brno: VUT Brno, Fakulta strojního inženýrství, 2017. [Dílčí zpráva z řešení projektu FV 10411, etapa E02.1].
- [34] NĚMEC, Zdeněk. Modely, simulace a podklady k návrhu řízení bezemisního exkavátoru 2 t. *Brno: VUT Brno, Fakulta strojního inženýrství*, 2018. [Dílčí zpráva z řešení projektu FV 10411, etapa E03.2].
- [35] NĚMEC, Zdeněk. Foto z veletrhu. 2017.

- [36] MATLAB Documentation [online]. US: The MathWorks, Inc., 1994-2021
[cit. 2021-04-01]. Dostupné z:
<https://www.mathworks.com/help/matlab/>
- [37] KNOBLOCH, J, CIPIN, PROCHÁZKA a VOREL. Ověření funkce sestavy baterie – měnič – motor pro pohon bagru, předběžná verze. VUT Brno, Fakulta elektrotechniky a komunikačních technologií, 2017.
- [38] Bosch Rexroth.: Průvodní dokumentace z řešení úkolu od koordinátora projektu. Brno, 2016.

6 ZOZNAM SKRATIEK, OBRÁZKOV, TABULIEK A SYMBOLOV

Skratka	Popis
El.mot.	Elektrický motor
FLOW4	Prietoková charakteristika rozvádzača (25 l/min)
FLOW9	Prietoková charakteristika rozvádzača (50 l/min)
HyGe / HG	Hydrogenerátor
HyMo	Hydromotor
Joy	Joystick
Li-Ion	Lithium-Iontová batéria
LUDV	Lastdruck-Unabhängige-Durchfluss-Verteilung
PMSM	Permanent Magnet Synchron Motor
rpm	Rotation per minute
V1, V2, V3	Ventil jedna, dva a tri

Symbol	Jednotka	Popis
Actual Nm	Nm	Aktuálna hodnota krútiaceho momentu
E_μ	Wh/kg	Memná energia batérie
Mk	Nm	Krútiaci moment
Mk_z	Nm	Zaťažovací krútiaci moment
n	ot./min	Otáčky elektromotora
η	%	Účinnosť motoru
p	Pa	Tlak
P_{ele}	W	Elektrický výkon
P_m	Wh/kg	Hmotnostný výkon
P_{mech}	W	Mechanický výkon
p_{rpm}	ot./min	Požadované otáčky elektromotora
Pump Pow	W	Mechanický výkon na vstupe hydrogenerátora
Pump Press	bar	Tlak oleja na výstupe hydrogenerátora
Q	m³/s	Prietok
s_{rpm} / actual rpm	ot./min	Skutočné otáčky elektromotora

Obr. 1 - Hlavné části mini-exkavátoru [4].....	18
Obr. 2 - Nulový chvost [6]	19
Obr. 3 - Diely podvozku [8]	20
Obr. 4 - Časti pracovnej skupiny [1]	21
Obr. 5 - Schéma zapojenia a efektivity systému s konštantným prietokom [12].....	22
Obr. 6 - Schéma zapojenia a efektivity systému s konštantným tlakom [12].....	23
Obr. 7 - Schéma zapojenia a efektivity systému snímania záťaže [12]	24
Obr. 8 - Schéma zapojenia a efektivity systému s individuálnym prístupom [12]	24
Obr. 9 - Schéma a varianty zapojenia systému s digitálnym ovládaním [15]	26
Obr. 10 - Ukážka elektrifikovaných vozidiel [18] [20] [21]	27
Obr. 11 - Porovnanie výkonových kriviek elektromotorov [25]	29
Obr. 12 - Porovnanie akumulátorov [26].....	30
Obr. 13 - Bobcat E19 [35]	33
Obr. 14 - Logické blokové schéma pre pojazd mini-exkavátoru.....	34
Obr. 15 - Pokles otáčok pri zaťažení 40 Nm v komplexnejšom modeli [33]	35
Obr. 16 - Priebeh minimálnej záťaže na pokles skutočných otáčok od požadovaných. 36	
Obr. 17 - Schéma pohonu s obmedzením otáčok	36
Obr. 18 - Závislosť výkonu na zaťažení krútiacim momentom pri 2500 ot./min.	37
Obr. 19 - Porovnanie otáčok pri konštantnom zaťažení 40 Nm	39
Obr. 20 - Blokové schéma zapojenia elektromotoru s hydrogenerátorom	40
Obr. 21 - Modelové schéma hydrogenerátoru	40
Obr. 22 - Priebehy parametrov hydrogenerátoru v spojení s ideálnym pohonom	41
Obr. 23 - 4-Way Directional Valve - možné pozície posuvného ventilu [36].....	43
Obr. 24 - Hydraulický rozvádzač L8580 [38]	43
Obr. 25 - Prietoková charakteristika a priesaky rozvádzača z katalógu [38]	44
Obr. 26 - Nastavenie rozvádzača v rozhraní Simulink	45
Obr. 27 - Programový skript na výpočet prietokovej charakteristiky rozvádzača.....	45
Obr. 28 - Modelové schéma jedného rozvádzača bez záťaže.....	47
Obr. 29 - Porovnanie katalógovej a simulačnej charakteristiky prietoku [38]	47
Obr. 30 - Priebehy skúmaných parametrov rozvádzača bez záťaže	48
Obr. 31 - Blokové schéma spoločných častí s jedným rozvádzačom	50
Obr. 32 - Priebehy parametrov v zapojení s rozvádzačom Flow9 bez záťaže.....	51
Obr. 33 - Závislosť prietoku hydrogenerátorom na skutočných otáčkach	52
Obr. 34 - Blokové schéma spoločných častí s dvomi rozvádzačmi.....	52
Obr. 35 - Priebehy parametrov s dvomi rozvádzačmi Flow9 bez záťaže.....	53
Obr. 36 - Priebehy parametrov s dvomi rozvádzačmi Flow9 s rovnakou záťažou.....	55
Obr. 37 - Priebehy parametrov s dvomi rozvádzačmi Flow9 s rozdielnou záťažou.....	56
Obr. 38 - Blokové schéma pre simuláciu pojazdu.....	57
Obr. 39 - Modelové schéma hydromotora a mechaniky pojazdu.....	58
Obr. 40 - Schéma zapojenia riadiaceho bloku	59
Obr. 41 - Ukážka sledovaných veličín pri vykonaní simulácie pojazdu	60
Obr. 42 - Účinnosť elektromotoru BL 180/90 [10]	61
Obr. 43 - Výsledky meraní na prototypu exkavátoru E19 [34]	64
Obr. 44 - Model zdroju tlmených oscilácií.....	65
Obr. 45 - Priebeh parametrov pri pojazde s aktívnym zdrojom tlmených oscilácií	65

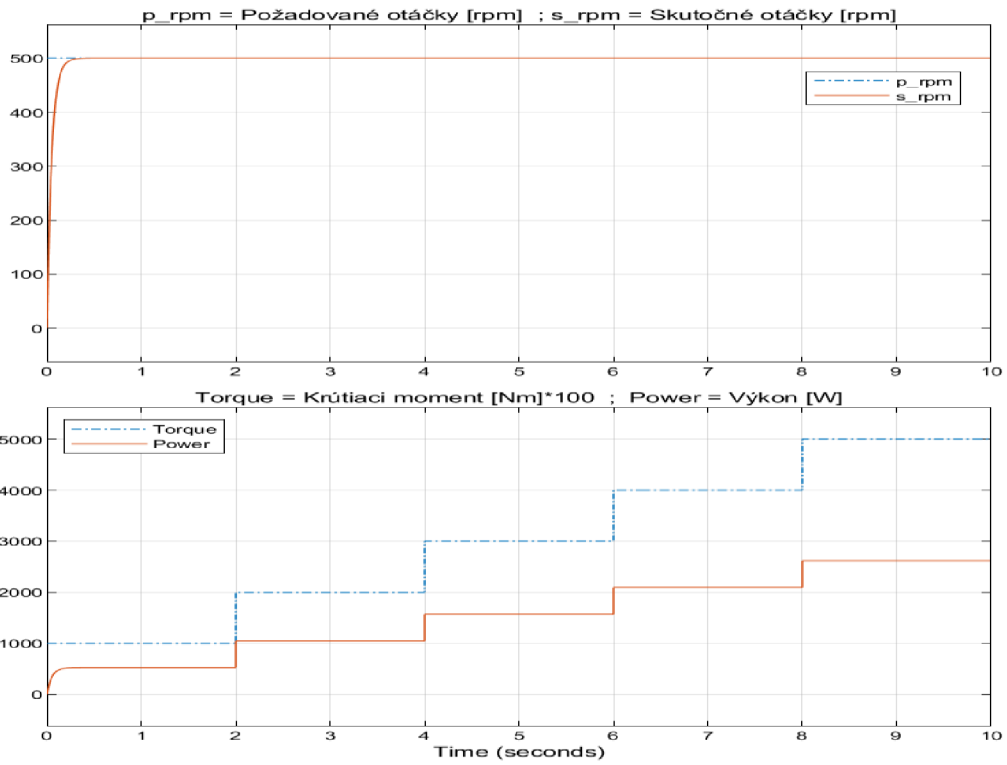
Tab. 1 - Porovnanie simulácie zjednodušeného el. pohonu s nameranými hodnotami..	38
Tab. 2 - Hodnoty zosilnenia riadiaceho signálu pre konkrétne úkony exkavátoru	59
Tab. 3 - Výsledky simulácií pojazdu.....	62
Tab. 4 - Porovnanie výsledkov pojazdu pre rozvádzače Flow9 a Flow4.....	63

7 ZOZNAM PRÍLOH

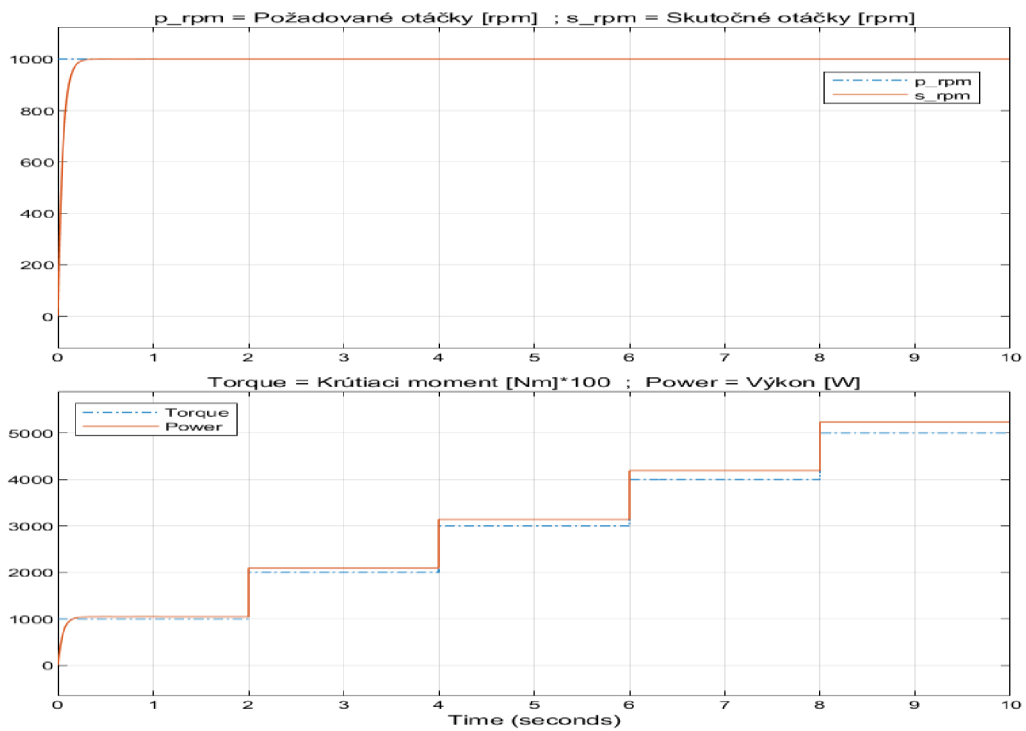
1. Simulácie elektromotora BL 180/90 pre rôzne úrovne požadovaných otáčok
2. Simulácie elektromotora BL 180/90 v spojení s hydrogenerátorom pre odlišné priebehy požadovaných otáčok a záťaže
3. Katalógový list hydraulického rozvádzača L8580 [38]
4. Simulácia jedného rozvádzača so záťažou
5. Simulácie pojazdu mini-exkavátoru E19 fy Bobcat pre zosilnenie 2540

PRÍLOHY

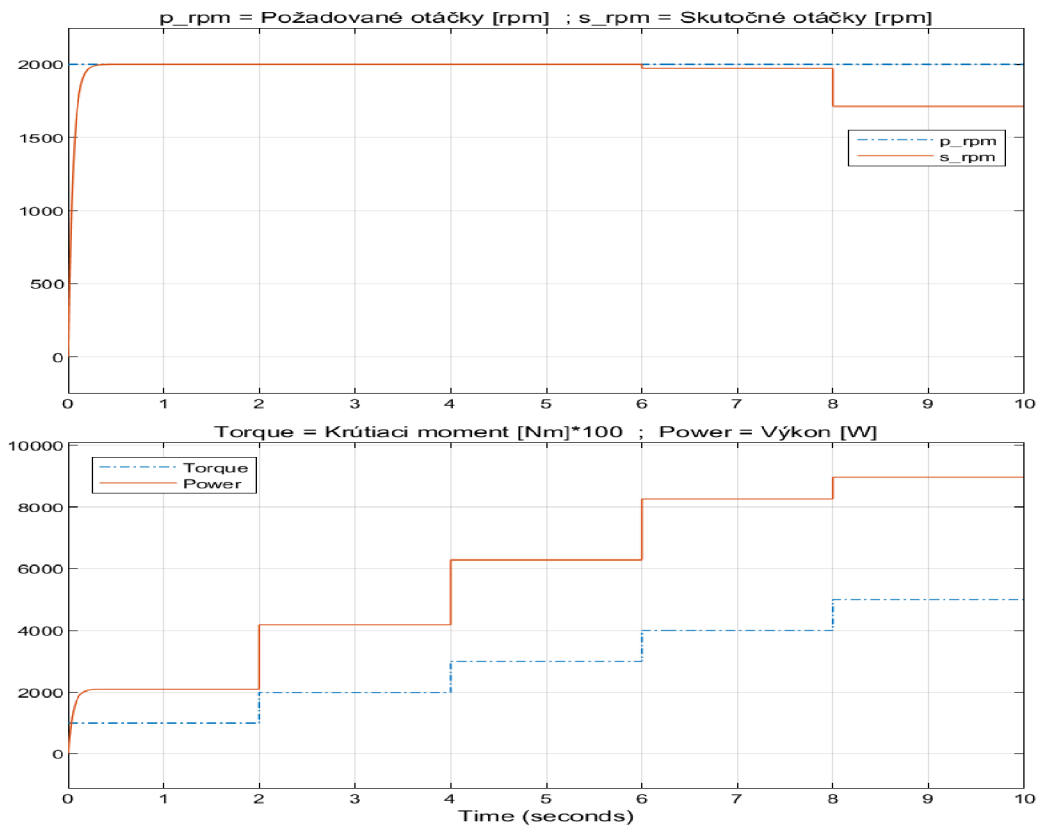
Príloha 1



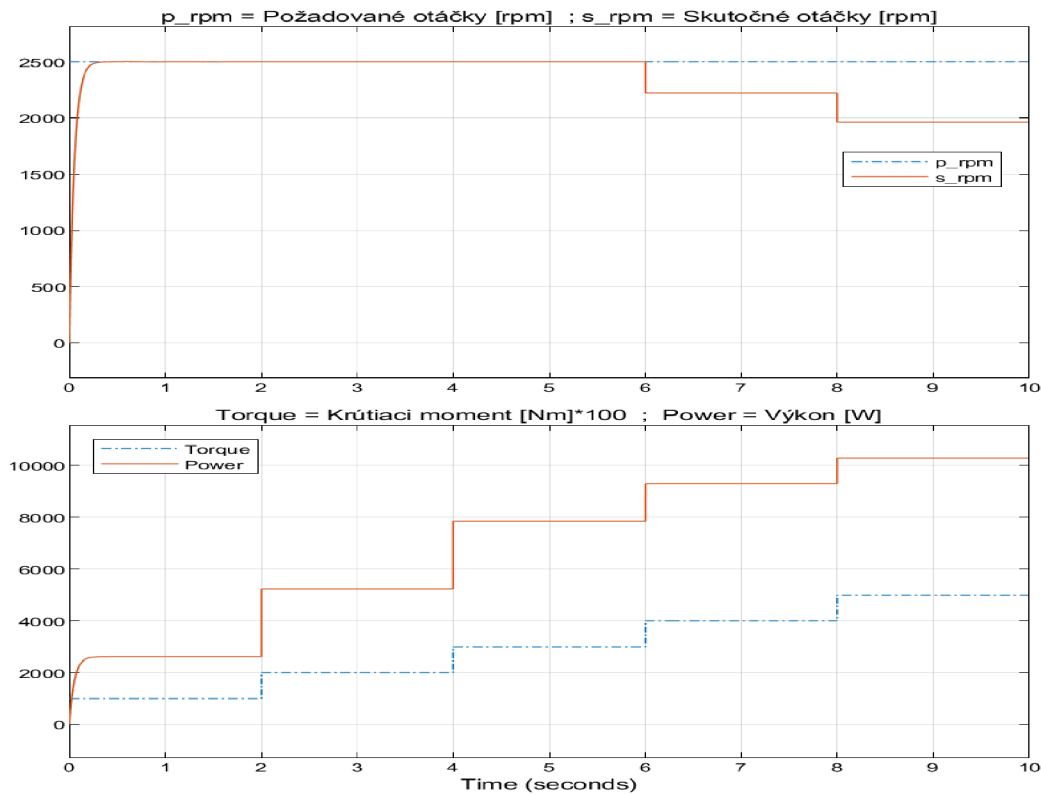
Príloha 1a



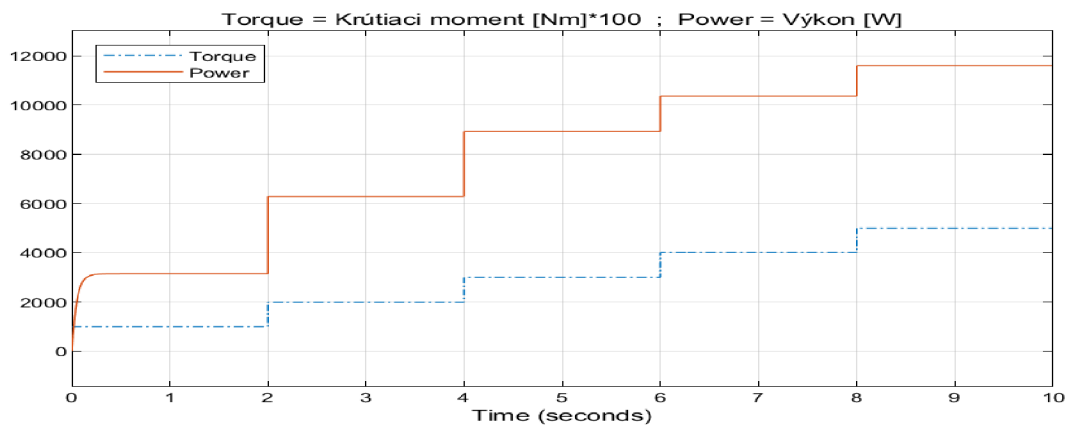
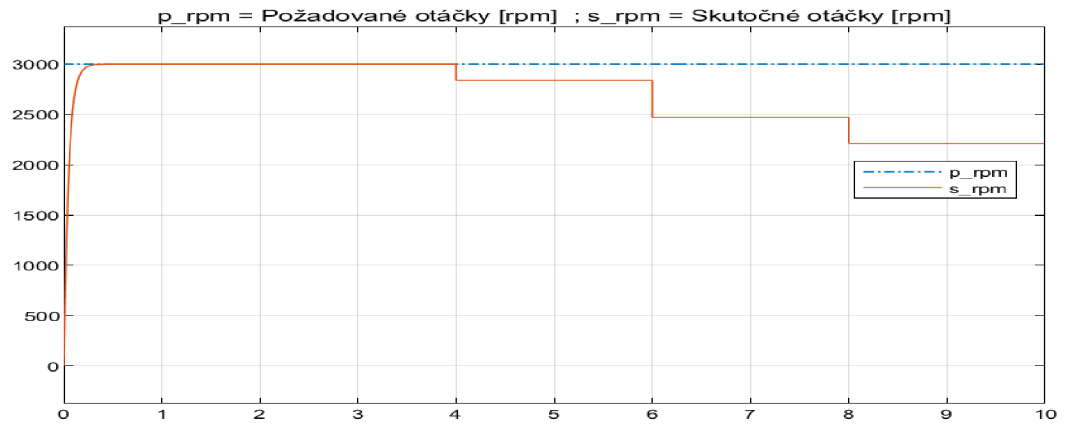
Príloha 1b



Príloha 1c

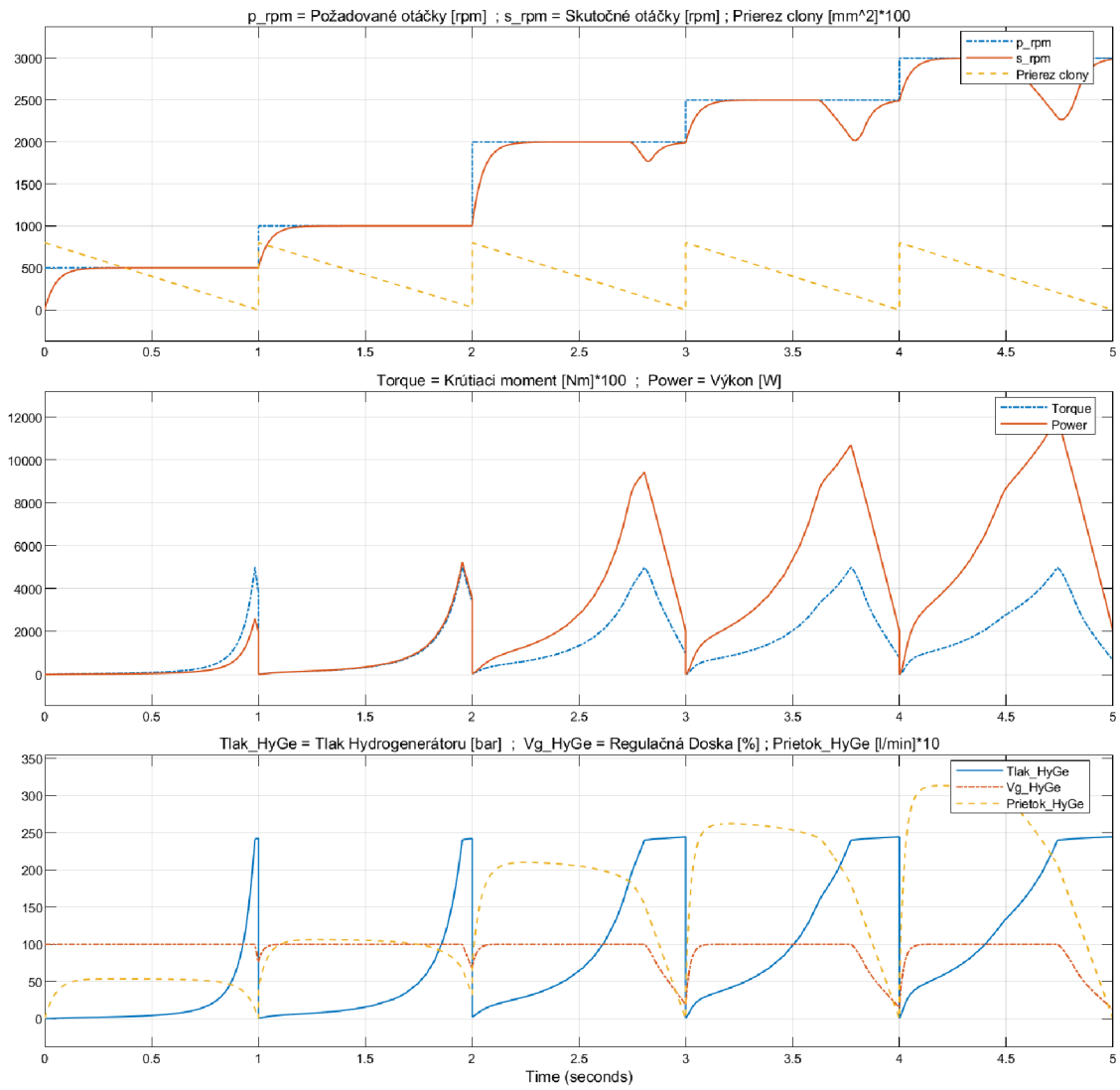


Príloha 1d

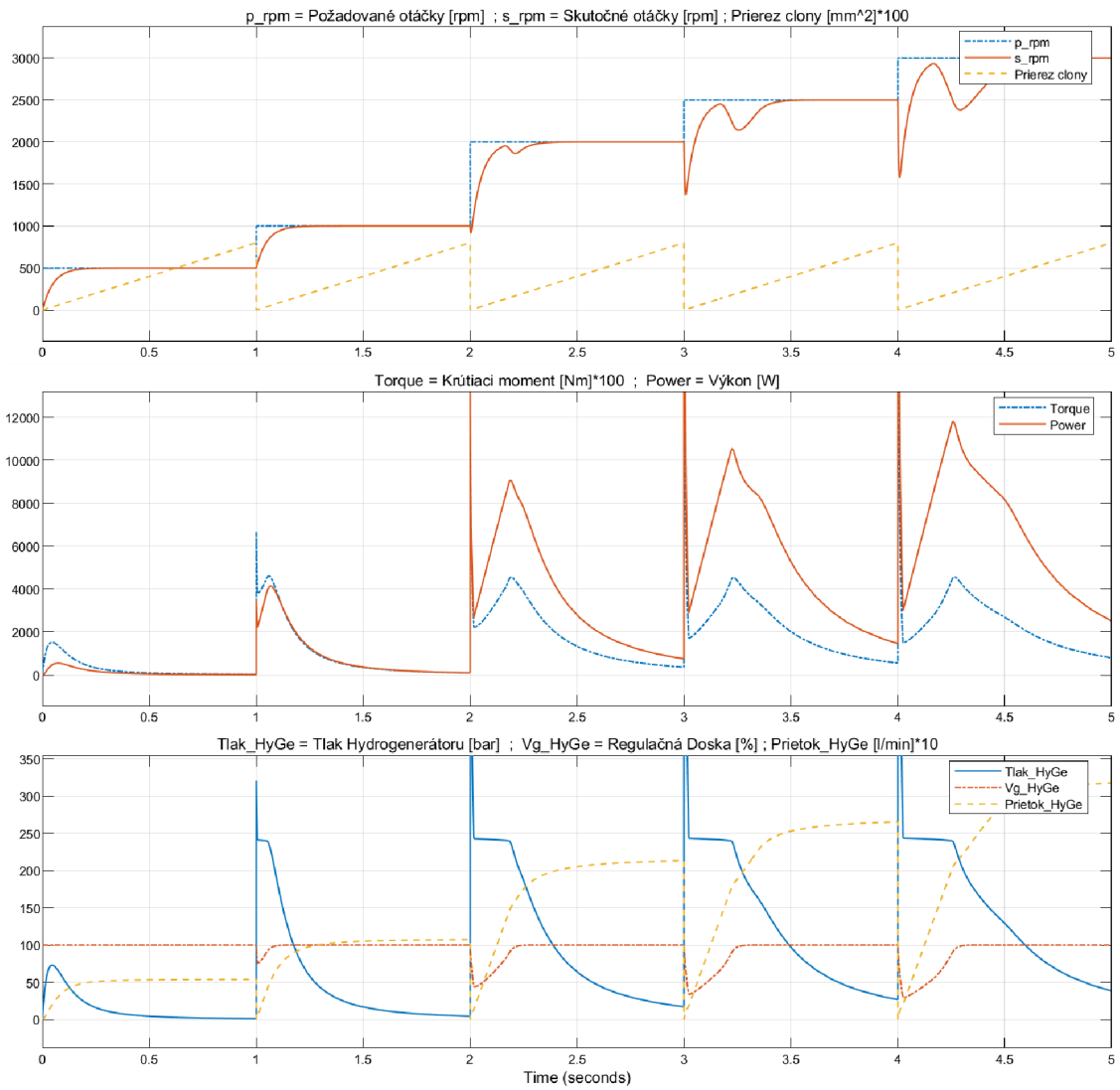


Príloha 1e

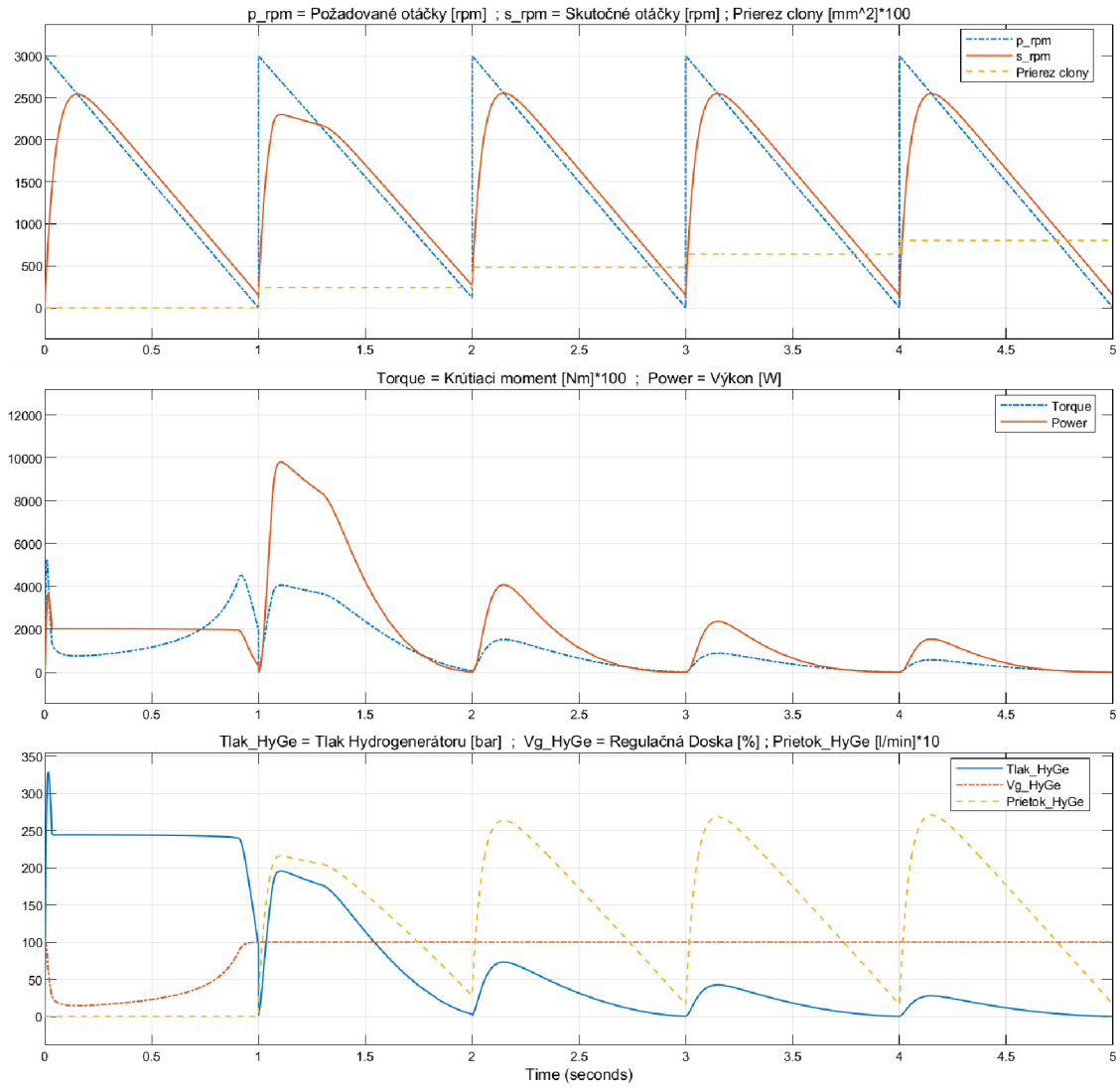
Príloha 2



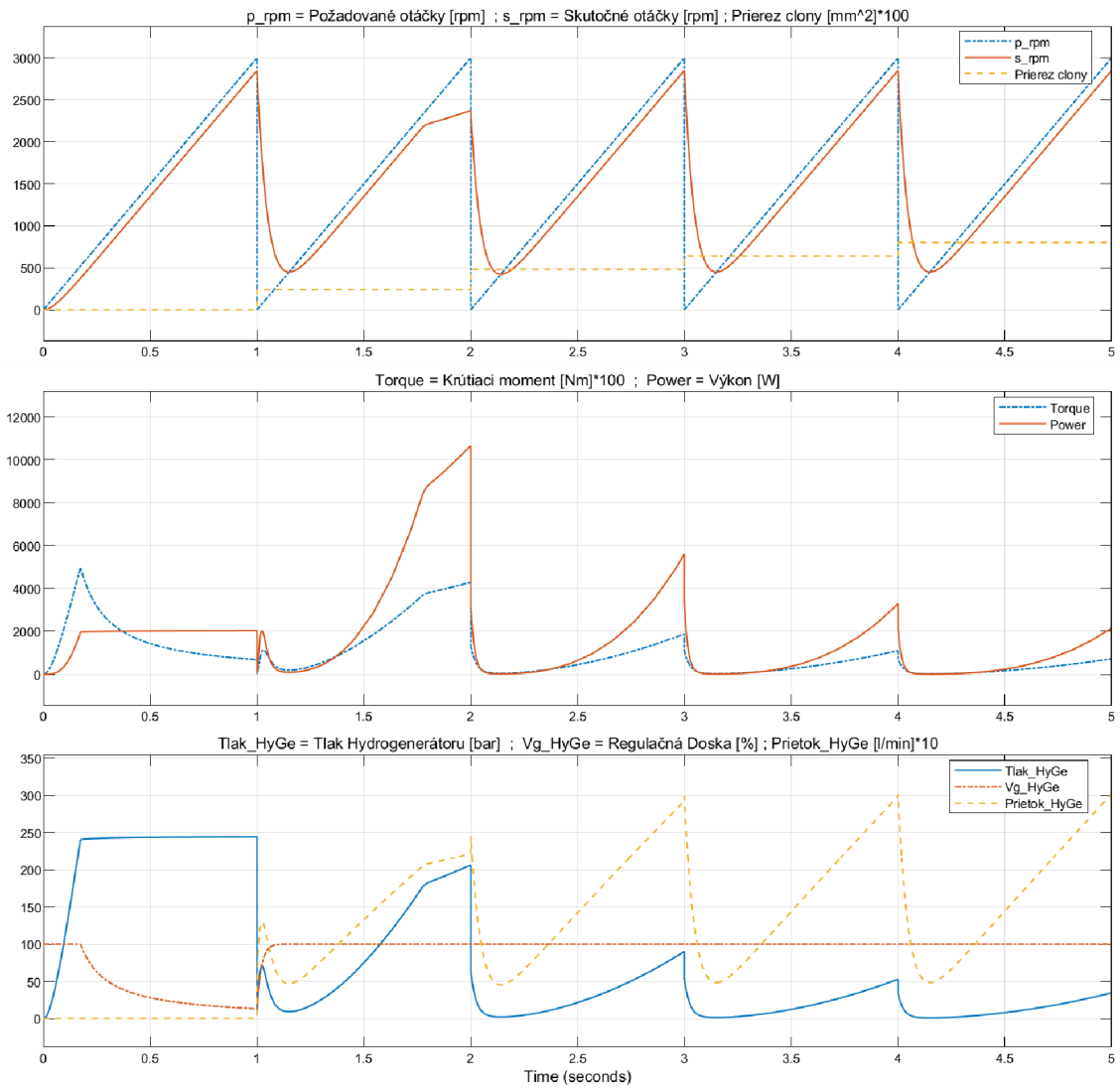
Príloha 2a



Príloha 2b

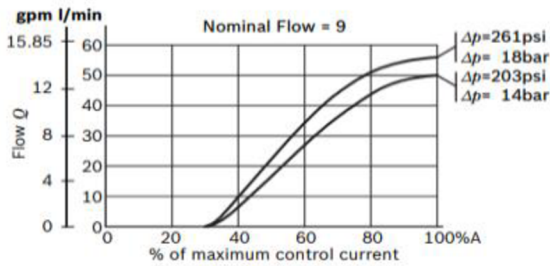
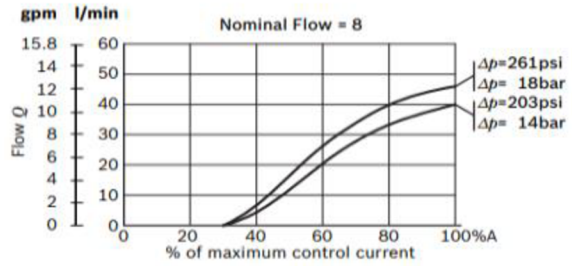
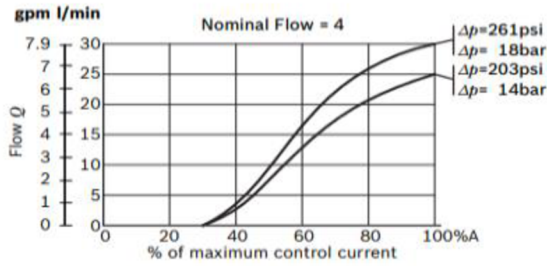


Priloha 2c

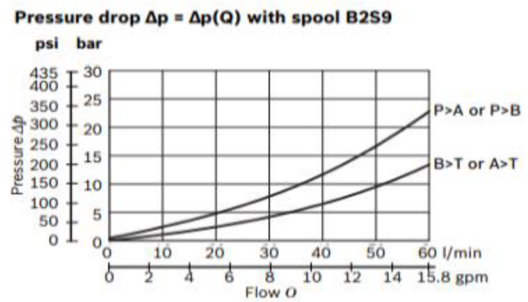
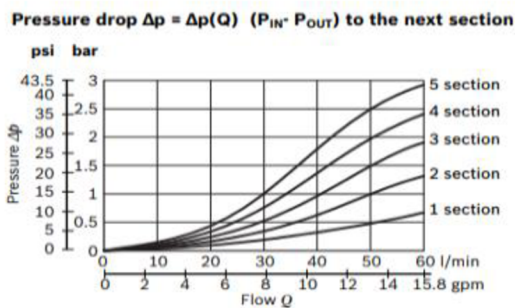
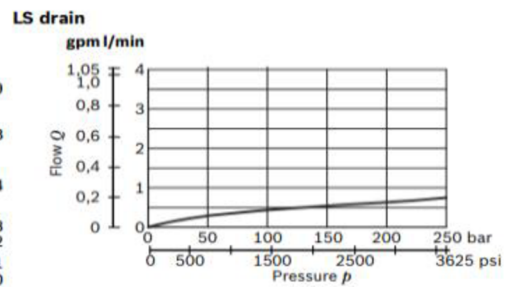
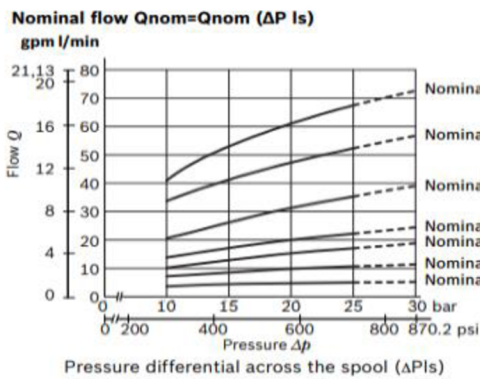


Príloha 2d

Príloha 3

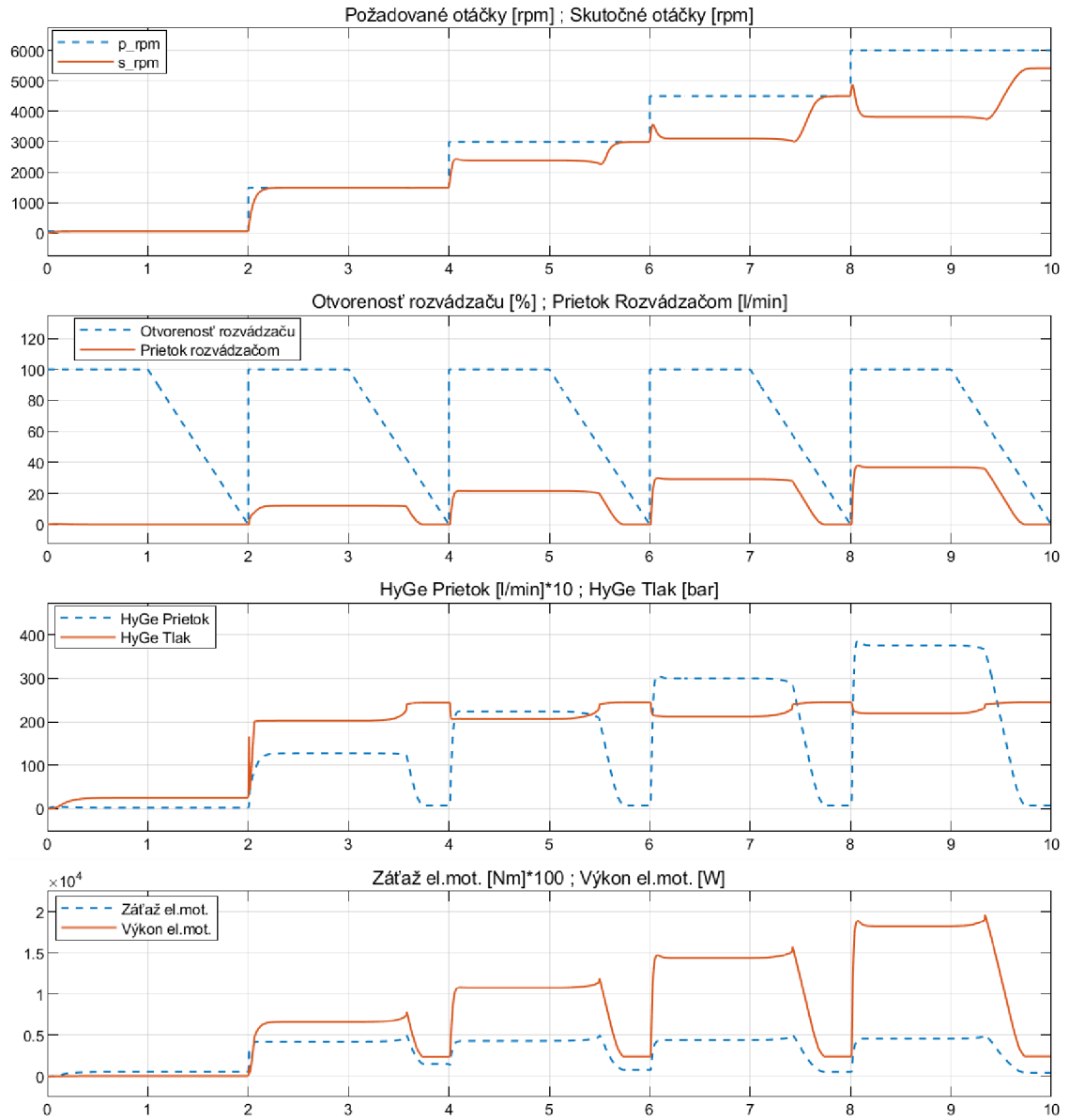


The curves refer to the spool fully open.
Measured with hydraulic fluid ISO-VG32 at 45° ± 5 °C (113° ± 9 °F); ambient temperature 20 °C (68 °F).



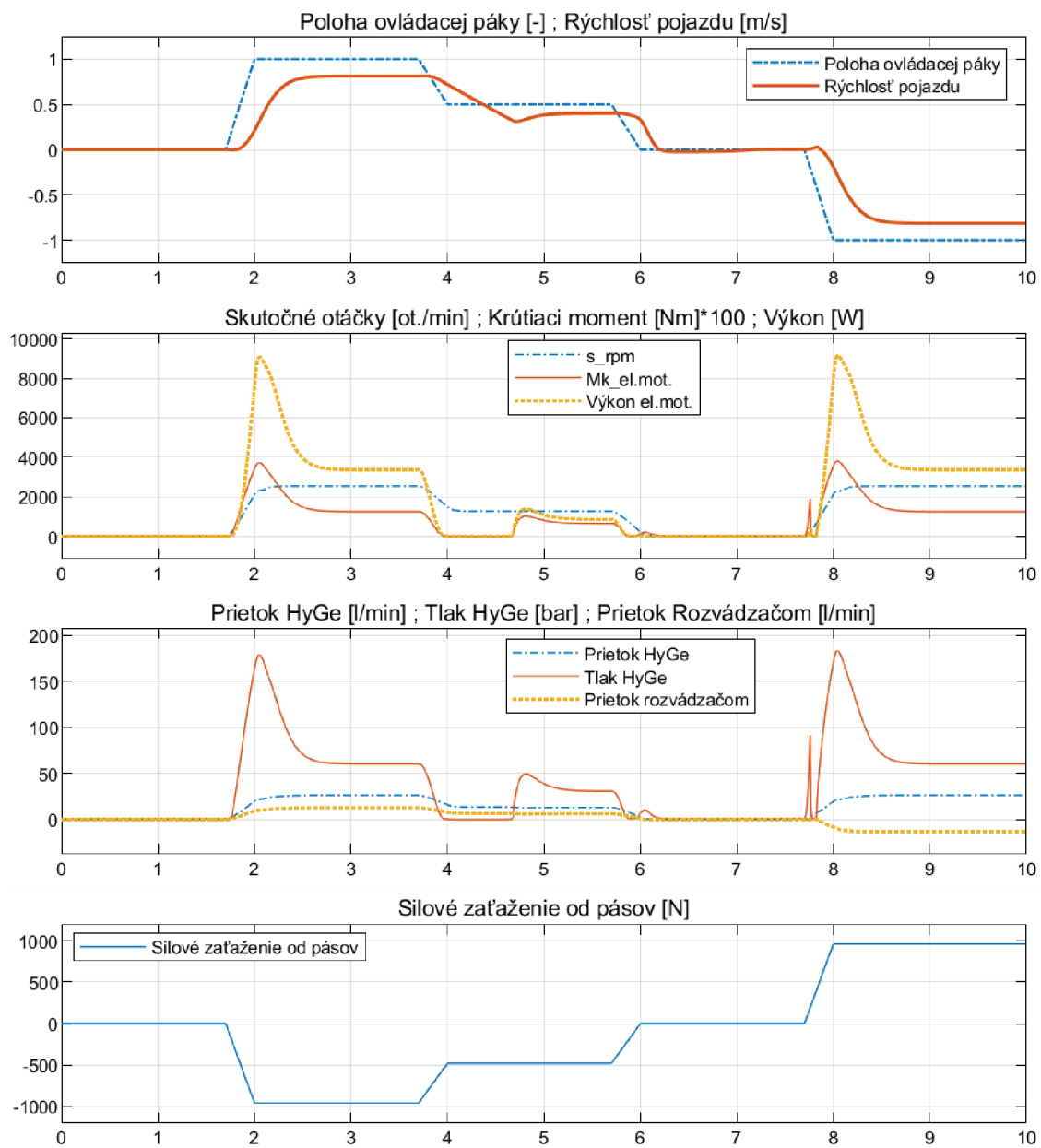
The curves refer to the spool fully open.
Measured with hydraulic fluid ISO-VG32 at 45° ± 5 °C (113° ± 9 °F); ambient temperature 20 °C (68 °F).

Príloha 4

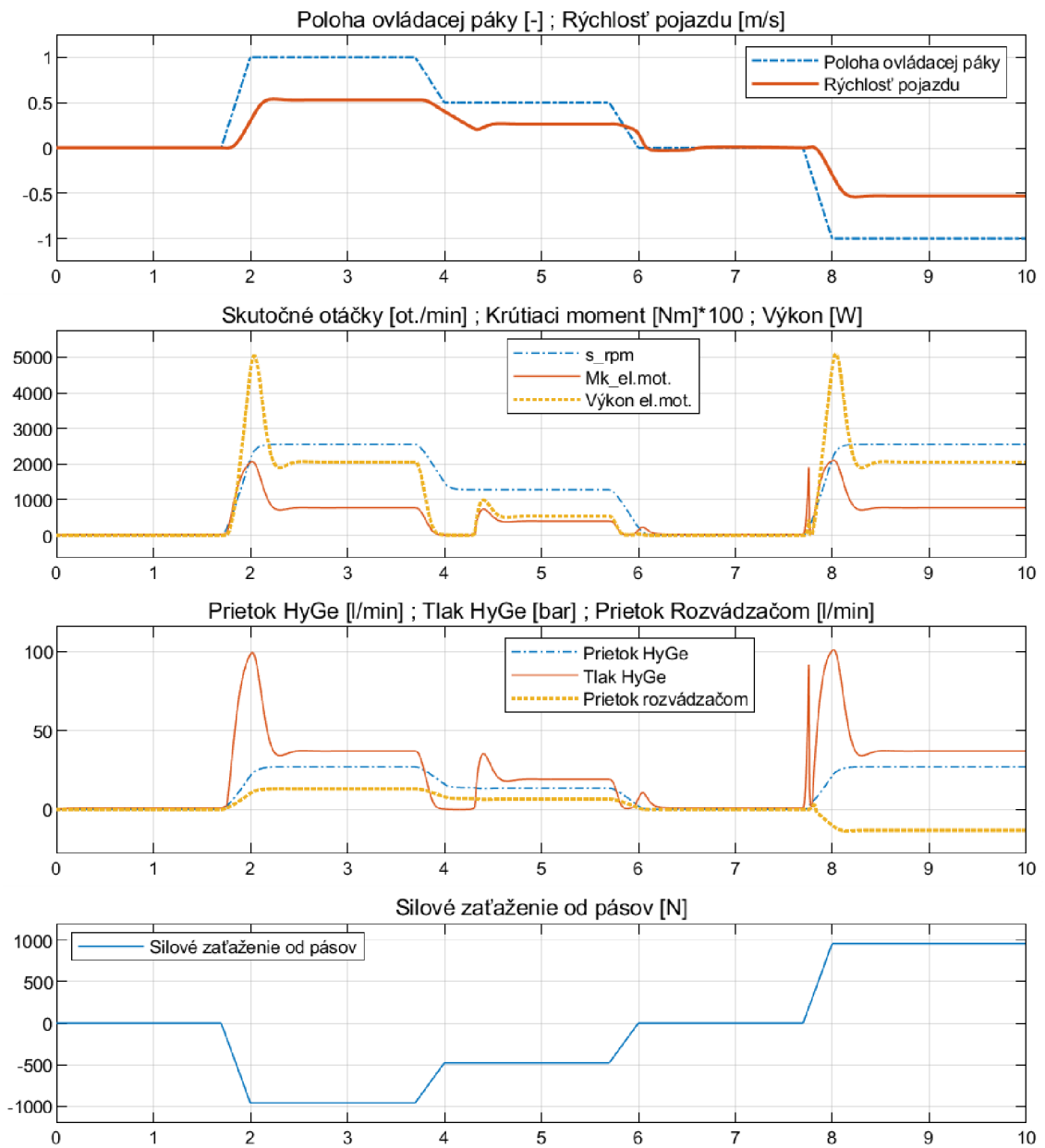


Príloha 4

Príloha 5



Príloha 5a Režim Zajac (Zosilnenie 2540)



Priloha 5b Režim Korytnačka (Zosilnenie 2540)