

Vysoké učení technické v Brně

Fakulta strojního inženýrství



Brno University of Technology

Faculty of Mechanical Engineering

Rekuperační modul pro těžká pozemní vozidla

Habilitační práce

Autor práce: Ing. Milan Klapka, Ph.D

Ústav konstruování

Institute of Machine and Industrial Design



Brno 2017

MOTTO:

*„Labor omnia vincit
improbus.“*

(Vergilius)

Poděkování: Děkuji svým nejbližším za dlouhodobou podporu v mém profesním životě, které si velmi cením, neboť mi umožňuje pracovat s plným nasazením. Také bych na tomto místě rád poděkoval doc. Ivanu Mazůrkovi a prof. Martinu Hartlovi, bez jejichž neutuchající podpory by tato práce zřejmě nespátřila světlo světa.

Milan Klapka

V Brně 7. 3. 2017

Obsah

Obsah	5
Seznam zkratek a symbolů	7
1 Úvod.....	10
2 Přehled současného stavu poznání	12
2.1 Historický vývoj rekuperačních brzd.....	12
2.2 Rozdělení systémů rekuperace brzdné energie	15
2.2.1 Elektromagnetická rekuperace	17
2.2.2 Elektricko-mechanická rekuperace.....	18
2.2.3 Mechanická rekuperace	18
2.2.4 Hydraulicko – mechanická rekuperace.....	20
2.2.5 Hydraulická rekuperace	21
2.3 Energetické úspory dosahované při rekuperaci brzdné energie vozidel.....	23
2.4 Hydraulic flywheel	24
2.5 Zkušební stanice s hydraulickým rekuperačním okruhem.....	29
3 Analýza problému a cíl práce	31
3.1 Cíle práce	31
4 Metody a prostředky.....	33
4.1 Návrh mechanické konstrukce zkušební stanice.....	33
4.1.1 Koncepční návrh laboratorní stanice	33
4.1.2 Pracovní režimy	34
4.1.3 Konstrukce zkušební stanice	36
4.1.4 Řídicí systém zkušební stanice	40
4.1.5 Měřicí řetězec zkušební stanice	43
4.2 Experimentální verifikace simulačního modelu zkušební stanice	48
4.2.1 Simulační model experimentální stanice	48
4.2.2 Parametrizace simulačního modelu	48
4.2.3 Verifikace simulačního modelu	49
4.2.4 Optimalizace řízení ventilového bloku v simulačním modelu	56
4.2.5 Metoda posouzení účinnosti rekuperace při simulaci.....	59
4.3 Návrh rekuperačního modulu pro experimentální vozidlo	60
4.3.1 Koncepční návrh.....	60
4.3.2 Pracovní režimy pneumatikového válce.....	61
4.3.3 Měřicí řetězec pro aplikaci na vozidle.....	64

4.3.4	Řídicí systém systému pojezdu s rekuperačním modulem.....	66
4.3.5	Popis algoritmu ŘS.....	70
4.4	Experimentální verifikace modelu vozidla.....	71
4.4.1	Simulační model pneumatického válce.....	71
4.4.2	Parametrizace simulačního modelu vozidla.....	72
4.4.3	Verifikace simulačního modelu vozidla.....	74
4.4.4	Optimalizace parametrů rekuperačního modulu pro vozidlo.....	76
5	Analýza výsledků měření.....	79
5.1	Analýza potenciálu rekuperačního modulu – měření prototypu na laboratorní stanici	79
5.1.1	Experimentální postup.....	79
5.1.2	Analýza výsledků měření na experimentální stanici.....	81
5.2	Experimentální ověření prototypu rekuperačního modulu na pneumatikovém válci	89
5.2.1	Experimentální postupy na vozidle	89
5.2.2	Analýza výsledků zkoušek na experimentálním vozidle	93
5.3	Hodnocení rekuperačního potenciálu navrženého prototypu rekuperačního modulu	105
6	Závěr	108
7	Seznam bibliografických zdrojů	111
	Seznam tabulek	117
	Seznam obrázků	118
8	Přílohy.....	121
Příloha 1	Matematický model hydraulického okruhu	121
Příloha 2	Implementace simulačního modelu laboratorní stanice v prostředí Matlab ...	124
Příloha 3	Grafické podklady pro verifikaci simulačního modelu stanice	126
Příloha 4	Implementace simulačního modelu silničního válce v prostředí Matlab.....	148
Příloha 5	Návrh ventilového bloku.....	150
Příloha 6	Umístění prototypu rekuperačního modulu na zkušební vozidlo	152
Příloha 7	Toky energií v hydraulickém obvodu při rekuperaci.....	154
Příloha 8	Měření valivého odporu válce.....	156

Seznam zkratek a symbolů

AKU HD – vysokotlaký akumulátor
AKU ND – nízkotlaký akumulátor
CAN – sběrnice pro průmyslovou komunikaci dle standardu SAE J1939 (Control Area Network)
CVT – variátor (Continuously Variable Transmission)
DRCE – řídicí systém pojezdu dodávaný firmou BOSCH Rexroth (Travel Drive Control)
EV – elektromobil (Electro Vehicle)
HD – vysoký tlak (hydraulický)
HEV – vozidlo s hybridním elektropohonem (Hybrid Electro Vehicle)
HFW – hydraulický flywheel (prototyp rekuperačního modulu z předchozího řešení)
HRSC – řídicí systém pro experimentální stanici (Hydraulic Recuperation Stand Control)
ICE – spalovací motor (Internal combustion engine)
KERS – systém rekuperace kinetické energie (Kinetic Energy Recovery System)
ND – nízký tlak (hydraulický)
ROM – paměť pouze ke čtení (Read-Only-Memory)
ŘJ – řídicí jednotka
ŘS – řídicí systém
SW – software

1,2 – indexy označují začátek a konec testovacího cyklu, nebo jednotlivé větve hydraulického okruhu

č – index označující čerpadlo
 c_v – měrná tepelná kapacita plynu [$\text{kJkg}^{-1}\text{K}^{-1}$]
 d_p – vnitřní průměr vedení, [m]
 f_u – účelová funkce, [-]
 f – součinitel tření, [-]
 f_i – součinitel poklesu otáček setrvačnicku, [Nms^{-1}]
 f_t – koeficient valivého tření válce, [-]
 g – gravitační zrychlení, $g = 9,81 \text{ ms}^{-2}$
 h – součinitel přestupu tepla, [$\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$]
 k – součinitel vnitřního odporu, [-]
 k_p – kritérium pro penalizaci, [-]
 m – index označující hydromotor
 m_p – hmotnost plynu, [kg]
 m_v – hmotnost válce, [kg]
 n – polytropický exponent, [-]
 n_s – okamžité otáčky setrvačnicku, [s^{-1}]
 p – tlak, [Pa]
 q – hmotnost spotřebovaného paliva, [g]
 s – index označující setrvačnick
 s_v – dráha ujetá vozidlem, [m]
 t – čas, [s]; vektor časování prvků

u – zkušební vektor
 v – posuvná rychlost válce, [ms^{-1}]
 x – poměrná část maximálního průtokového objemu, [-]; bázový vektor
 x_{rand} – náhodný vektor

C_f – koeficient mechanických ztrát v čerpadle, [-]
 C_h – koeficient hydrodynamických ztrát v čerpadle, [-]
 C_s – koeficient ztrát při laminárním proudění (leakage), [-]
 C_{st} – koeficient ztrát při turbulentním proudění (leakage), [-]
 C_v – koeficient viskózních ztrát v čerpadle, [-]
 D – maximální geometrický objem, [$\text{m}^3\text{rad}^{-1}$]
 $Diesel_RPM$ - okamžité otáčky na výstupu ze spalovacího motoru vozidla, [s^{-1}]
 E_1 – kinetická energie spotřebovaná elektromotorem, [J]
 E_2 – kinetická energie setrvačnicku, [J]
 E_{out} – vydaná výstupní energie, [J]
 E_{in} – spotřebovaná vstupní energie, [J]
 F – faktor zesílení, [-]
 F_{vo} – valivý odpor válce, [N]
 F_m – měřená tažná síla, [N]
 F_{ho} – hydraulický odpor, [N]
 HM_RPM - okamžité otáčky na výstupu z hydromotoru vozidla, [s^{-1}]
 I – moment setrvačnosti, [$\text{kg}\cdot\text{m}^2$]
 L – činná délka hydraulického vedení, [m]
 M_o – okamžitý moment pro pohon čerpadla, [Nm]
 M_i – moment pro pohon ideálního čerpadla, [Nm]
 $P_{1,3}$ – hydraulický tlak ve větvi okruhu, [Pa]
 $P_{2,4}$ – hydraulický tlak ve větvi okruhu, [Pa]
 P_g – množina vektorů řešení při optimalizaci
 P_{out} – okamžitý výstupní výkon, [W]
 P_{in} – okamžitý vstupní výkon, [W]
 P_{hydHD} – hydraulický výkon odebraný z HD akumulátoru, [W]
 P_{hydND} – hydraulický výkon odebraný z ND akumulátoru, [W]
 P_{em} – příkon elektromotoru, [W]
 P_{ust} – ztrátový výkon elektromotoru, [W]
 Q_{poj} – průtok pojistnými ventily, [m^3s^{-1}]
 Q_i – ideální geometrický průtok čerpadlem, [m^3s^{-1}]
 Q_o – okamžitý geometrický průtok, [m^3s^{-1}]
 R – plynová konstanta, [-]
 S – bezrozměrný koeficient, [-]
 S_a – činná plocha stěn akumulátoru, [m^2]
 S_p – plocha vnitřního průřezu vedení, [m^2]
 T – teplota, [$^{\circ}\text{C}$]
 Tor – točivý moment na výstupní hřídeli z HM [Nm]
 V – objem, [m^3]
 Vel – otáčky setrvačnicku stanice [s^{-1}]
 V_g – geometrický objem, [m^3]

α_0 – úhel naklonění desky čerpadla, [°]
 β – modul pružnosti hydraulické kapaliny, [Pa]
 ΔM_s – momentové ztráty setrvačnicku, [Nm]
 Δp – rozdíl tlaků čerpadla a hydromotoru, [Pa]
 Δp_L – tlakové ztráty vedení, [Pa]
 η – účinnost, [%]
 $\eta_{m\check{c}}$ – momentová účinnost čerpadla, [%]
 η_{proc} – výkonová účinnost procesu, [%]
 η_v – účinnost čerpadla v závislosti na průtoku, [%]
 $\eta_{v\check{c}}$ – průtoková účinnost čerpadla, [%]
 ρ – hustota oleje, [kg·m⁻³]
 τ – teplotně-časová konstanta hydraulického akumulátoru, [s]
 ω – okamžitá úhlovou rychlost, [rad·s⁻¹]

1 Úvod

Od roku 2000 ceny energií a pohonných hmot ve světě i v tuzemsku vykazují z dlouhodobého pohledu spíše rostoucí trend. Zároveň je patrná celospolečenská poptávka po šetrném a efektivním využívání energií, zejména s ohledem na ekologii. V oblasti automobilového průmyslu je důsledkem výše uvedených skutečností zvýšený tlak na efektivitu a ekologii provozu vozidel. Výrobci proto hledají potenciální úspory energie při provozu vozidla a cesty ke snížení emisí škodlivých látek souvisejících s provozem vozidla. Jedním z možných způsobů, jak naplnit výše uvedená kritéria je zvýšení účinnosti pohonu. Jako jedno z velmi perspektivních opatření se proto jeví proces rekuperace brzdné energie. Cílem rekuperace je efektivní využití energie potřebné k zabrzdění vozidla, která se za normálních podmínek mění na teplo a zůstává nevyužita.

Předložená habilitační práce se zabývá hodnocením potenciálu aplikace modulu pro rekuperaci kinetické energie u těžkých vozidel s nízkou pracovní rychlostí. Podklady pro vypracování práce vznikaly v průběhu řešení grantového projektu EUREKA LF12029 nazvaného „Rekuperační hydrostatický modul pro užitková vozidla.“ Jednalo se o aplikovaný výzkum ve spolupráci s průmyslovým partnerem, firmou BOSCH Rexroth s.r.o. se sídlem v Brně. Motivací pro spolupráci byl vývoj efektivní rekuperační jednotky pro nasazení ve vozidlech s hydrostatickým pohonem, které jsou osazeny hydraulickými komponenty z portfolia firmy BOSCH Rexroth. Cílem projektu byl vývoj technologického řešení hydraulického rekuperačního modulu a experimentální ověření jeho funkce na zkušební vozidle. Smluvními řešiteli projektu za VUT v Brně se stali prof. Josef Nevrlý, mimo jiné také vedoucí projektu, a doc. Jan Brandejs. Mojí ambicí při psaní předložené habilitační práce bylo zejména zpracovat problematiku experimentálního přístupu v procesu návrhu rekuperačního modulu pro specifický segment užitkových vozidel s nízkou rychlostí jízdy.

Habilitační práce je multidisciplinární povahy, jak si vyžádalo řešení problematiky rekuperace hydraulické energie. Na řešení problematiky v rámci projektu se podílel tým řešitelů složený ze zaměstnanců VUT v Brně a firmy BOSCH Rexroth se sídlem v Brně. Řešitelský tým byl dále rozdělen na menší specializované skupiny úzce zaměřené na řešení určité části problému. Pro účely práce jsem zjednodušil rozdělení na následující dvě složky:

- VUT Brno – skupina složená primárně ze zaměstnanců VUT v Brně, která byla vedena prof. Josefem Nevrlým a zaměřovala se na sestavení a verifikaci matematického modelu hydraulického obvodu a optimalizaci nastavení akčních členů prostřednictvím simulací. Klíčovými členy této skupiny byli pak doc. Němec a Ing. Panáček. Skupina také spolupracovala s dalšími externími pracovníky.
- Bosch Rexroth – aplikační skupina složená primárně ze zaměstnanců firmy Bosch Rexroth zaměřená zejména na posouzení navržených technických řešení rekuperačního modulu, programování a ožívování akčních členů hydraulického okruhu, implementaci technických řešení a experimentální ověřování vlastností hydraulického okruhu s rekuperací. Klíčovými členy této skupiny byli Ing. Martin Fichta, Ing. Miroslav Jurík a Bc. Štěpán Drha.

Jako autor předložené práce jsem měl na starosti zejména experimentální část projektu, tedy návrh a realizaci experimentů v laboratoři nebo v terénu a následné zpracování a analýzy získaných dat. Výsledky analýz pak sloužily k verifikaci navržených simulačních modelů

a technických řešení prvků hydraulického okruhu. Do mých kompetencí spadla také konečná fáze realizace experimentální stanice, tj. oživení a ověření funkce stanice v laboratoři naší výzkumné skupiny. Řadil jsem se tedy spíše do aplikační skupiny, se kterou jsem úzce spolupracoval.

2 Přehled současného stavu poznání

2.1 Historický vývoj rekuperačních brzd

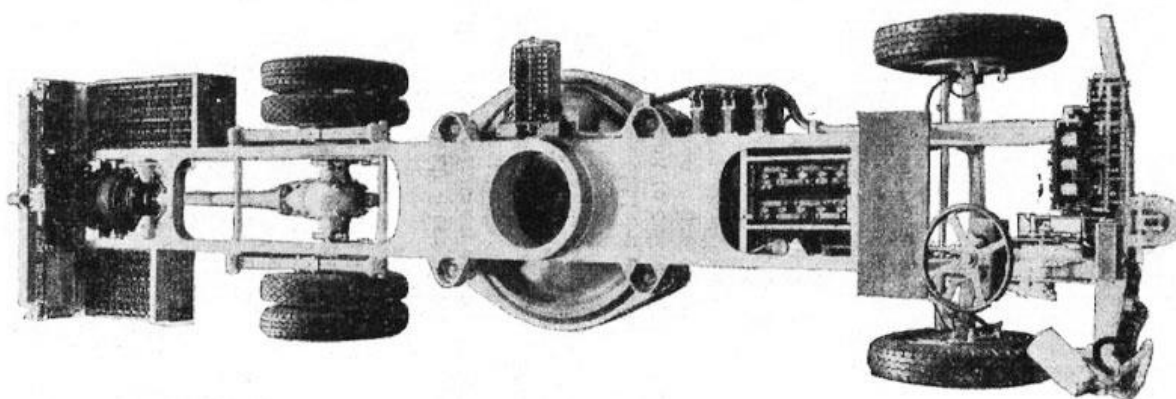
Myšlenka opětovného využití kinetické energie mařené při brzdění vozidla zajímá konstruktéry vozidel již více než 100 let. První doložené úspěšné aplikace se datují na počátek 20. století. Jedna z prvních aplikací systému pro využití brzděné energie vozidla se připisuje francouzskému inženýrovi Louisi Antoine Kriégerovi [1], který se zabýval stavbou elektricky poháněných vozidel, viz obr. 1. U pohonných elektromotorů používal cívky s tzv. bifilárním vinutím, motory se pak při brzdění chovaly jako elektrogenerátory. V roce 1906 popsal Raworth [2] brzděné systémy s rekuperací brzděné energie používané u tramvají v Anglii.



Obr. 1 Americký senátor G. P. Wetmore v Kriégerově elektrickém vozidle, rok 1906 [1]

Po roce 1910 se elektrické pohony používají téměř výhradně u kolejových vozidel. V osobních vozidlech jsou elektrické a parní pohony nahrazeny spalovacím motorem [3]. Od počátku 20. století dochází k postupné elektrifikaci železničních tratí, kdy elektrické lokomotivy vytlačují parní. Zpočátku se jedná o elektrifikaci tratí na kratší vzdálenosti, tj. příměstskou a meziměstskou dopravu. Postupně se však začínají elektrifikovat i železniční spojení na dlouhé vzdálenosti, příkladem může být magistrála napříč Gruzii elektrifikovaná v letech 1930 – 1967. Brzdění s rekuperací se tak rozvíjí zejména u trakčních pohonů kolejových vozidel, kde je velmi snadno aplikovatelné a stále se využívá principu, že z motoru se při brzdění stává generátor [3]. Technologie rekuperačního brzdění se u kolejových vozidel na elektrifikovaných tratích používá až do současnosti. Naopak elektropohony pro osobní vozidla byly dlouhá léta spíše okrajovou záležitostí. Přesto lze v různých obdobích nalézt sériově vyráběné řady vozidel s elektropohonem na území USA, nebo za Druhé světové války v Evropě [4].

V roce 1950 byl ve Švýcarsku zaveden do provozu městský autobus poháněný horizontálně uloženým setrvačником. Gyrobus měl za úkol snížit hlučnost a zplodiny produkované autobusy hromadné dopravy poháněných spalovacím motorem. Gyrobus byl vybaven elektromotorem, který ve stanici roztočil setrvačnik na nominální otáčky $3\,000\text{ min}^{-1}$. Gyrobus při brzdění využíval brzdou kinetickou energii k roztáčení setrvačniku a prodlužoval se tak dojezd. Standardně se dojezd pohyboval okolo 4 – 6 km, podle povoleného poklesu otáček setrvačniku, a dobití setrvačniku ve stanici trvalo 1 – 3 minuty [5]. Konstrukteři ale nedokázali úspěšně eliminovat negativní působení setrvačniku na jízdní vlastnosti. Gyrobuses byly proto v krátké době staženy z provozu, přestože není známa žádná tragická havárie způsobená hnacím setrvačником. Jedná se však o první významnější aplikaci rekuperační brzdy mimo segment kolejových vozidel.



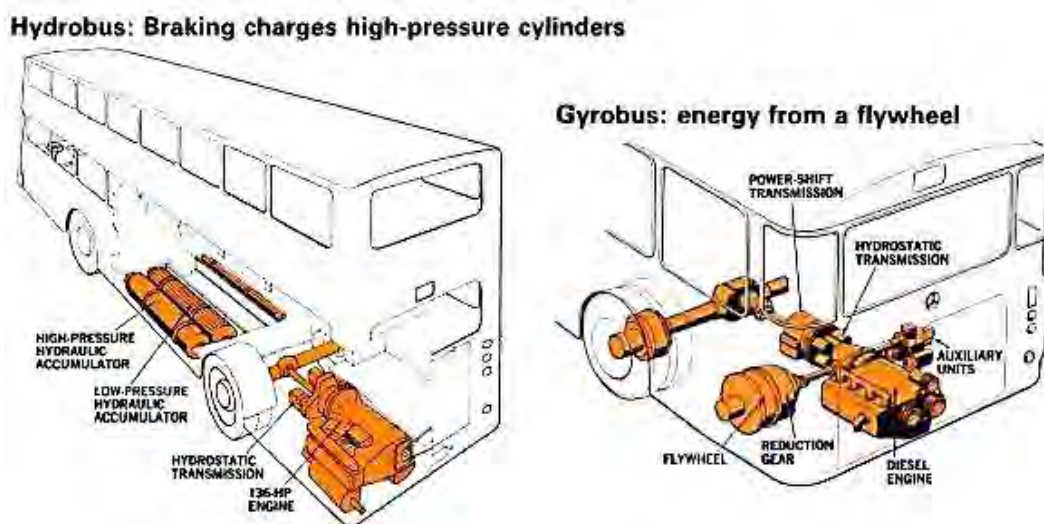
Obr. 2 Šasi Gyrobusu s prostorem k uložení setrvačniku uprostřed vozidla [5]

Další využití rekuperace brzděné energie lze nalézt u koncepcie městského elektricky poháněného vozidla AMC Amitron [4] z roku 1967, viz obr. 3. Koncept elektromobilu byl vyvíjen na základě pobídek vlády USA, která chtěla reagovat na zhoršující se stav ovzduší ve městech a také na ropnou krizi, která zasáhla Spojené státy v 70. letech 20. století. Přestože představený koncept byl na svou dobu technologicky poměrně vyspělý, nedostal se do sériové výroby. Podobné koncepty v podstatě souběžně představili i další výrobci automobilů v USA, jako General Motors a další.



Obr. 3 AMC Amitron [6]

V 80. letech dvacátého století proběhly další úspěšné pokusy s nasazením rekuperačních brzd do příměstských autobusů, které realizovala firma MAN [7]. Byly použity dva principy rekuperace brzděné energie. Oba spočívaly v hybridním pohonu autobusu, který měl spalovací motor připojený k hydrostatické převodovce. Jedna koncepce využívala mechanickou rekuperaci energie s využitím mechanického setrvačnicku a druhá koncepce využívala hydraulického obvodu s tlakovými zásobníky (projekt Hydro-bus), viz obr. 4. Koncepci s mechanickou rekuperací vyvíjeli ve stejném období také další výrobci autobusů jako Mercedes-Benz nebo Volvo [7], [8].



Obr. 4 Koncepce hybridních autobusů s rekuperací brzděné energie [7]

Ačkoliv setrvačnický umožňoval akumulovat rychleji větší množství energie, byla tato koncepce složitější na připojení k pohonnému agregátu a také na proces řízení samotné rekuperace při brzdění. Koncepce s hydraulickým obvodem pro rekuperační brzdění byla technicky jednodušší a ekonomicky méně náročná na realizaci. Nevýhodou koncepce se setrvačnickem byla také nutnost mechanické ochrany setrvačnicku proti možnému roztržení při překročení limitních otáček nebo únavou materiálu. Výhodou řešení se setrvačnickem pak byla vyšší úspora paliva, protože spalovací motor nemusí běžet neustále. Zapíná se pouze při startu vozidla, roztočí setrvačnick na nominální otáčky, a poté se zapíná pouze při poklesu otáček setrvačnicku pod nastavenou minimální hodnotu. U koncepce s hydraulickou rekuperací je nutné, aby spalovací motor pracoval neustále a poháněl čerpadlo hydraulického obvodu.

Projekt tzv. Hydro-busu byl podporován také německou vládou formou finančních grantů a na vývoji se podílely německé technické univerzity ve spolupráci s provozovatelem hromadné dopravy v Berlíně a dodavateli hydraulických komponentů pohonu, firmami Hydac a Rexroth (pozn. v současnosti je firma Rexroth součástí koncernu BOSCH). Z dostupných pramenů vyplývá, že při zkouškách prototypů se podařilo při stejných provozních podmínkách ušetřit až 20 % paliva oproti konvenčnímu řešení s třecími brzdami [9], [10]. Protože hydrostatické hybridní pohony se v 80. letech 20. století rozšířily také u těžkých užitkových vozidel (např. popelářské vozy), aplikují se výše uvedené koncepty rekuperačního brzdění také v tomto segmentu. Stále však nelze mluvit o masovém rozšíření technologie rekuperace brzděné energie v oblasti nekolejových vozidel. Systémy pro rekuperační brzdění jsou v tomto období ekonomicky výhodné pouze u vozidel se

specifickým jízdním režimem, tj. častá akcelerace a decelerace. Dalším limitujícím požadavkem je nutný zástavbový prostor ve vozidle, který v podstatě vylučuje osobní automobily.

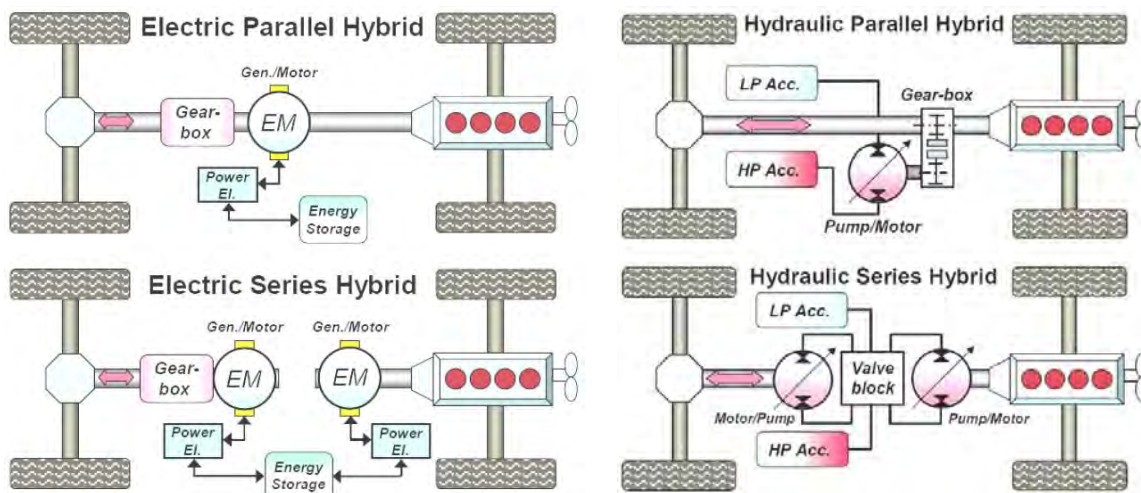
Od roku 2000 dochází k poměrně bouřlivému vývoji v oblasti rekuperačního brzdění také u nekolejových vozidel. To je z velké části zapříčiněno postupným zvyšováním tlaku na významné snížení spotřeby fosilních paliv nebo dokonce jejich úplnému nahrazení v posledních 20 letech. Neméně důležitým je také rozvoj technologií a dostupných materiálů, které umožňují snížení nákladnosti rekuperace a zmenšení potřebných komponent, čímž je konstruktérům dán prostor pro širší aplikaci rekuperace. Za zlom v oblasti rekuperačního brzdění u osobních automobilů lze považovat úspěch vozidla Toyota Prius s hybridním elektropohonem, kde se využívá brzdění elektropohonem k dobíjení baterie sekundárního pohonu. Dalším velmi podstatným krokem je vývoj systému KERS (Kinetic Energy Recovery System) pro závodní vozy Formule 1 okolo roku 2008, který s různými koncepčními obměnami stále probíhá a některé z výsledků se později uplatňují také v segmentu osobních a užitkových vozidel.

2.2 Rozdělení systémů rekuperace brzděné energie

V současnosti se u řady vozidel setkáváme s různou formou hybridních a alternativních pohonných agregátů. Tyto pokročilé pohony se zaměřují na efektivní využití dostupných energií pro pohon vozidla a dosahují vyšší účinnosti než tradiční pohony se spalovacím motorem. Jedním z prvků, které významně pomáhají zvyšovat efektivitu pohonu je opětovné využití kinetické (v některých případech i potenciální) energie vozidla, kterou je nutno přeměnit při brzdění vozidla. Podle koncepce pohonu lze rozlišit následující aplikace:

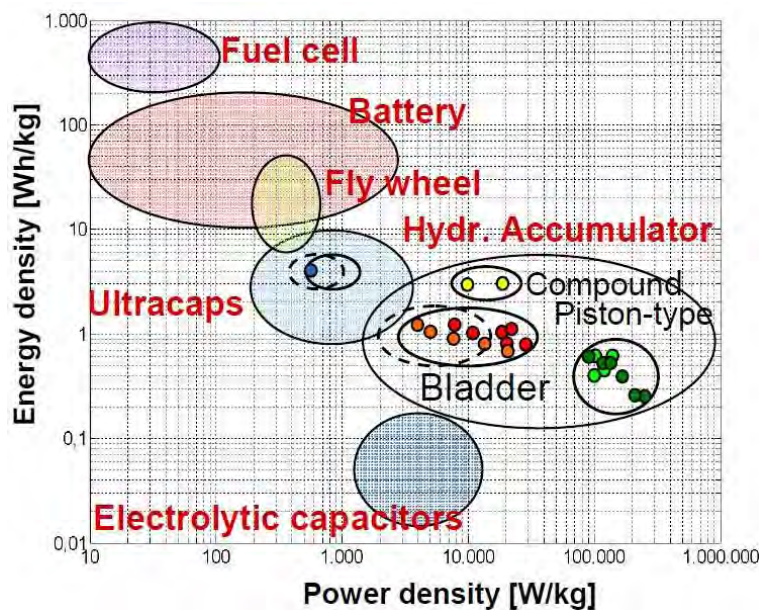
- Elektromagnetická rekuperace – přepínání elektromotoru do módu generátoru a ukládání brzděné energie do baterií, komponent na bázi kondenzátorů, nebo palivových článků.
- Elektricko-mechanická rekuperace – přepínání elektromotoru do módu generátoru a ukládání brzděné energie do setrvačnicku.
- Mechanická rekuperace – hybridní pohon s ukládáním brzděné energie do vysokootáčkového setrvačnicku připojeného přímo k primárnímu pohonu přes variátor.
- Hydraulicko-mechanická rekuperace – hybridní pohon s hydrostatickou převodovkou a rekuperací s ukládáním brzděné energie do setrvačnicku.
- Hydraulická rekuperace – hybridní pohon s hydrostatickou převodovkou a ukládáním brzděné energie do tlakových zásobníků.

Sekundárně lze ještě rozlišovat systémy pro brzdění s rekuperací podle zapojení do hnacího řetězce vozidla (Obr. 5). V tomto případě se jedná o zapojení sériové, nebo paralelní. Při sériovém zapojení je rekuperační obvod zařazen přímo mezi převodovku a diferenciál vozidla. U paralelního zapojení je rekuperační systém připojen jako samostatný paralelní okruh, jak ostatně vyplývá z názvu koncepce. Obecně se uvádí, že u sériové koncepce lze dosáhnout vyšší efektivitě rekuperace. To je zřejmě dáno zejména menšími pasivními ztrátami v sériovém rekuperačním zapojení, které je konstrukčně jednodušší, ale méně variabilní [11] s ohledem na zástavbu do hnacího ústrojí vozidla. Sériové řešení je také obvykle levnější, protože se skládá z menšího množství konstrukčních prvků než zapojení paralelní.



Obr. 5 Rozdělení hybridních pohonů s rekuperací podle zapojení rekuperační jednotky k pohonu [11]

Firma BOSCH Rexroth publikovala v roce 2007 studii pojednávající o možnostech akumulace a následného výdeje energie získané brzděním vozidla [12]. Ve studii jsou zpracovány používané technologie a porovnány v tzv. Ragoneho diagramu na obr. 6.



Obr. 6 Ragoneho diagram technických prvků pro akumulaci rekuperované energie [13]

Na vodorovné ose je vynesena výkon připadající na jeden kilogram váhy a na svislé ose je vynesena energie akumulovaná na jeden kilogram váhy. Diagram tedy popisuje, jak rychle je možné energii absorbovat/uvolňovat – toto je popsáno vodorovnou osou, kdy vyšší hodnoty dostupného výkonu značí také kratší čas potřebný pro uvolnění energie. Svislá osa pak popisuje množství energie, které je možné absorbovat/uvolnit. S ohledem na plánovanou aplikaci je tedy třeba zvolit vhodné technické řešení energetických zásobníků. Z grafu je patrné, že hydraulické tlakové zásobníky a ultrakapacitory jsou schopny akumulovat menší množství celkové energie než baterie a palivové články, ale jsou zase schopny velmi rychlé práce. Je tedy zřejmé, že hydraulické tlakové akumulátory, ultrakapacitory a elektrolytické kapacity se hodí k akumulování velkého množství energie v krátkém čase a následnému rychlému vydání energie. To je výhodné při cyklickém provozu vozidla s velkým množstvím

zrychlování a brzdění v krátkých úsecích. Baterie, setrvačníky a palivové články jsou zase výhodnější pro ustálený dlouhodobý provoz s pozvolnějšími akceleračními a deceleračními cykly, jsou však schopné akumulovat podstatně větší množství energie. Popsaná řešení lze také kombinovat [14], čímž lze dobře eliminovat negativní technické omezení jednotlivých technologií. Narůstá tak ale ekonomická náročnost aplikace, váha a nároky na zástavbový prostor. Jako okrajové řešení rekuperace energie lze také zmínit čistě mechanický princip, kdy se využívá akumulace energie v pružinách [15]. U pohonů vozidel se však tento princip prakticky neaplikuje.

2.2.1 Elektromagnetická rekuperace

Elektromagnetická rekuperace pracuje na principu přepínání režimu elektromotoru a elektrogenerátoru. Brzdny účinek obstarává magnetická síla, která vzniká elektromagnetickou indukcí v režimu elektrogenerátoru. Okruh je doplněn o mechanickou brzdu, která zajišťuje brzdění vozidla při prudkém (nouzovém) brzdění a také plní funkci bezpečnostního prvku, pokud by došlo k nesprávné funkci rekuperační brzdy [16]. U elektromagnetického principu rekuperace se k akumulaci rekuperované energie používají obvykle baterie [17]. Nevýhodou baterií a palivových článků je omezený maximální nabíjecí proud, čímž je omezena také maximální brzdná síla, kterou lze vyvolat. Řídicí systém se proto snaží brzdit progresivně v delších časových intervalech, např. jízda z kopce. Při prudkém brzdění se významně snižuje účinnost rekuperace, protože řízení je nuceno zapojit do procesu konvenční mechanickou brzdu. Tato nevýhoda se dá kompenzovat tím, že se do elektrického obvodu předradí prvek na bázi kondenzátoru (ultrakapacitor, elektrolytický kapacitor), který je schopen pracovat s řádově vyššími proudy v krátkém čase. Dále je třeba obvod doplnit o konvertor stejnosměrného proudu, protože napětí na kapacitoru se mění s jeho nabitím. I systém s kombinací kapacitoru a baterie musí být doplněn mechanickou brzdou, účinnost rekuperace je však vyšší než v případě aplikace pouze baterií, nebo palivových článků. Zároveň ale také narůstá pořizovací cena rekuperačního systému.

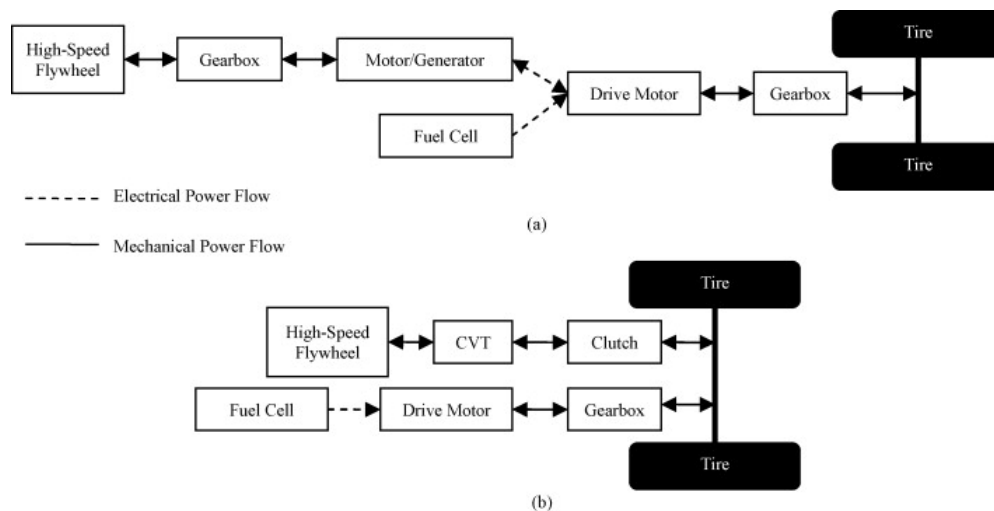
S elektromagnetickou rekuperací se lze u vozidel setkat ve dvou formách podle koncepce jejich pohonu, hybridní nebo čistě elektrický pohon vozidla. U hybridních pohonů je rekuperace obvykle aplikován jako paralelní pohon, který se používá zejména pro plynulou akceleraci vozidla. Při rozjezdu vozidla z klidu se využívá lineárního průběhu otáček a rychlé dostupnosti točivého momentu na kolech, podobně jako je tomu u trakčních pohonů kolejových vozidel. Při akceleraci za jízdy dodává elektromotor část potřebného výkonu a odlehčuje tak hlavnímu pohonu, tj. spalovacímu motoru. Tím dochází k úspoře paliva. Výrobci automobilů udávají úsporu až 20 % paliva proti konvenčnímu pohonu. Návratnost systému rekuperace se tak v současnosti pohybuje mezi 40 000 a 80 000 km pro komerční osobní vozidla, podle ceny vozu a ceny paliva. Vozidla s hybridním pohonem se spalovacím motorem obvykle nevyžadují nabíjení baterií pro elektromotor z odběrné sítě. Elektromagnetická rekuperace je aplikována také u elektromobilů. Zde je součástí hlavního pohonu a slouží k prodloužení dojezdu vozidla, kdy při brzdění dobíjí hlavní baterie. U elektromobilů rekuperace nijak významně nezvyšuje pořizovací cenu vozu, jako je tomu u vozidel s hybridním pohonem.

Zásadní nevýhodou elektromagnetické rekuperace je stále omezená životnost baterií a jejich vysoká pořizovací cena. Se vzrůstajícím počtem nabíjecích a vybíjecích cyklů klesá kapacita baterií díky chemickým změnám v elektrolytu, který degraduje. I přes velký technologický pokrok v této oblasti zatím nejsou stále ekonomicky dostupné baterie pro sériovou výrobu,

kteře by měly srovnatelnou životnost s ostatními mechanickými komponenty vozidel. Segment elektromobilů a vozidel s hybridním pohonem proto zaujímá v celkových prodejích osobních a užitkových vozidel stále pouze malou část trhu, díky vysoké koncové pořizovací ceně vozidla a obvykle i vyšších celkových nákladech na údržbu zejména u hybridních vozů.

2.2.2 Elektricko-mechanická rekuperace

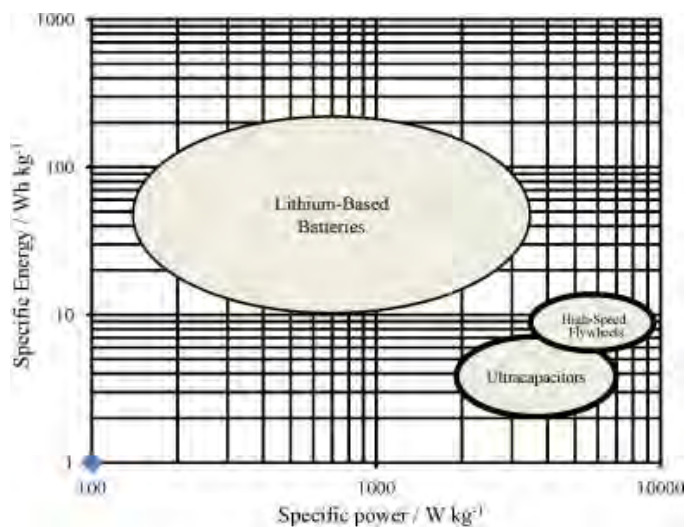
V případě elektro-mechanické rekuperace je k elektromotoru kromě baterie připojen také mechanický setrvačnick. Systém rekuperace při brzdění pracuje stejným způsobem, jako v případě prosté elektromagnetické rekuperace, pouze naspořenou energii ukládá primárně do setrvačnicku. Pokud je setrvačnick při rekuperaci roztočen na maximální otáčky, například při dlouhém a pomalém brzdění, může být energie využita také k dobíjení hlavních baterií. Popsanému uspořádání odpovídá schéma na obr. 7 (a). Zapojení setrvačnicku na obr. 7 (b) patří již do následující kategorie s prostou mechanickou rekuperací. Setrvačnick plní v obvodu obdobnou funkci jako superkapacitor. Za tímto účelem se využívají malé a lehké setrvačnicky roztáčené na vysoké otáčky. Vysokootáčkový setrvačnick je schopen krátkodobě absorbovat a vydávat velké množství energie podobně jako superkapacitor. Výhodou setrvačnicku je téměř nulové opotřebení a bezúdržbovost. Obvykle však vyžaduje ještě sekundární systém s podtlakovou pumpou, která udržuje v prostoru setrvačnicku prostředí blízké vakuu, aby se snížilo ztrátové tření se vzduchem. Setrvačnick proto bývá uložen v elektromagnetických nebo aerodynamických ložiskách.



Obr. 7 Koncepte elektro-mechanické rekuperace u vozidla s palivovým článkem [18]; elektro-mechanické zapojení setrvačnicku (a) a mechanické zapojení setrvačnicku (b)

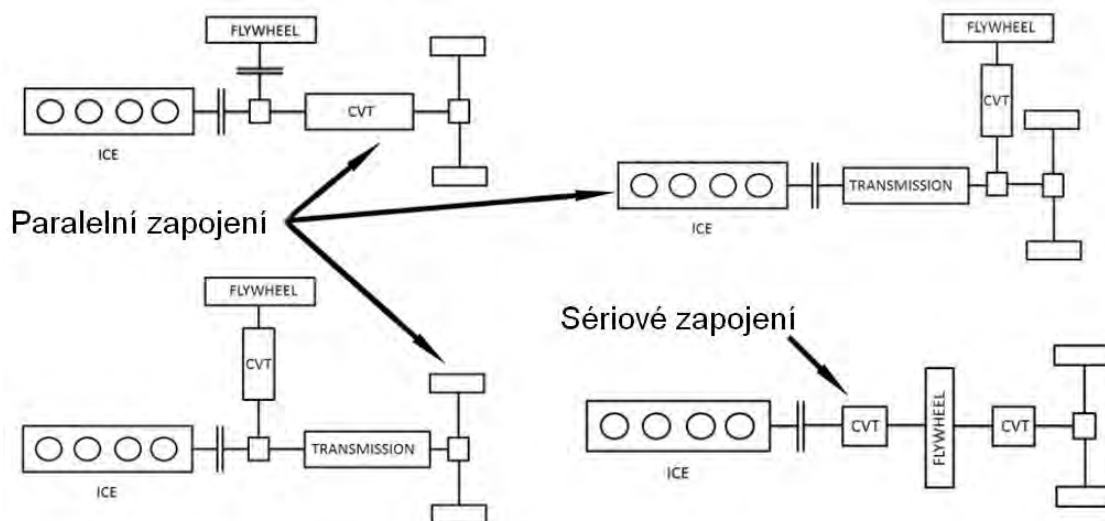
2.2.3 Mechanická rekuperace

Jak již bylo řečeno, jsou v současnosti k dispozici lehké a velmi pevné materiály, které umožňují konstruovat lehké a malé setrvačnicky roztáčené do velmi vysokých otáček. Studie možností využití vysokootáčkových setrvačnicků pro rekuperaci kinetické energie [18] ukazuje posun zejména v oblasti rychlosti absorpce a vydávání energie. Diagram na obr. 8 ilustruje posun v oblasti akumulace energie do setrvačnicků oproti stavu zpracovanému ve starší studii firmou BOSCH Rexroth (viz. obr. 6). Je zjevné, že moderní pojetí setrvačnicků pracuje s koncepcí rychlého příjmu a výdeje energie. Setrvačnicky tedy nejsou primárně určeny jako zdroj energie pro hlavní pohon vozidla, jak tomu bylo u starších aplikací (např. Gyrobus), ale slouží k odlehčení spalovacímu motoru při požadavcích na akceleraci.



Obr. 8 Ragoneho diagram porovnávající vysokootáčkové setrvačnický, superkapacitory a baterie [18]

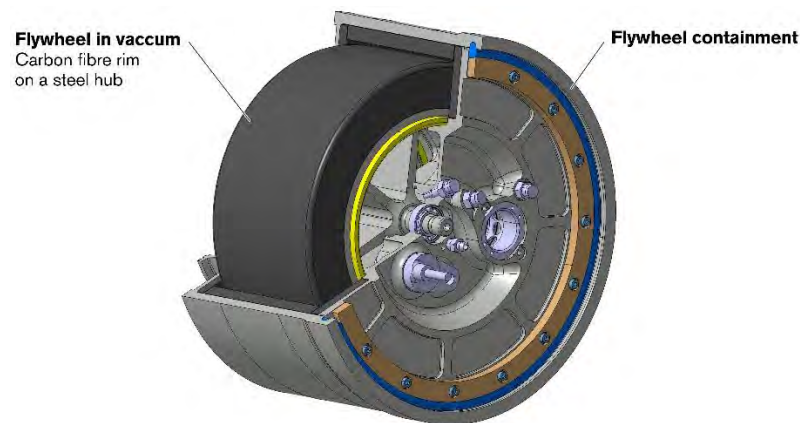
V případě mechanické rekuperace je jedním z největších konstrukčních problémů vhodné připojení setrvačnicku do pohonu vozidla. Nejčastěji se kombinuje setrvačnick s variátorem, přes který je setrvačnick připojen k hlavnímu pohonu. Koncepce připojení může být buď paralelní, nebo sériová, jak ukazuje obr. 9.



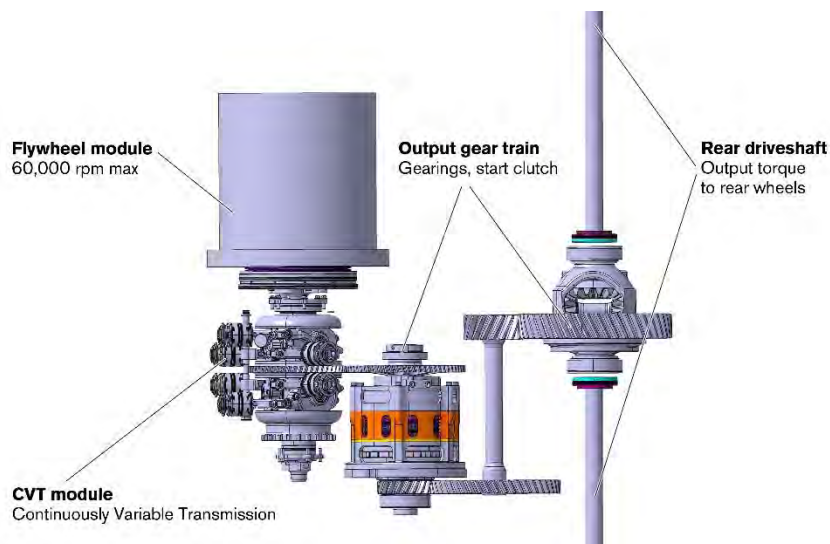
Obr. 9 Způsoby připojení setrvačnicku k pohonnému agregátu [19]

V současné době pracuje na koncepci hybridního pohonu se setrvačnickem zejména firma Volvo [20] ve spolupráci s výrobcem setrvačnicků Flybird a firmou Torotrak, která vyvíjí vhodné variátory. Konstrukteři Volva vidí v technologii mechanické rekuperace zejména ekonomickou úsporu. Setrvačnick je vyroben z kombinace uhlíkových vláken a oceli, přičemž v současnosti se již jedná o ekonomicky dostupnou technologii výroby. K připojení setrvačnicku slouží toroidní variátor, který je schopen dobře rozdělovat točivý moment vzhledem k požadavkům pohonu a zajišťuje tak plynulý tok energie mezi setrvačnickem a diferenciálem vozidla. Setrvačnick váží přibližně 13 kg a je schopen akumulovat dostatek energie potřebný k rozjetí vozidla z klidu na cestovní rychlost (cca 100 km/h). Hmotnost rekuperačního okruhu se setrvačnickem je srovnatelná s elektronickým okruhem.

U mechanické rekuperace není třeba měnit kinetickou energii na energii elektrickou, což přináší teoretickou vyšší účinnost rekuperace. V praxi se však prozatím dosahuje obdobných úspor, jako u elektromagnetické rekuperace. Mezi výhodu koncepce se setrvačnickem lze zařadit také životnost setrvačnicku, která je téměř neomezená ve srovnání s bateriemi, což snižuje dlouhodobou ekonomickou náročnost aplikace. Vývojáři mechanických KERS často zmiňují také jednodušší přepravu vozidel s mechanickou rekuperací, která neobsahuje nebezpečné chemické látky na rozdíl od baterií. V současnosti tento argument nabývá na váze, protože dochází ke zpřísnování kontrol v přepravě zboží a materiálu (zejména letecké) z obavy před terorismem. Torotrak a Flybird spolupracují také na vývoji setrvačnicků pro závodní vozy, původně pro F1 (Williams), týmy ale daly přednost technologiím s bateriemi. Technologie se setrvačnickem se ale objevuje u některých okruhových speciálů.



Obr. 10 Kompozitní setrvačnick Flybird [20]



Obr. 11 Mechanická rekuperace v podání konstruktérů firmy Volvo [20]

2.2.4 Hydraulicko – mechanická rekuperace

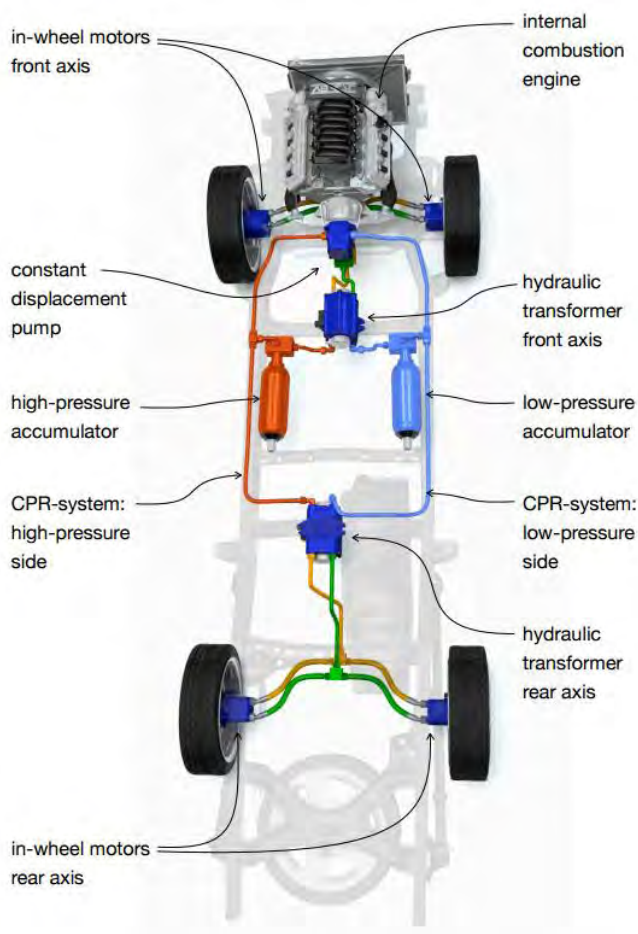
Koncepce hydraulicko-mechanické rekuperace je obdobná, jako u elektro-mechanické rekuperace. Může se aplikovat u hybridních pohonů s hydrostatickou převodovkou, kdy setrvačnick slouží k ukládání brzděné energie. V minulosti zkoušela aplikaci této koncepce automobilka MAN u příměstského autobusu [7] a [8]. V současnosti se však tento koncept

příliš nevyužívá a u hydraulických hybridů se aplikuje spíše prostá hydraulická rekuperace podrobně popsaná v následující kapitole.

2.2.5 Hydraulická rekuperace

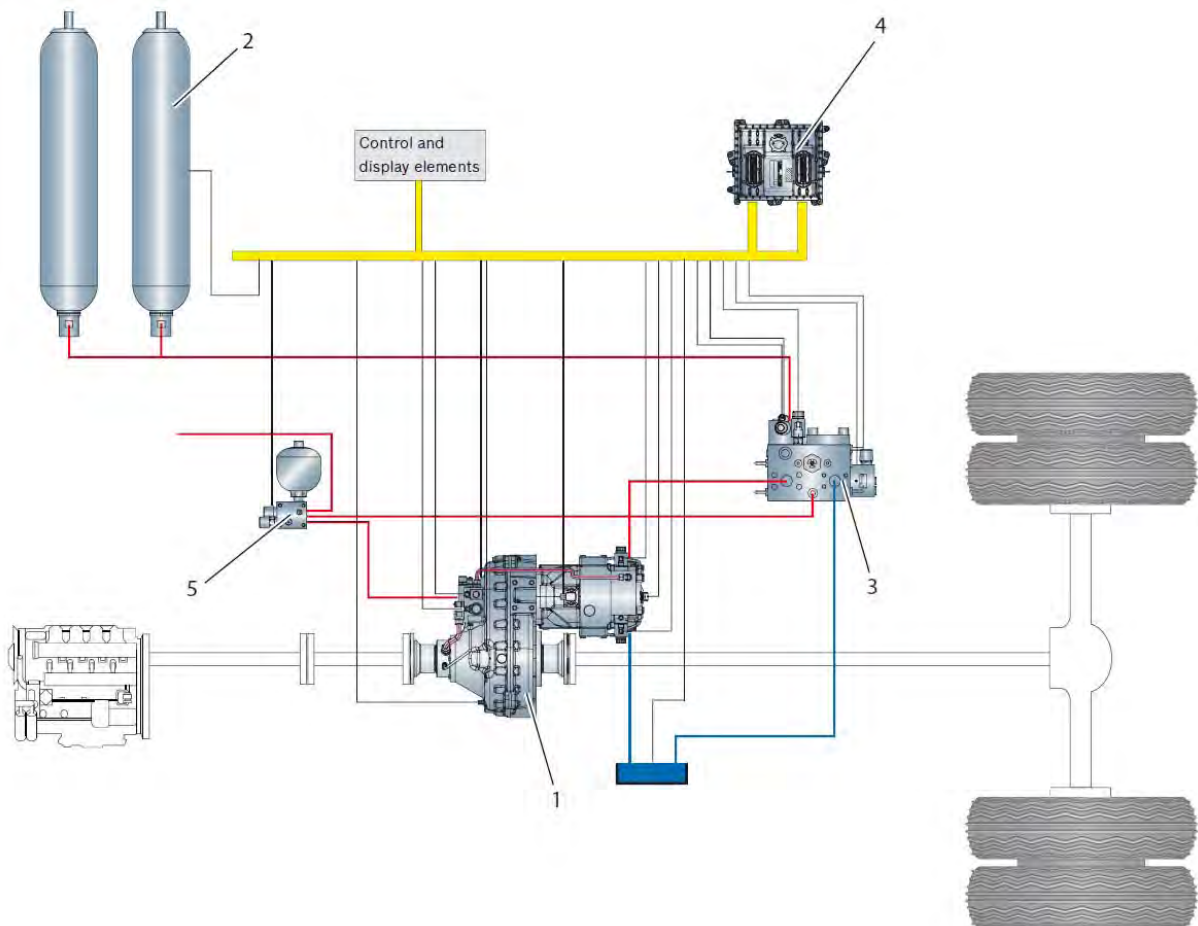
Hydraulická rekuperace je složena z vysokotlakého hydraulického obvodu, který převádí mechanickou energii na energii hydraulickou. K ukládání brzděné energie slouží tlakové zásobníky, které mají dobré vlastnosti v dynamické kumulaci a vydávání energie. V porovnání s rekuperací na elektrické bázi jsou však méně vhodné pro dlouhodobé uchovávání energie. V současnosti se komerčně uplatňují jak paralelní, tak i sériová koncepce zapojení hydraulického obvodu k pohonu. Sériové zapojení se využívá zejména u vozidel, které jsou vybaveny hydrostatickým pohonem. Hydrostatický pohon má podobně jako pohon s variátorem „nekonečný“ rozsah převodových poměrů. Hydrostatický pohon je tak komfortní pro řidiče a zároveň umožňuje plynulý provoz vozidla. Využívá se proto zejména u vozidel pro sběr odpadu, stavebních strojů ale i autobusů MHD. Pokud je vozidlo vybaveno konvenčním pohonem, je třeba využít paralelního rekuperačního hydraulického obvodu. Rozdíl mezi koncepcemi je dán potřebnými komponenty pro realizaci rekuperace.

Sériové zapojení hydraulické rekuperace je jednodušší na realizaci a je proto i ekonomicky příznivější variantou. V tomto případě jsou již potřebné hydraulické komponenty pohonu, tj. hydromotor a hydrogenerátor, součástí standardního pohonu vozidla. Do obvodu je tak třeba obvykle doplnit pouze vhodný ventilový rozváděč a hydraulické akumulátory, jak je vidět na obr. 12.

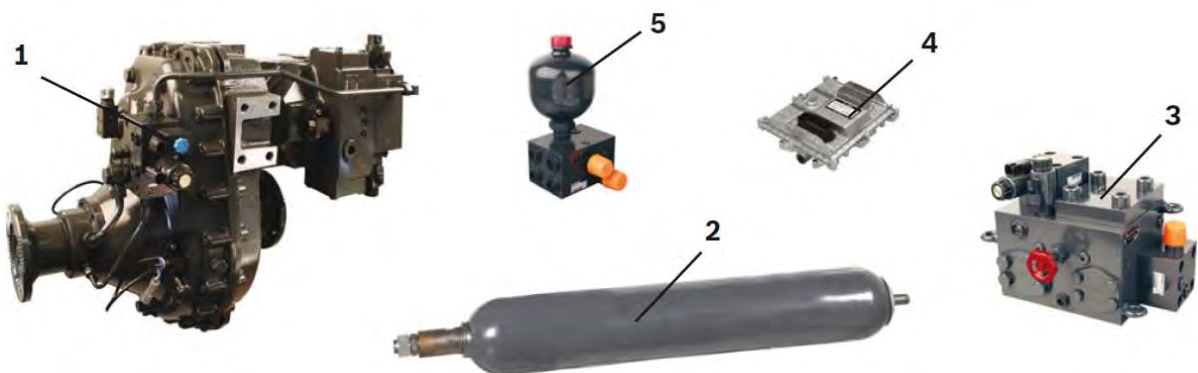


Obr. 12 Koncepce zapojení sériové hydrostatické rekuperace [21]

U paralelního zapojení je třeba zajistit propojení hydraulické části s mechanickou částí pohonu. Zároveň je třeba řešit konverzi hydraulické energie na energii mechanickou. K hydraulickým akumulátorům a ventilovému rozvaděči je tak třeba dodat ještě vhodné čerpadlo, viz obr. 13 a obr. 14. Tato koncepce je tedy dražší a díky nutnosti konverze energií také nedosahuje takové efektivity procesu rekuperace energie. Funkční řešení systému s paralelní hydraulickou rekuperací představila firma MAN u svých sériově vyráběných vozidel pro svoz komunálního odpadu v roce 2014 [22].

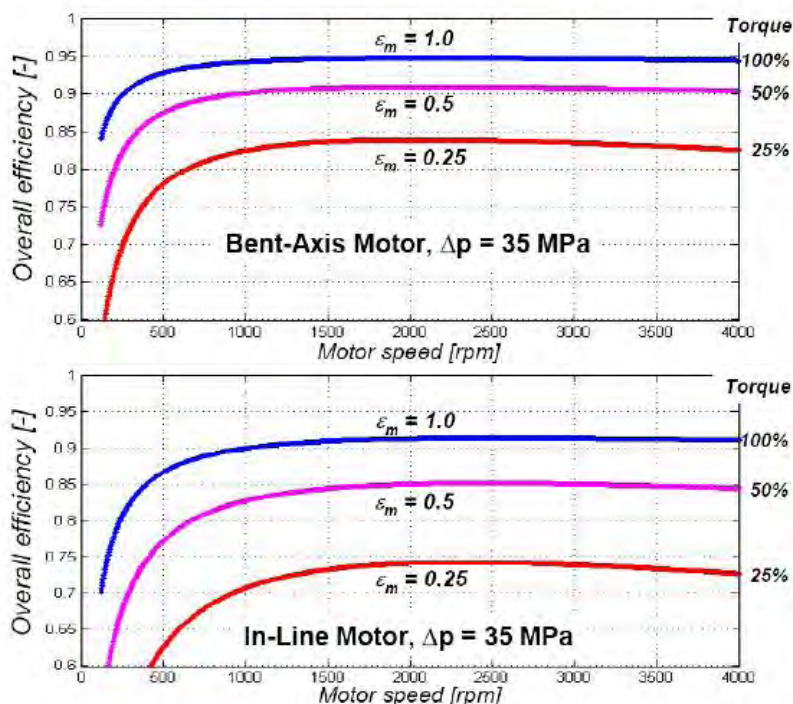


Obr. 13 Schéma paralelního rekuperačního systému HRB pro popelářská vozidla firmy BOSCH Rexroth [23] (převodové ústrojí s připojeným axiálním čerpadlem 1; hydraulický tlakový akumulátor 2; ventilový rozvaděč 3; řídicí jednotka systému 4; tlakový zásobník hydraulické kapaliny 5)



Obr. 14 Komponenty Paralelního rekuperačního systému HRB firmy BOSCH Rexroth [23] (převodové ústrojí s připojeným axiálním čerpadlem 1; hydraulický tlakový akumulátor 2; ventilový rozvaděč 3; řídicí jednotka systému 4; tlakový zásobník hydraulické kapaliny 5)

Provedeme-li srovnání hydraulické rekuperace s rekuperací elektrickou na základě dostupných literárních pramenů [11], je rekuperace hydraulická obvykle efektivnější díky vysoké dynamice zpracování brzděné energie. Účinnost hydraulické rekuperace se v dostupné literatuře uvádí vyšší než 90 % oproti účinnosti elektrické rekuperace kolem 80 %. Zároveň je obvykle také ekonomicky výhodnějším řešením, protože cena hydraulických komponent je nižší než v případě elektrických. Také váha a potřebný zástavbový prostor může být u některých aplikací menší než pro rekuperaci elektrickou o srovnatelných parametrech. Zásadní nevýhodou hydraulické rekuperace však je, že nedosahuje dobré účinnosti v pásmu nízkých provozních otáček.



Obr. 15 Srovnání účinnosti hydraulických axiálních čerpadel instalovaných do rekuperačních systémů [11]

2.3 Energetické úspory dosahované při rekuperaci brzděné energie vozidel

Hodnoty energetických úspor dosahovaných při aplikaci rekuperace brzděné energie s využitím hydraulických obvodů se v dostupné literatuře poměrně významně liší. Obecně se úspory paliva vozidel s hydraulickým hybridním pohonem udávají v dostupné literatuře ve velmi širokém rozsahu hodnot od 10 % do 70 %. Tak velký rozsah úspor je dán širokým spektrem popisovaných aplikací, typů vozidel a provozních podmínek při simulacích a testech. Pro účely práce jsem se zaměřil zejména na publikace, které se věnují segmentu těžších užitkových vozidel a autobusů.

Baseley [12] publikoval simulace pro odhad úspor paralelního hydraulického systému rekuperace při aplikaci na vozidlo pro svoz odpadu a vysokozdvíhový vozík. V případě vozidla pro svoz odpadu uvažuje cykly složené z popojíždění mezi domy, tj. dráha 30 – 100 m s maximální rychlostí 25 km/h. Podobným způsobem uvažuje také v případě vysokozdvíhového vozíku, pouze dráha a dosažená rychlost jsou nižší. Pro jím definované zátěžné cykly odhadoval úsporu cca 30 % paliva pro svozové vozidlo a 25 % pro vysokozdvíhový vozík. Buchwald [24] popisuje aplikaci hydraulického hybridního pohonu s rekuperací na příměstském autobusu. Zátěžný cyklus pro simulaci odvozuje ze záznamu

jízd skutečných linkových autobusů v Kodani. Uvažuje maximální rychlost autobusu 40 km/h a délku jízdy mezi zastávkami cca 30 s. V simulacích odhaduje možnou úsporu paliva při aplikaci hydraulického rekuperačního modulu až 30 %. Experimentální ověření realizuje s užitkovým vozem Ford Escort na dynamometru a dosahuje 14% úspory paliva. Přehled experimentálně dosahovaných úspor u vozidel s hybridním hydraulickým pohonem za běžných provozních podmínek uvádí Stecki v konferenčním příspěvku [25]. Na základě různých zdrojů uvádí dosahované úspory paliva v rozsahu 10 % až 25 % při aplikacích na různá vozidla (nákladní, autobusy atd.). Jinou studii poskytli Filipi a Kim [26], kteří publikovali experimentální výsledky pro aplikaci sériového hydraulického rekuperačního okruhu pro vozidlo Hummer o váze 5 tun s pohonem 4x4 a šestilítrovým osmiválcovým motorem. Ve své studii pracují s komplexní optimalizací zapojení rekuperace do pohonu vozidla s ohledem na ideální pracovní podmínky spalovacího motoru. V simulacích odhadují až 80% úsporu paliva při hodnocení spotřeby podle metodiky „engine in the loop.“ Rychlost vozidla při simulacích dosahuje až 100 km/h. Odhady následně ověřují experimentálně, kdy dosahují 70% procentní úspory. Ačkoliv se poslední článek mírně vymyká kategorii užitkových vozidel, ilustruje vysoký potenciál rekuperace brzděné energie s použitím hydraulických komponent a ve spojení s řízením hlavního pohonu.

Závěrem lze konstatovat, že množství uspořené paliva je velmi závislé na pracovním cyklu vozidla a rychlosti, kterou v něm vozidlo dosahuje. Pro užitková vozidla, jako příměstské autobusy a vozidla pro svoz odpadu se uvádí jako prakticky dosažitelné úspory paliva od 10 % do 30 %. Rychlosti, kterých vozidla dosahují v uvažovaných pracovních cyklech pak nepřekračují 50 km/h.

2.4 Hydraulic flywheel

V současnosti není známa sériově vyráběná a prodávaná realizace pohonu s rekuperací brzděné energie pro těžká užitková vozidla. Úspěšné aplikace se týkají zejména segmentu příměstských autobusů a vozidel pro svoz odpadu, které díky vyšším provozním rychlostem disponují potenciálem pro rekuperaci brzděné energie. Vzhledem ke dlouhodobě stoupajícímu trendu ceny ropy lze však očekávat, že se šetření prostřednictvím snížení nákladů na provoz stane v budoucnu atraktivním také v dalších segmentech užitkových vozidel. Příkladem mohou být právě těžké stavební stroje, které mají obvykle vysokou hmotnost při nízkých provozních rychlostech a nejeví se tedy jako výhodné pro aplikaci rekuperace.

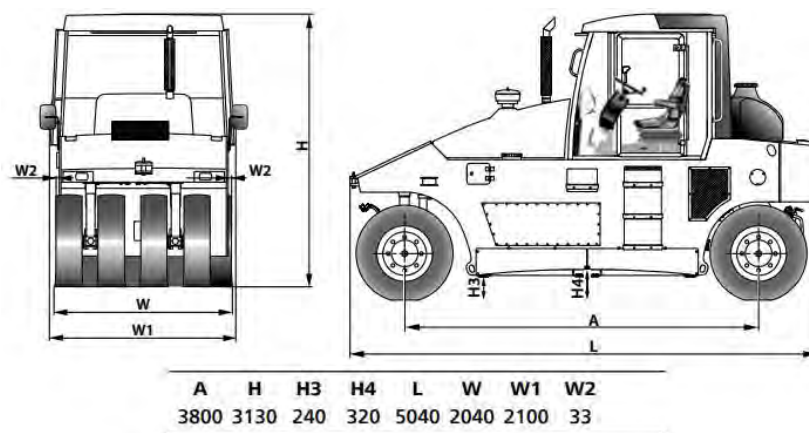
Problematikou hydraulické rekuperace u těžkých stavebních strojů s hydrostatickým pohonem se firma BOSCH Rexroth ve spolupráci s výrobcem strojů AMMANN zabývá dlouhodobě. V roce 2010 byla v interním odborném magazínu publikována koncepce paralelního rekuperačního modulu, který inženýři pojmenovali „*Hydraulic flywheel*.“ Vývoj popisovaného rekuperačního modulu se uskutečnil na stejném vozidle, jaké bylo později použito při experimentech popsanych v této habilitační práci.

Technická specifikace experimentálního vozidla [27]

- Pneumatikový válec AMMANN AP 240 H
- Provozní hmotnost: 9 630 kg
- Maximální hmotnost: 24 000 kg
- Max. zatížení na kolo: 3 000 kg
- Rozměry: viz obr. 16

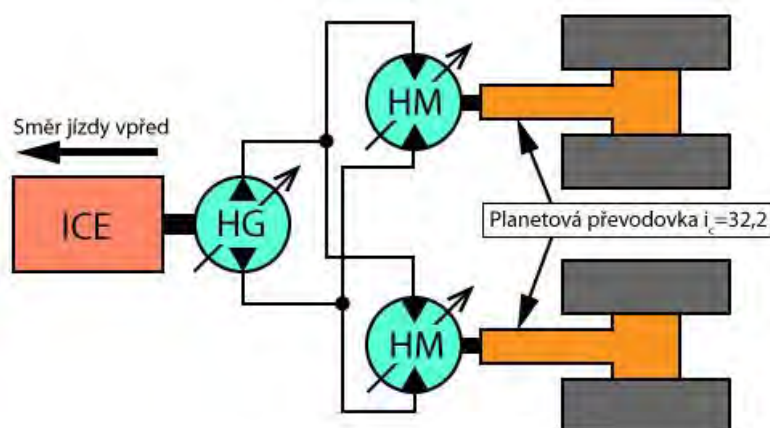
- Motor: vznětový spalovací motor Cummins QSB 3,3-C 99 o výkonu 74 kW
- Pohon: hydrostatický třírychlostní
- Pracovní rychlost: 3 – 4 km/h
- Přejezdová rychlost: 8 – 10 km/h
- Maximální rychlost: 19 km/h

Pneumatikový válec AMMANN AP 240 H je primárně určen k dokončovacím pracím při zpevňování půdy nebo povrchů z živice a dalších obvyklých stavebních materiálů. Při dokončovacím zhutňování povrchů je třeba plynulý chod stroje, aby nedocházelo k poškození upravovaného povrchu. Firma AMMANN z tohoto důvodu nabízí verzi pneumatikového válce s hydrostatickým pohonem, který umožňuje plynulou změnu rychlosti stroje při akceleraci i deceleraci.



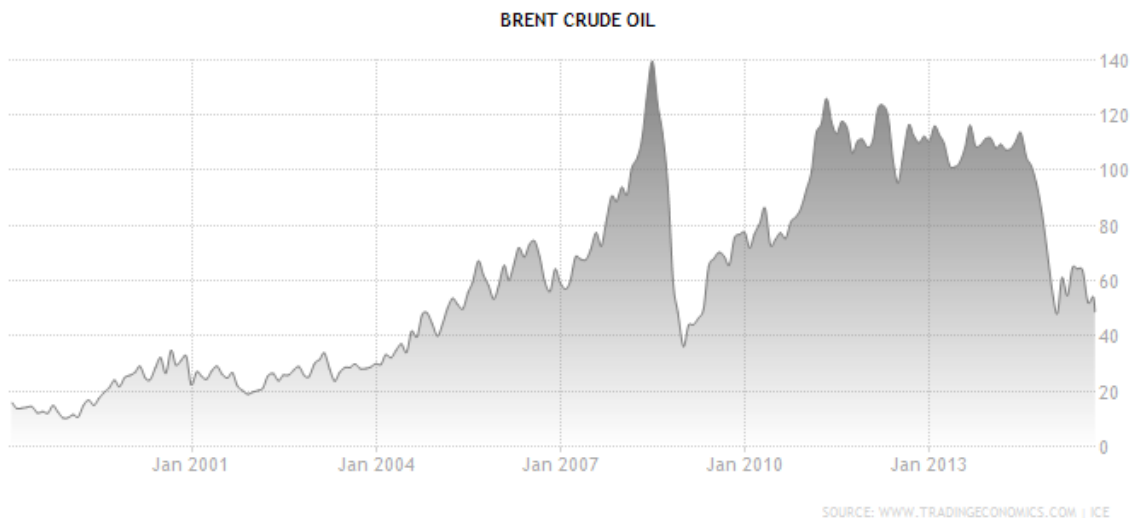
Obr. 16 Rozměry experimentálního vozidla (v mm) [27]

Okruh hydrostatického pohonu pneumatikového válce je schematicky znázorněn na obr. 17. Spalovací vznětový motor pohání axiální pístkové čerpadlo s proměnným geometrickým objemem (hydrogenerátor). K čerpadlu jsou připojeny dva axiální hydromotory s proměnným geometrickým objemem, které pohání planetové převodovky na hnaných polonápravách. Planetové převodovky mají stálý převod a zajišťují dosažení potřebného točivého momentu pro pohon vozidla. Rychlost vozidla je řízena pouze nastavením prvků hydraulického obvodu v závislosti na stlačení akceleračního pedálu řidičem.



Obr. 17 Schéma pohonu pneumatikového válce AP 240H

Vzhledem k trendu vývoje ceny ropy po roce 2000, kdy docházelo k trvalému růstu cen, viz obr. 18, hledal výrobce pneumatikového válce možnost úspor ve spotřebě stroje. Ve spolupráci s dodavatelem komponent pro hydrostatický pohon proto pracovali na vývoji vhodného systému, který by využíval energii mařenou při brzdění vozidla. Jako ekonomicky výhodné se jevílo paralelní připojení tlakového akumulátoru ke stávajícímu hydraulickému okruhu, se kterým již měla firma BOSCH Rexroth zkušenosti z aplikace na vozidla MAN [22]. Navržené řešení vyžadovalo minimální zásahy do zavedeného sériového pohonu a také nebylo náročné na montážní prostor. Koncepce pohonu s HFW modulem je ukázána na obr. 19.



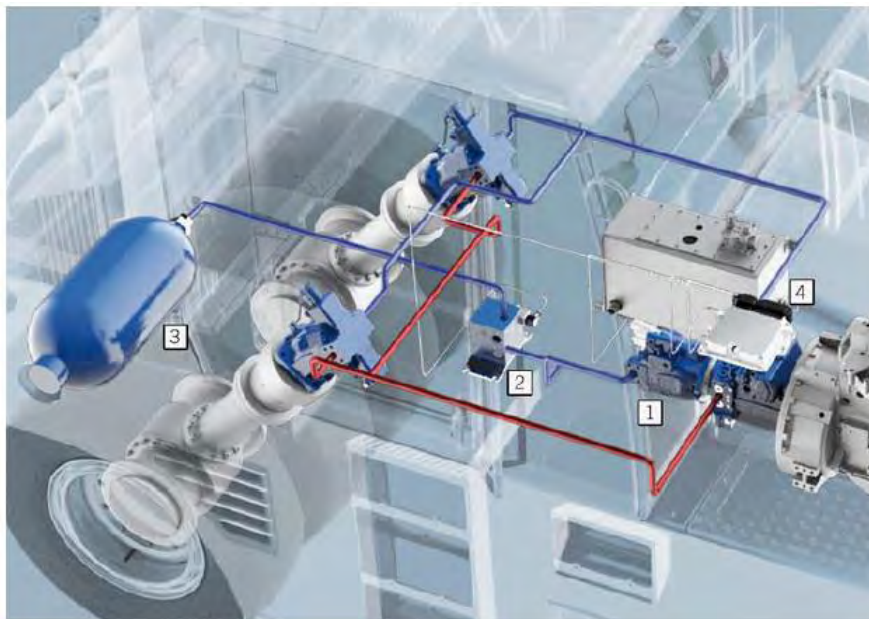
Obr. 18 Vývoj cen středomořské ropy Brent od roku 1998 (převzato z <http://www.tradingeconomics.com>)



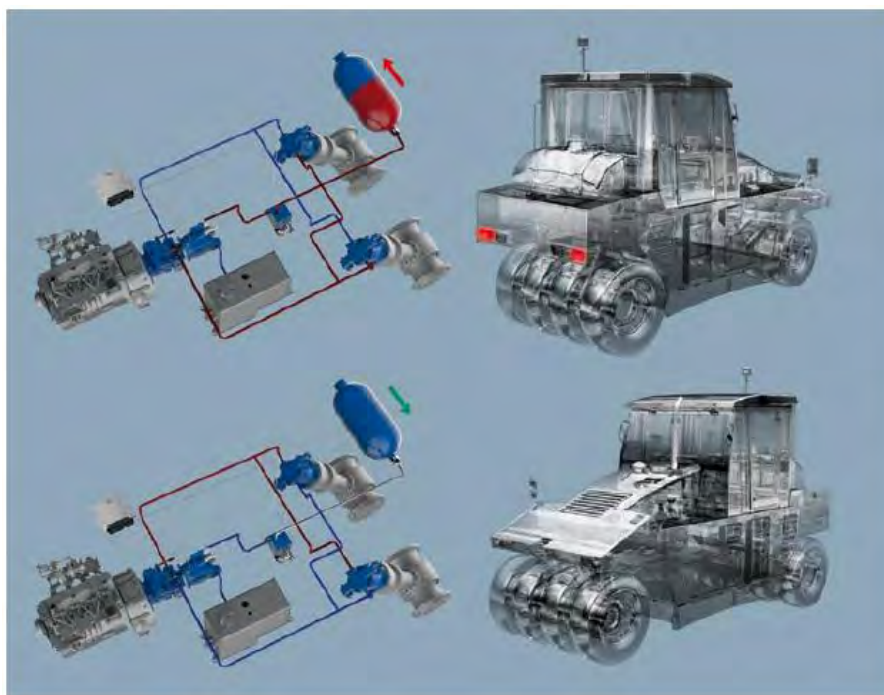
Obr. 19 Pneumatikový válec s paralelním rekuperačním modulem Hydraulic flywheel [28]

Další výhodou navrženého řešení byl malý počet potřebných nových komponent pohonu. Na obr. 20 jsou označeny hlavní součásti modulu pro rekuperaci. HFW modul je složen ze 4 hlavních komponent. Na standardní hydrogenerátor, který je součástí hydrostatického pohonu válce, je připojeno pomocné čerpadlo s možností reverzace chodu (1). K čerpadlu je

připojen ventilový rozváděč (2), který řídí tok hydraulické kapaliny a vakový zásobník (3) k akumulaci energie při brzdění. Celý okruh je koncipován jako otevřený, reverzace chodu čerpadla je proto zcela nezbytným prvkem pro správnou funkci modulu. Jádrem modulu HFW je přídatná řídicí jednotka (4), která komunikuje s ŘJ pohonu válce a zároveň řídí proces rekuperace energie. Řídicí program v jednotce modulu HFW ovládá přidaný ventilový blok na základě informací z propojené ŘJ hydrostatického pohonu. Při normálním provozu reaguje řídicí algoritmus HFW tak, aby nedocházelo k negativnímu ovlivňování jízdy vozidla procesem rekuperace. V případě nouze může být modul zcela odpojen z okruhu a veškeré řízení převezme jednotka hydrostatického pohonu válce.

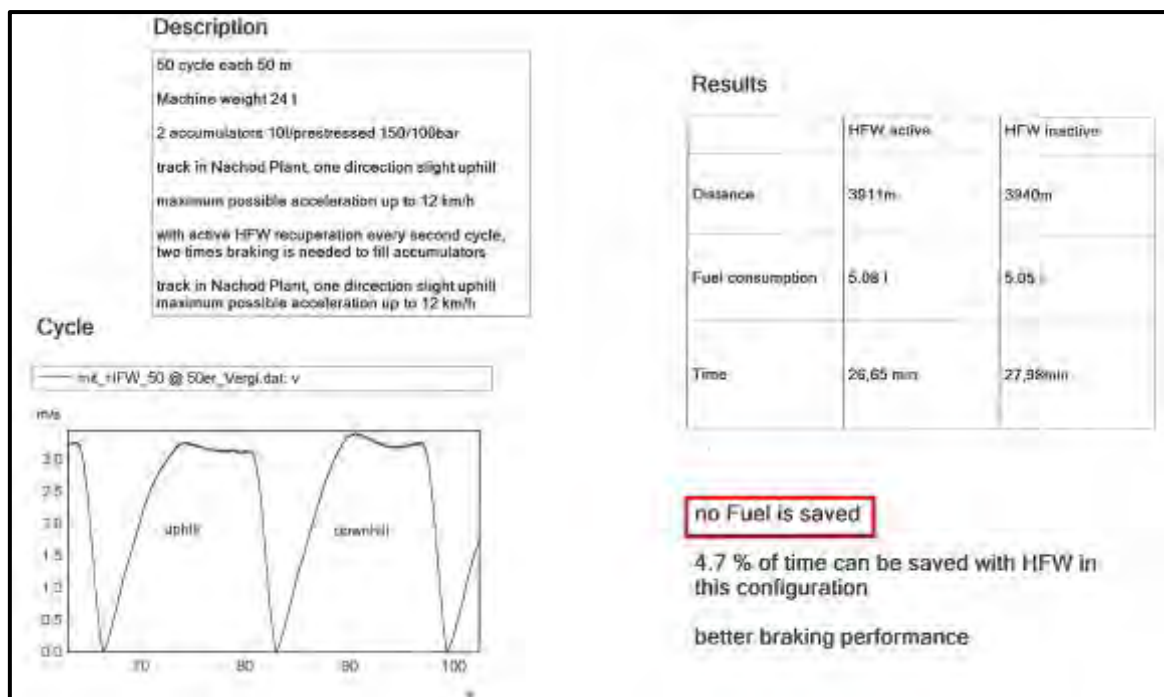


Obr. 20 Komponenty modulu Hydraulic flywheel; 1 – hydrogenerátor, 2 - řízený ventilový blok, 3 – vakový akumulátor, 4 – řídicí jednotka BODAS [28]



Obr. 21 Princip funkce HFW modulu; nabíjení akumulátoru při brzdění a následné využití energie pro akceleraci [28]

Princip funkce HFW je představen na obr. 21. Pokud řidič začne brzdit, ŘJ HFW modulu zaznamená zvýšení otáček spalovacího motoru a spustí proces plnění zásobníku. Mechanická energie brzdění je převedena na hydraulickou a uložena v hydraulickém akumulátoru. HFW modul asistuje při brzděním procesu tak, aby zvyšování otáček spalovacího motoru v důsledku brzdění bylo minimální. Při následném požadavku na akceleraci uspořené energie pohání pomocné čerpadlo, které je spojené s hydrogenerátorem. Pomocné čerpadlo pohání HG spojený se spalovacím motorem. Spalovací motor je pak při akceleraci odlehčován. ŘJ HFW modulu kontroluje průběh otáček spalovacího motoru a nastavuje parametry rekuperačního procesu tak, aby nedocházelo k poklesu otáček spalovacího motoru při akceleraci. Rekuperační modul HFW je tedy koncipován jako pomocný a není schopen samostatně vozidlo pohánět. Měl by však snižovat energetické nároky na pohon vozidla.



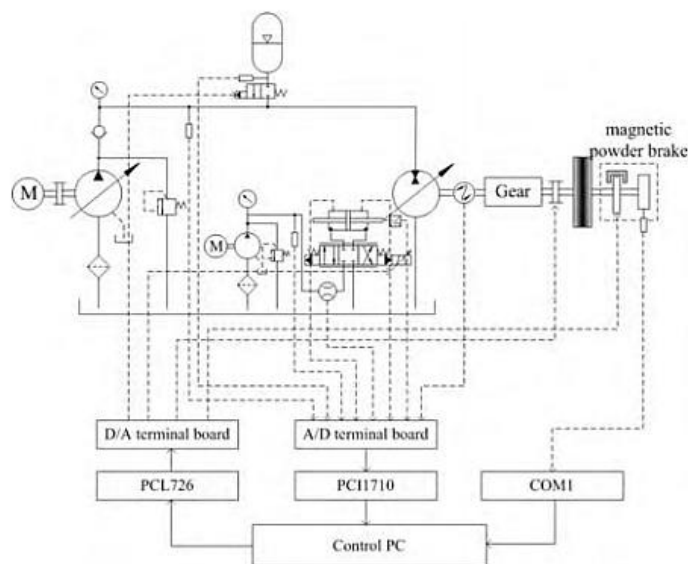
Obr. 22 Hodnocení výsledků experimentů při aplikaci rekuperačního modulu HFW [29]

Modul HFW byl rozpracován do fáze prototypu a proběhlo testování na zkušebním pneumatikovém válci. Z provedených zkoušek však vyplynulo, že rekuperační modul HFW nepřináší na experimentálním vozidle žádnou úsporu energie. Tato skutečnost je ilustrována na obr. 22 převzatém z interní prezentace firmy BOSCH Rexroth, kterou jsem měl v rámci projektu EUREKA k dispozici. Bohužel nejsou známy přesné podrobnosti o průběhu experimentu, zejména o nastavení parametrů HFW modulu. Nelze tedy jednoznačně posoudit, z jakého důvodu se prototyp ukázal jako zcela neefektivní. Možným vysvětlením neúspěchu může být nejspíše nevhodné nastavení časování ventilového bloku a zvýšené ztráty v hydraulickém okruhu. Neúspěch implementace prototypu HFW modulu se proto stal přímou motivací pro řešení projektu EUREKA a problematiky zpracované v habilitační práci.

2.5 Zkušební stanice s hydraulickým rekuperačním okruhem

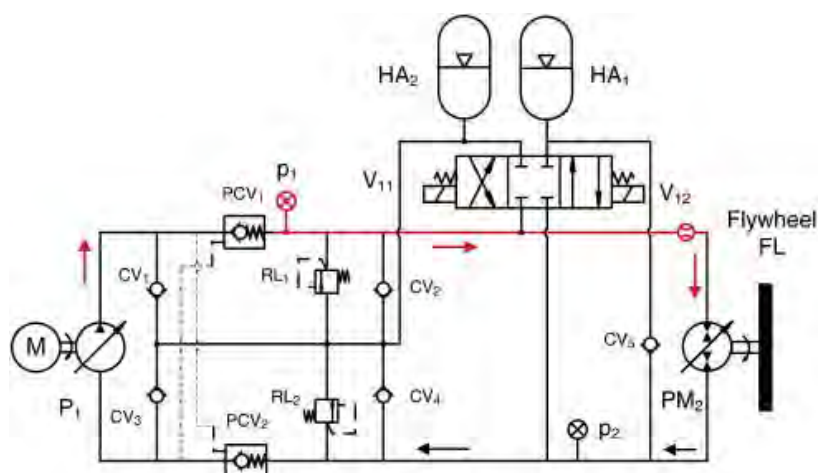
Laboratorní stanice pro testování hydraulických okruhů s rekuperací lze na základě dostupné literatury rozdělit na dva hlavní směry – sériové zapojení a paralelní zapojení rekuperačního okruhu.

V oblasti zkušebních zařízení s paralelním zapojením hydraulického okruhu se jedná nejčastěji o stanice simulující zapojení ramene bagru [30] nebo nakladače [31]. Vzhledem k neúspěchu koncepce HFW se nejví paralelní okruh jako vhodný pro hydrostatický převod pneumatikového válce.



Obr. 23 Schéma zkušební stanice z institutu v Harbinu [32]

V oblasti sériových zapojení lze nalézt testovací stolice pro uzavřené hydraulické okruhy, které jsou velmi podobné hydrostatickému pohonu pneumatikového válce. Testovací stanice instalovaná v Technologickém institutu v Harbinu [32] je schématicky znázorněna na obr. 23. Zajímavostí je využití pouze jednoho akumulátoru pro ukládání hydraulické energie.

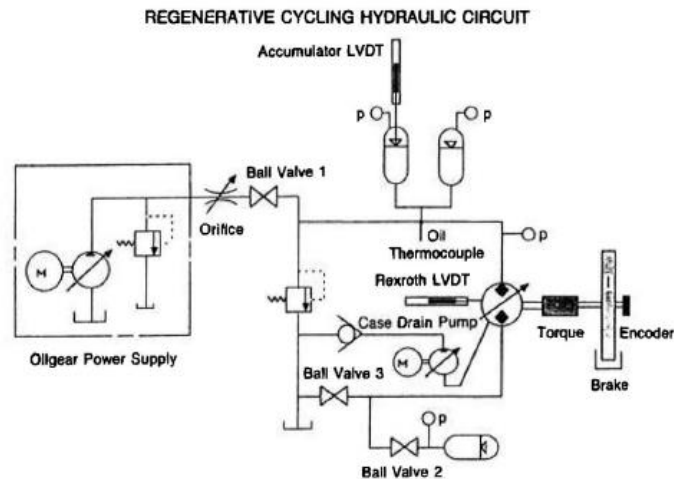


Obr. 24 Hydraulický obvod se sériovým zapojením rekuperace a se dvěma hydraulickými akumulátory [33]

Nejčastěji se lze setkat s návrhem sériového obvodu se dvěma akumulátory. Jeden akumulátor je tzv. vysokotlaký a slouží k uchování uspořené energie. Druhý akumulátor

má nižší tlak odpovídající tlaku v hydraulickém obvodu a slouží k udržování stability hydraulického obvodu při rekuperačních pochodech, jak popisuje např. Triet [33].

Tento typ zapojení zkušební obvodu doporučuje také Pourmovahed [34], [35], viz hydraulické schéma na obr. 25. V Pourmovahedových publikacích je komplexně zpracována analýza výsledků experimentů a matematických simulací uzavřeného hydraulického systému pro rekuperaci energie, který je podobné koncepce jako navrhovaný modul pro hydrostatický pohon pneumatikového válce. Jednalo se tak o jeden z klíčových publikačních zdrojů pro návrh zkušebního zařízení i simulačního modelu.



Obr. 25 Schéma hydraulického obvodu zkušební stanice publikované Pourmovahedem et al. [35]

3 Analýza problému a cíl práce

Moje habilitační práce se zaměřuje na důležitý segment řešení mezinárodního projektu s poměrně ambiciózním cílem. Pro pochopení mé role v řešení tohoto komplexního projektu proto považuji za nezbytné nejdříve představit jeho globální cíle. Jak již bylo řečeno v kapitole 2.4, firma BOSCH Rexroth, spol. s.r.o. a firma AMMANN Czech Republic a.s. spolupracovaly na vývoji rekuperačního modulu pro pneumatikový válec AP 240 H s hydrostatickým pohonem kol. Motivací pro vývoj modulu byla zejména dlouhodobá tendence zvyšování cen pohonných hmot. Výsledné řešení však nespĺnilo očekávání. Oba subjekty však měly i nadále zájem technologii vyvinout a hledaly mezi vědeckými institucemi partnery pro spolupráci na dané problematice zejména v oblasti experimentálního vývoje zahrnujícího numerické simulace, optimalizace a experimentální měření. Předpokládaná spolupráce s akademickou sférou pak měla za úkol zefektivnit proces návrhu technologie. Po oslovení odborníků na VUT v Brně byla nalezena vhodná platforma pro spolupráci, jíž se stal projekt EUREKA zaměřený na vývoj a ověření technologie rekuperačního modulu pro těžké stavební stroje.

Vzhledem ke skutečnosti, že se na Ústavu konstruování dlouhodobě věnuji oblasti technické diagnostiky strojů a zařízení, byl jsem k řešení projektu přizván jako vědecký pracovník, který bude zajišťovat oblast realizace experimentů a analýzy experimentálních dat. Zejména analýza měřených dat vyžadovala hlubší pochopení funkce rekuperačního modulu a jeho matematického modelu, který byl použit k optimalizaci nastavení akčních členů. Habilitační práce se proto neomezuje pouze na popis experimentální část problému, ale rozhodl jsem se pro komplexnější popis. V tomto ohledu bylo mým cílem poskytnout čtenáři širší informace, které jsem musel uvažovat při realizaci experimentů a jejich následné analýze.

3.1 Cíle práce

Hlavním cílem mé účasti při vývoji rekuperačního modulu bylo experimentální ověření navrhované technologie. Při vývoji laboratorní stanice jsem proto měl na starosti optimalizaci koncepce zkušební stanice pro zástavbu v laboratoři naší výzkumné skupiny. Konstrukci bylo nezbytné v mnoha ohledech přizpůsobit plánovanému využití stávajícího vybavení laboratoře (základová deska, vířivý dynamometr atd.). Dalším mně svěřeným cílem projektu, popsaným v habilitační práci, pak bylo experimentální posouzení funkce a rekuperačního potenciálu prototypu technologie na základě analýzy dat získaných na zkušební laboratorní stanici a experimentálním vozidle.

K dosažení stanoveného cíle byly pro mou účast na řešení projektu definovány následující dílčí cíle řešení problému:

- Oživení zmenšeného modelu prototypu v laboratorních podmínkách a návrh měřicího řetězce.
- Verifikace funkce laboratorního prototypu modulu a posouzení potenciálu rekuperace energie laboratorního prototypu.
- Experimentální verifikace funkce prototypu rekuperačního modulu na pneumatikovém válci a vyhodnocení rekuperačního potenciálu navrženého technického řešení.

Pro jednotlivé dílčí cíle jsem stanovil kritéria, na jejichž základě byla hodnocena úspěšnost návrhu. V první fázi řešení se jednalo zejména o posouzení věrnosti navrženého simulačního

modelu experimentální stanice v porovnání s experimentálně získanými výsledky na realizované laboratorní stanici. Po dosažení přijatelné shody výsledků byl simulační model doplněn o optimalizační modul a proběhl návrh vylepšených provozních parametrů prototypu. Navržené parametry byly následně ověřeny experimentálně při aplikaci na laboratorní prototyp modulu. Kritériem pro hodnocení úspěšnosti laboratorní fáze řešení bylo dosažení stanovené minimální úspory 10 % potřebné energie pohonu. Tuto hranici jsem zvolil, po diskuzi všech zúčastněných partnerů a studiu literatury, jako dobrý předpoklad pro následný vývoj technického řešení aplikovaného přímo na experimentálním vozidle.

Po ukončení laboratorní fáze proběhl podobný sled kroků také při experimentálním ověření prototypu rekuperačního modulu na pneumatikovém válci. Zde bylo globálním cílem alespoň zopakovat úspory energie dosažené v laboratorních podmínkách. Pro hodnocení úspěšnosti navrženého řešení jsem i v tomto případě volil kritérium minimální úspory 10 %. Stanovená minimální úspora vyplývala opět z diskuse všech zúčastněných stran s ohledem na předpokládanou ekonomickou náročnost řešení. Na základě předběžné ekonomické rozvahy odpovídající povahou ekonomické situací v roce 2013 bylo zřejmé, že úspora pod 10 % paliva není s ohledem na uvažovanou konkurenceschopnost řešení pro výrobce technologie přijatelná. Lze však poznamenat, že ve srovnání s předchozím řešením HFW by z technického pohledu bylo možné za úspěch považovat každou dosaženou úsporu nad hranicí 5 %.

4 Metody a prostředky

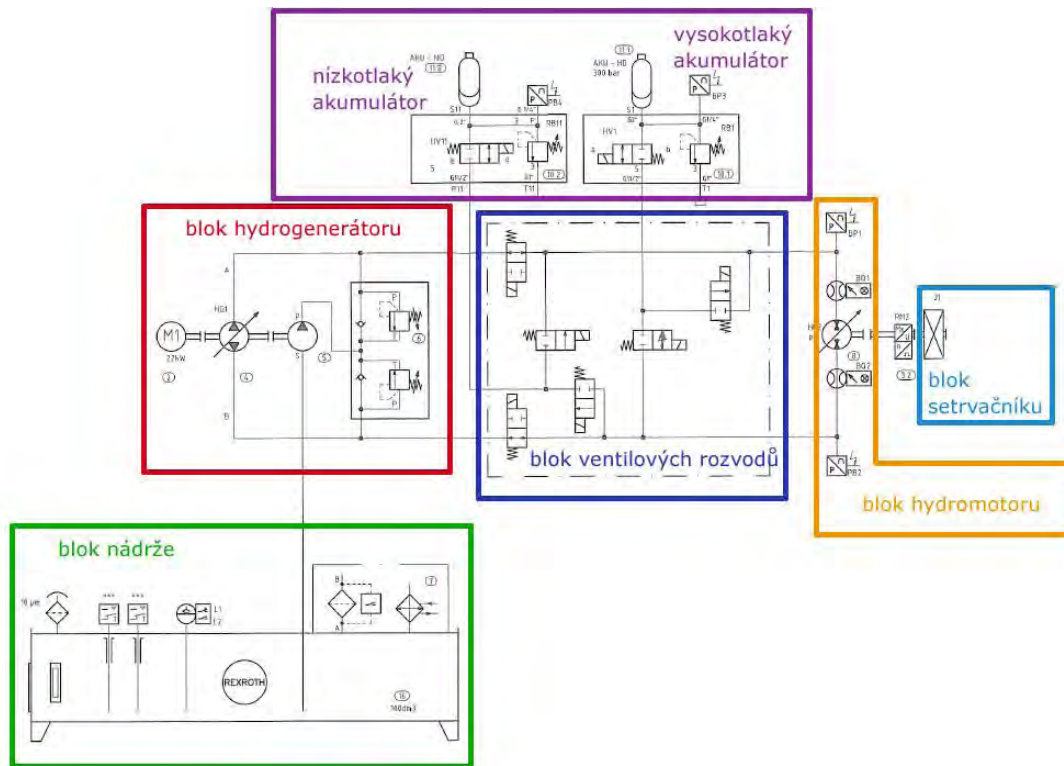
4.1 Návrh mechanické konstrukce zkušební stanice

4.1.1 Konceptní návrh laboratorní stanice

Konceptní návrh zkušebního zařízení byl součástí první etapy řešení projektu. Konceptce vznikla v součinnosti obou řešitelských týmů z VUT a firmy Bosch Rexroth spol. s.r.o. Na konceptním návrhu jsem se podílel zejména vhodným dimenzováním pohonu s ohledem na jeho plánované napojení na stávající vybavení středně těžkých laboratoří ÚK. Pro simulaci dynamických účinků setrvačných hmot cílového vozidla jsem navrhl využít vířivý dynamometr V125 (MEZ Vsetín). Koncept zkušební stanice bylo nezbytné také přizpůsobit vyčleněnému prostoru v laboratoři. Dále jsem musel řešit mechanické připojení stanice k dynamometru pomocí hřídele umožňující vyhodnocení její zátěže točivým momentem a také připojení stanice na vnější energetické obvody (elektřina, chladicí voda, ventilace atd.).

V následujících kapitolách uvádím popis navrženého experimentálního zařízení, který považuji za nezbytný k pochopení jeho funkce a následně i mé role při účasti na jeho návrhu a realizaci v prostorách laboratoře.

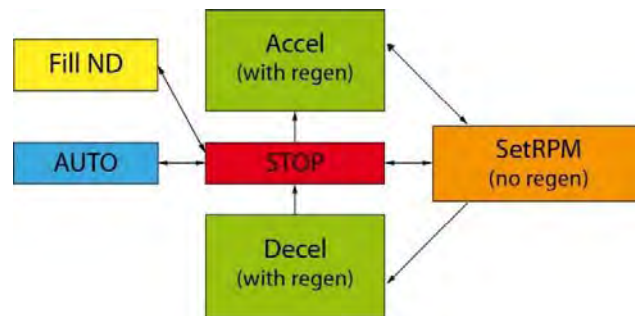
Základní konceptní návrh hydraulického obvodu byl odvozen ze stanice, kterou používal při experimentech Pourmovahed [34]. Okruh byl upraven tak, aby odpovídal zapojení hydrostatického pohonu experimentálního vozidla při zvoleném zmenšení, které bylo dané provozními podmínkami v laboratoři. Návrh konceptce hydraulického obvodu vznikl ve spolupráci obou řešitelských týmů. Zjednodušené hydraulické schéma upraveného zkušebního obvodu laboratorní stanice je na obr. 26.



Obr. 26 Schéma hydraulického obvodu experimentální stanice s rekuperací použité při řešení projektu EUREKA [36]

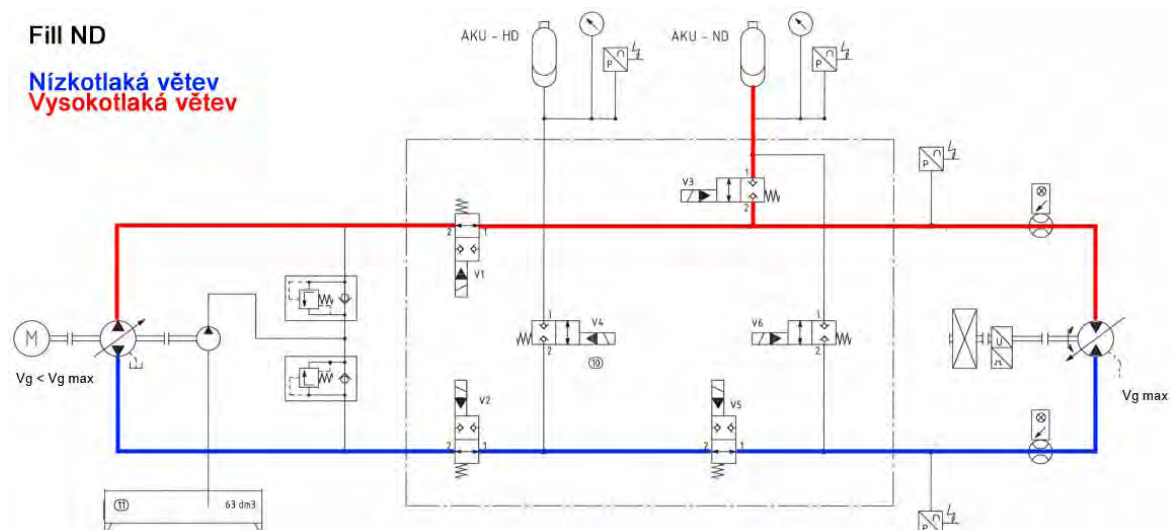
4.1.2 Pracovní režimy

Navržené pracovní režimy na zkušební stanici byly odvozeny z pracovních režimů testovacího vozidla. Implementace pracovních režimů do řídicího systému stanice spadla do kompetencí skupiny z firmy Bosch Rexroth. Zvolené pracovní režimy definují pochody, které byly posléze podrobeny experimentálnímu ověření a optimalizaci. Považují proto za nezbytné popsat způsob provozu laboratorní stanice, tak jak byl navržen na základě spolupráce týmů VUT a Bosch Rexroth. Jednotlivé pracovní režimy a možné přechody mezi nimi jsou blokově ilustrovány na obr. 27. Výchozím režimem je režim *Stop* – tedy stanice je zastavena. Podle požadavku uživatele je spuštěn režim standardního hydrostatického pohonu *Set RPM*, nebo některý ze speciálních režimů (*Accel*, *Fill ND*, *Auto*). Jedinou výjimkou je režim *Decel*, který z režimu *Stop* nelze spustit, neboť obsahuje pouze proces brzdění stanice.



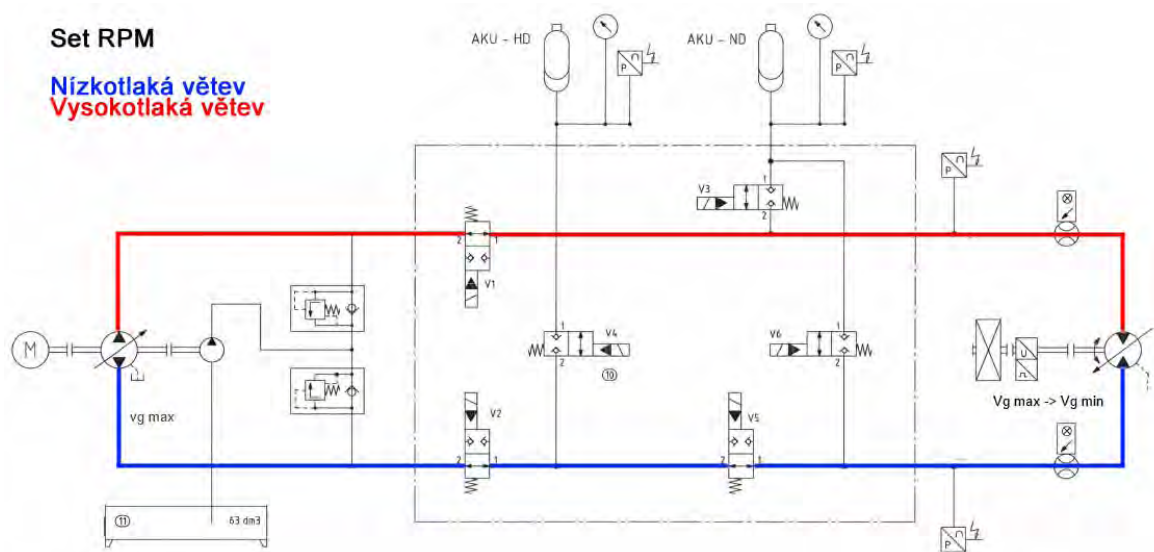
Obr. 27 Pracovní režimy experimentální stanice

Cyklus plnění nízkotlakého akumulátoru, který má za úkol udržovat stabilitu hydraulického systému, je na stanici implementován odlišným způsobem než na vozidle. Předpokládá se, že na vozidle bude naplnění akumulátoru zajištěno automaticky řídicí jednotkou po nastartování, u stanice musí tento proces spouštět obsluha ručně v režimu *Fill ND*. Toto opatření bylo zavedeno z důvodu větší uživatelské kontroly nad procesy v hydraulickém okruhu v průběhu experimentů. Tok hydraulického média v okruhu při plnění ND akumulátoru představuje obr. 28. Naplnění ND akumulátoru je kritické pro správnou funkci rekuperace energie, neboť v režimu rekuperačního brzdění proudí energie z nízkotlakého do vysokotlakého akumulátoru, jak bude vysvětleno dále.



Obr. 28 Pracovní režim plnění nízkotlakého akumulátoru – Fill ND

Základní provozní mód stanice, *SetRPM*, odpovídá hydrostatickému pohonu aplikovanému na testovacím pneumatikovém válci. V tomto režimu proudí hydraulická kapalina pouze mezi hydrogenerátorem (HG) a hydromotorem (HM) bez možnosti rekuperace brzděné energie. Hydrogenerátor je poháněn elektromotorem a hydromotor roztáčí připojený setrvačnick. Pokud je požadováno brzdění setrvačnicku, je třeba brzdit jej hydrogenerátorem. Negativním efektem je, že HG začne v tomto režimu pohánět připojený elektromotor, který se pak chová jako generátor. Vygenerovaná elektrická energie je však pouze vrácena do elektrické sítě. Na experimentální vozidle je místo elektromotoru dieselový agregát a v režimu brzdění HG zvyšuje jeho otáčky. V extrémním případě může dojít až k tzv. „přetočení motoru“ a nevratnému poškození spalovacího motoru. Dynamika akcelerace i decelerace setrvačnicku je plně řízena nastavením v řídicí jednotce stanice. Schéma provozního režimu představuje obr. 29.

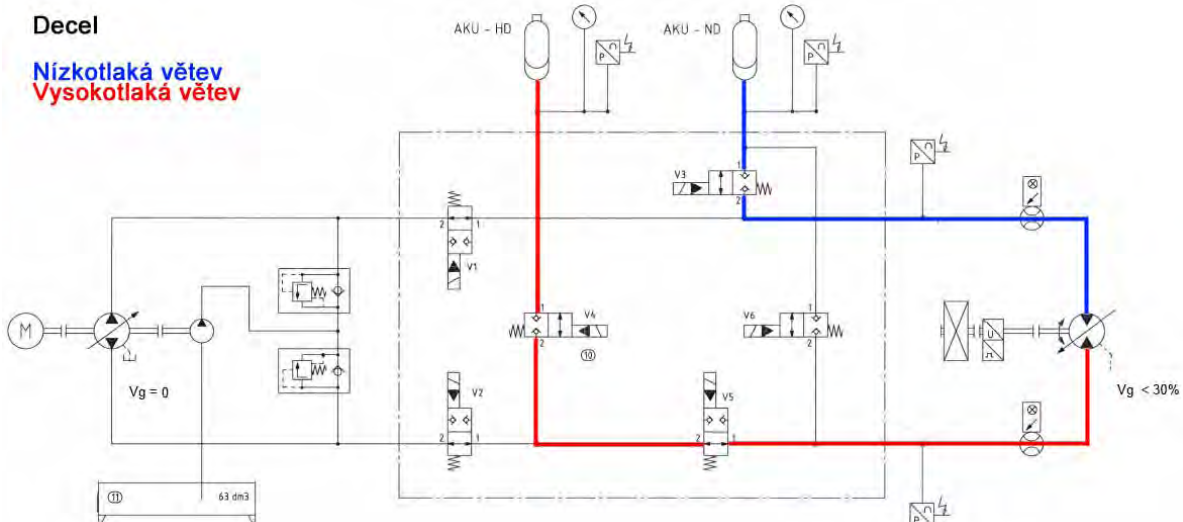


Obr. 29 Pracovní režim hydrostatického pohonu – *SetRPM*

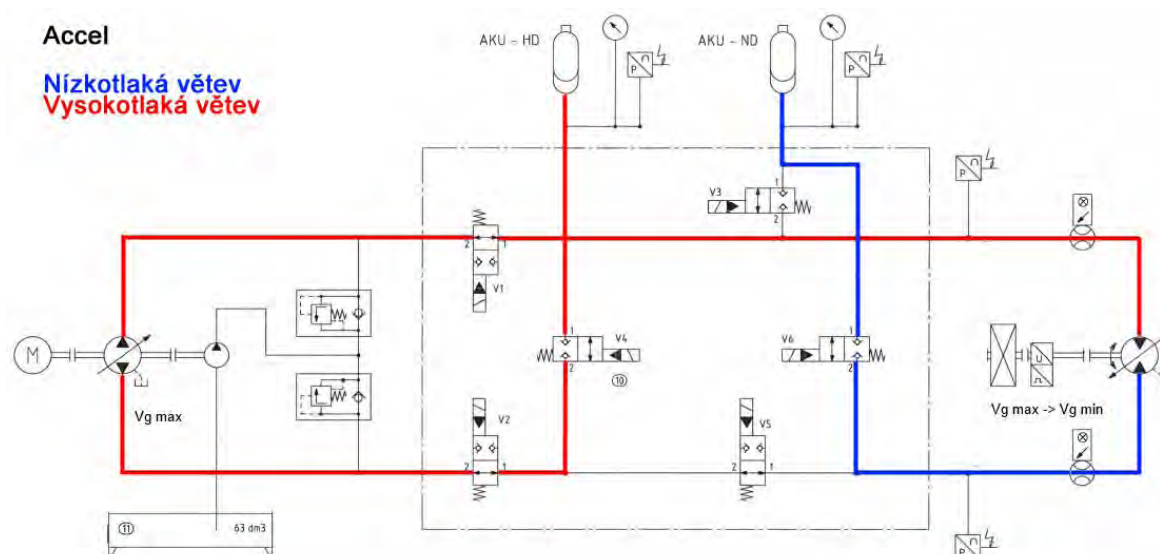
Režim *Decel* spouští brzdění setrvačnicku s rekuperací hydraulické energie. Brzdění setrvačnicku se dosahuje škrcením hydraulické kapaliny na vstupu do HD akumulátoru. Není tedy třeba aby do brzdění aktivně zasahoval hydrogenerátor a HG je proto zcela odpojen uzavřením ventilů V1 a V2. Zároveň však nelze proces brzdění účinně řídit a dynamika brzdění tak podléhá nastavení aktivovaných hydraulických částí obvodu. Hydraulická kapalina proudí z ND akumulátoru přes HM do HD akumulátoru. Před započítím rekuperace je proto třeba zajistit dostatečné naplnění ND akumulátoru hydraulickou kapalinou, jinak hrozí přerušení rekuperačního brzdění vyvolané bezpečnostními prvky okruhu. Tím dojde také k významnému snížení účinnosti rekuperačního procesu a nežádoucímu maření energie v pojistných ventilech. Proces rekuperace je ukončen zastavením setrvačnicku, nebo dosažením maximálního naplnění HD akumulátoru. Jestliže dojde k přerušení procesu po naplnění zásobníku, je setrvačnick dobrzděn řízeně v režimu hydrostatického pohonu. Z hlediska účinnosti rekuperace je však takové nastavení nežádoucí. Schématicky je režim *Decel* zobrazen na obr. 30.

Pokud dojde k uložení hydraulické energie do HD akumulátoru, může obsluha stanice spustit následně proces akcelerace setrvačnicku s rekuperací, režim *Accel*. Hydraulická kapalina z vysokotlakého zásobníku proudí na vstup do HG. Hydrogenerátor pak podle požadavku na akceleraci doplňuje tlak a průtok na svém výstupu (vysokotlaká větev obvodu), proto je třeba, aby rozdíl tlaků na vstupu a výstupu čerpadla byl co možná nejmenší Z energetického hlediska

tedy HG odebírá pouze tolik energie, kolik je třeba na vyrovnání požadavku řídicí jednotky na akceleraci a elektromotor tedy pracuje v režimu nižšího zatížení, než pokud by akceleroval bez rekuperované energie. Snížením zátěže elektromotoru dochází k úspoře v celkové spotřebě elektrické energie potřebné pro pohon stanice. Dynamika akcelerace setrvačnicku je v tomto režimu opět řízena ŘJ. Pokud v průběhu akcelerace dojde k vyčerpání HD akumulátoru, přejde ŘJ plynule do režimu *SetRPM*, tj. hydrostatického pohonu. Schéma toku hydraulické kapaliny v režimu *Accel* představuje schéma na obr. 31.



Obr. 30 Pracovní režim brzdění s rekuperací energie – Decel



Obr. 31 Pracovní režim rozjezdu s rekuperací energie - Accel

4.1.3 Konstrukce zkušební stanice

Dimenzování konstrukčních prvků experimentální stanice a výběr vhodných prvků hydraulického obvodu proběhl v úzké spolupráci celého řešitelského týmu projektu EUREKA. Vlastní realizace zařízení byla posléze zadána externím firmám, které se výrobou a automatizací hydraulických pohonů zabývají a mají zkušenosti s komponenty firmy Bosch Rexroth. Mým úkolem byla instalace zařízení v prostorách zkušebny (připojení energií, připojení vířivého dynamometru atd.). Dále jsem měl na starosti realizaci měřicího řetězce,

kalibraci zařízení a následné oživení a ověření správné funkce experimentální stanice. Uvedené kroky byly nutným předpokladem pro následné experimenty vedoucí k odladění vstupních parametrů simulačního modelu, které jsem vedl. Do mých kompetencí spadala taktéž realizace experimentů vedoucích k ověření simulačního matematického modelu a optimalizovaných nastavení akčních členů. Popis konstrukce stanice a řídicího a měřicího systému jsem zpracoval formou interních dílčích zpráv [37] a [38], které byla později zařazeny do průběžných zpráv projektu EUREKA za roky 2013 [39] a 2014 [40]. Pro potřeby habilitační práce jsem text uvedených dílčích zpráv pouze mírně modifikoval.

Konstrukce stanice je rozměrově optimalizována vzhledem k prostorovým možnostem zkušebny. Základním nosným prvkem konstrukce je svařovaný ocelový nosný rám o rozměrech 1 x 1.4 x 0.8 m (š x d x v), na který jsou uchyceny prvky hydraulického obvodu a rozvodná skříň řídicího a měřicího systému. Nosný rám je umístěn na přesné montážní desce a ukotven zajišťovacími šrouby.



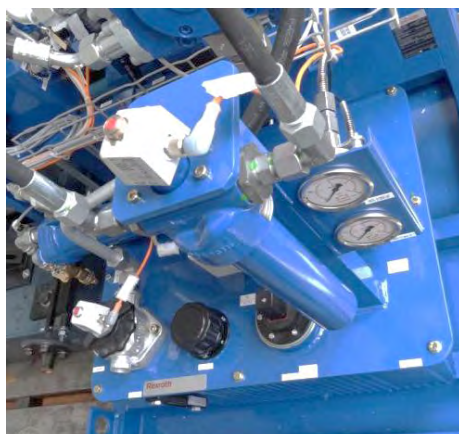
Obr. 32 Blok hydrogenerátoru [37]

K rámu je připojen asynchronní elektromotor o výkonu 22 kW, jímž je poháněn axiální pístový hydrogenerátor s proporčním řízením průtoku typ A4VG28EP4D1 /32. Sestava tvoří blok hydrogenerátoru (obr. 32), který je k rámu připojen přes pryžový silentblok, který snižuje přenos vibrací od pohonu na nosný rám. Spojení mezi elektromotorem a čerpadlem je realizováno tvarovou spojkou s vloženým pružným elementem, který zajišťuje účinný přenos točivého momentu a zároveň tlumí vibrace vznikající nepravidelností chodu pohonu. Provozní parametry hydrogenerátoru jsou uvedeny v Tab. 1.

provozní parametr	hodnota	jedn.
geometrický objem	28	cm ³
maximální průtok	40	l/min
maximální statický tlak	30	MPa
nominální výkon	18.5	kW
nominální otáčky	1450	min ⁻¹

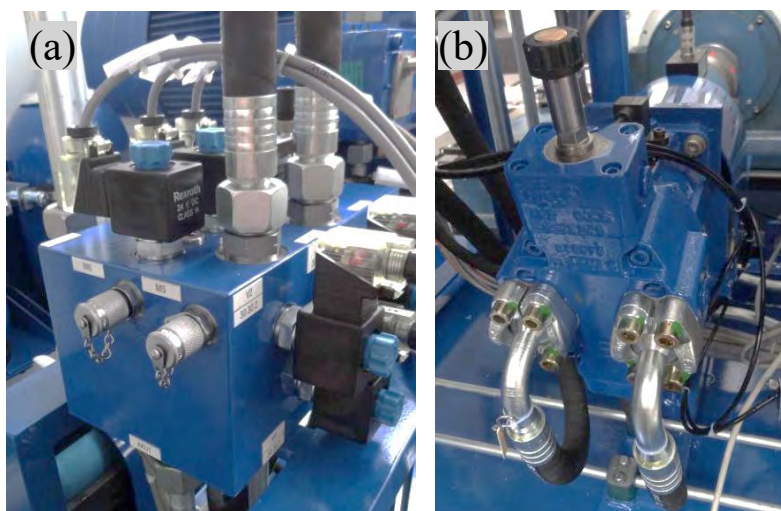
Tab. 1 Provozní parametry hydrogenerátoru

K bloku hydrogenerátoru je připojena nádrž se zásobou provozního oleje (obr. 33). Nádrž je osazena standardním příslušenstvím pro kontrolu hladiny provozní kapaliny, teploty oleje a tlaku v systému a filtrem pracovní kapaliny. K nádrži je připojen také spínaný tepelný výměník se sekundárním okruhem vodního chlazení provozní kapaliny.



Obr. 33 Nádrž s filtračním okruhem [37]

Blok hydrogenerátoru je propojen taktéž s rozvodným blokem, který tvoří ventilový rozváděč. Konstrukce ventilového rozváděče nebyla při návrhu stanice nijak významně optimalizována, pouze se experimentálně ověřily ztráty na vstupech a výstupech jednotlivých hydraulických větví v rozváděči. Ventilový rozváděč, na obr. 34 (a), je osazen šesti dvoustavovými elektromagnetickými solenoidovými ventily firmy Rexroth typu VEI-8A-10-NA,NC ovládanými elektronicky. Působením ventilů je řízen průtok pracovního oleje do požadovaných větví hydraulického obvodu podle nastaveného provozního stavu. Významným parametrem pro výběr ventilů byla jejich reakční doba, která je u vybraných ventilů přibližně 0,04 s a 0,1 s (otevření a uzavření) pro špičkový průtok. Součástí rozvodného bloku jsou také pojistné ventily, které zabraňují poškození systému v případě nesprávné funkčnosti elektromagnetických ventilů.



Obr. 34 Ventilový rozvod (a) Blok hydromotoru (b) [37]

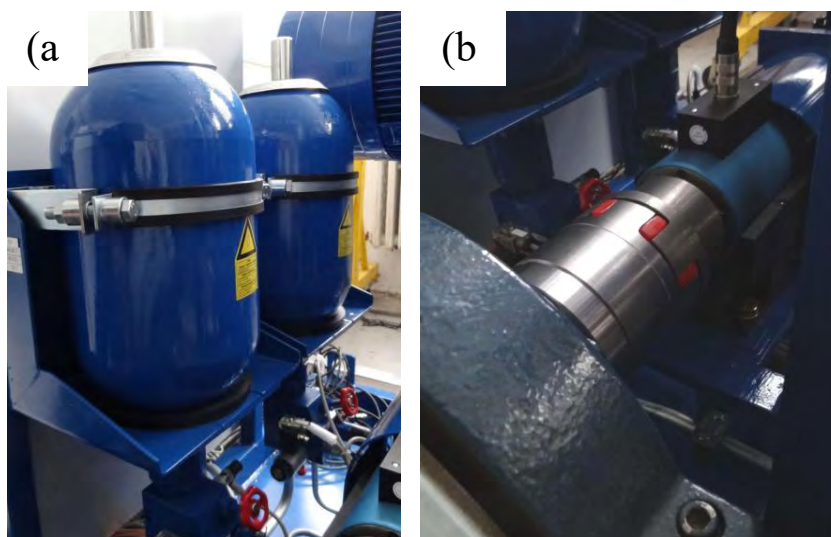
K rozvodnému bloku je připojeno axiální pístové čerpadlo typu A6VM28EP2 /63 s elektronickým řízením, které plní funkci hydromotoru viz obr. 34 (b). Blok hydromotoru pohání připojený dynamometr simulující setrvačnost skutečného vozidla. Spojení bloků hydrogenerátoru s blokem hydromotoru je realizováno příslušným nastavením polohy ventilů v rozvodném bloku. Takto propojený hydraulický obvod představuje hydrostatický pohon, který svými parametry odpovídá (v měřítku cca 1:3) skutečnému hydrostatickému pohonu

instalovanému v pneumatikovém válci. Provozní parametry bloku hydromotoru jsou uvedeny v tab. 2.

provozní parametr	hodnota	jedn.
geometrický objem	28	cm ³
maximální průtok	40	l/min
maximální statický tlak	30	MPa
nominální točivý moment	179	Nm
nominální otáčky	3600	min ⁻¹

Tab. 2 Provozní parametry hydromotoru

Součástí hydraulického rozvodu je také blok se dvěma hydrostatickými vakovými akumulátory o objemu 10 l, zobrazený na obr. 35 (a). Jeden z akumulátorů pracuje v nízkotlakém režimu s nominálním pracovním tlakem 3 MPa a slouží k vyrovnávání objemů pracovní kapaliny v hydraulických větvích podle pracovního režimu zkušební stanice. Druhý akumulátor pracuje ve vysokotlakém režimu s maximálním tlakem 30 MPa a slouží k uchování energie získané v režimu rekuperace. Akumulátory jsou doplněny bezpečnostními ventily, které zabrání přetlakování akumulátorů.

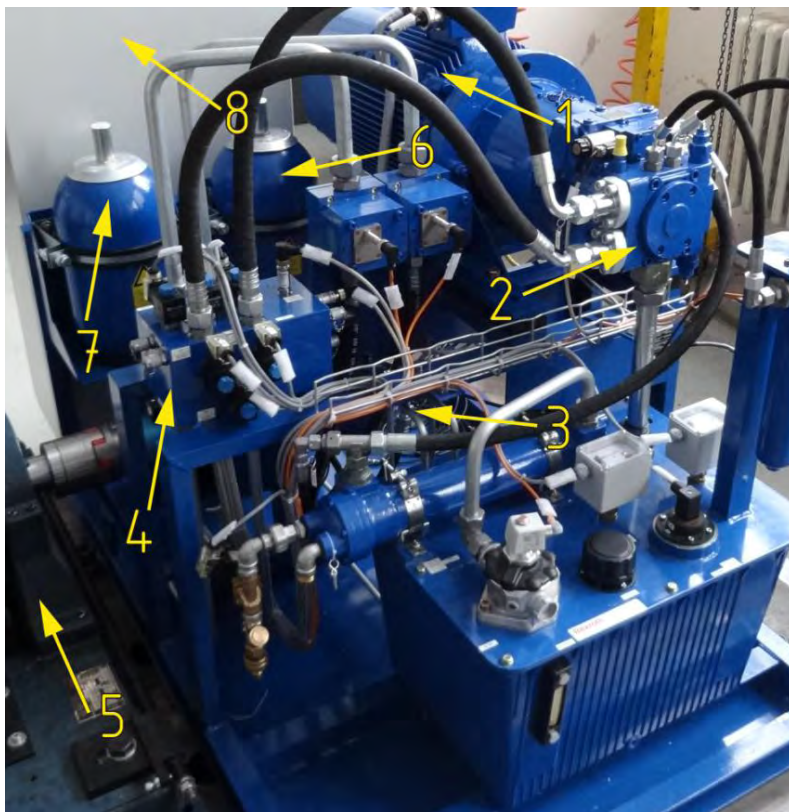


Obr. 35 Vakové akumulátory (a) a spojka dynamometru (b) [37]

K simulaci setrvačných hmot pneumatikového válce slouží dynamometr typu V125, pracující na bázi vířivých proudů. V navrhované konfiguraci je využívána pouze setrvačná hmota dynamometru a brzdící funkce je použita pouze v režimu nouzového zastavení stanice. Moment setrvačnosti setrvačnicku brzdy 0,468 kg·m² byl stanoven výpočtem na základě technické dokumentace. Mezi dynamometr a hydromotor je vložen snímač momentu a otáček výstupního hřídele hydromotoru. Spojení mezi hřídelí snímače a hřídelemi hydromotoru a dynamometru je realizováno tvarovými spojkami, obr. 35 (b), s vloženým pružným elementem, podobně jako v sestavě hydrogenerátoru.

Pracovní náplň pro hydraulický systém je minerální olej odpovídající specifikaci ISO VG 46 a v hydrostatických akumulátorech je náplň dusíku, která zajišťuje náležitou funkci akumulátoru při plnění a vyprazdňování. Tlak plynového média v ND akumulátoru je 5 MPa a v HD akumulátoru až 12 MPa. Spojení jednotlivých bloků hydraulického obvodu je realizováno částečně formou ocelových potrubí a z části tlakovými hadicemi. Celkový pohled

na mechanickou část zkušební stanice představuje obr. 36 a v tab. 3 je shrnutí vybraných technických parametrů hydraulického obvodu stanice.



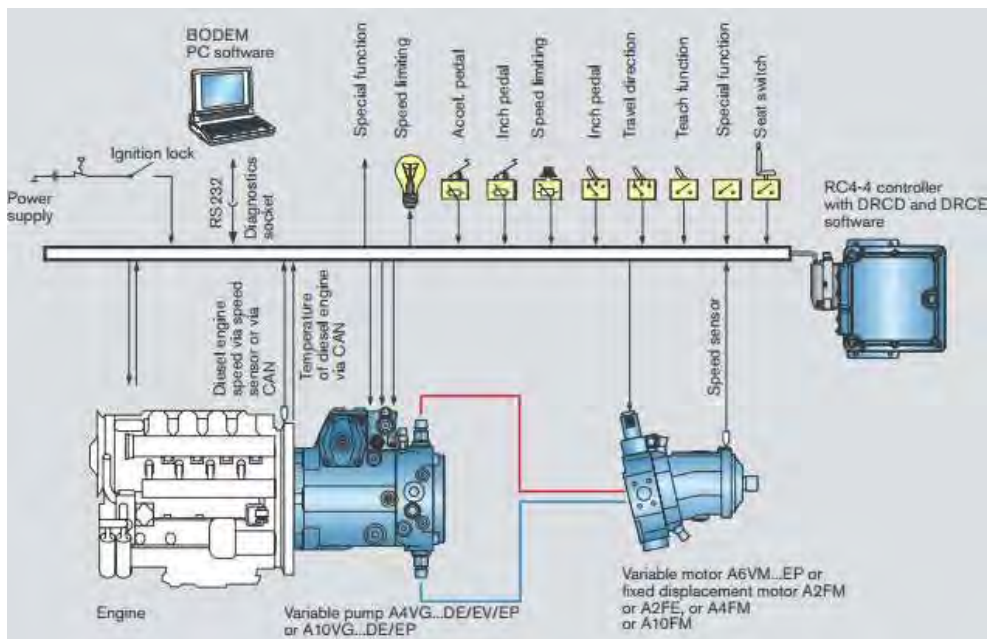
Obr. 36 Mechanická část zkušební stanice (1 – elektromotor, 2 – hydrogenerátor, 3 – hydromotor, 4 – ventilový rozváděč, 5 – dynamometr, 6 – ND akumulátor, 7 – HD akumulátor, 8 – skříň elektrického rozváděče) [38]

provozní parametr	hodnota	jedn.
maximální průtok	40	l/min
nominální provozní tlak	25	MPa
maximální provozní tlak (pojistné ventily)	32	MPa
tlak dusíku ND akumulátor	5	MPa
tlak dusíku HD akumulátor	až 12	MPa
provozní otáčky setrvačnicku	0 - 3000	min ⁻¹
moment setrvačnosti setrvačnicku	0.468	kg·m ²
maximální kinetická energie setrvačnicku	40	kJ

Tab. 3 Technické parametry hydraulického okruhu zkušební stanice

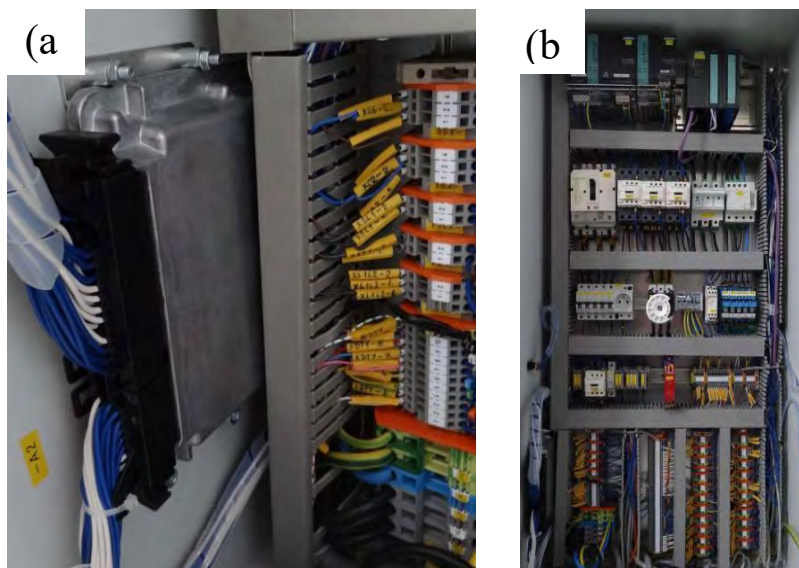
4.1.4 Řídicí systém zkušební stanice

Pro ovládání zkušebního zařízení byl aplikační skupinou z firmy Bosch Rexroth vyvinut uzavřený ovládací systém, který umožňuje snadnou obsluhu stanice a výběr provozních parametrů zkoušky. Z pohledu mé role bylo pochopení funkce řízení nezbytné pro proces oživení stanice v laboratoři a také pro pokročilou parametrizaci nastavení akčních členů při experimentech. Znalost ŘS byla nutná také pro realizaci měřicího řetězce, který jsem měl v kompetenci. Systém byl nazván HRSC (Hydraulic Recuperation Stand Control) a skládal se z kontroléru BOSCH Rexroth RC 6/9-20 (RC) a modifikovaného komerčního systému BOSCH Rexroth DRCE [41]. Primárním úkolem navrženého systému bylo ovládání hydrogenerátoru, hydromotoru a ventilového rozvodného bloku. Ovládání také umožňovalo volbu příslušného provozního režimu.



Obr. 37 Schéma standardního řízení hydrostatického pohonu (BOSCH Rexroth DRCE) [41]

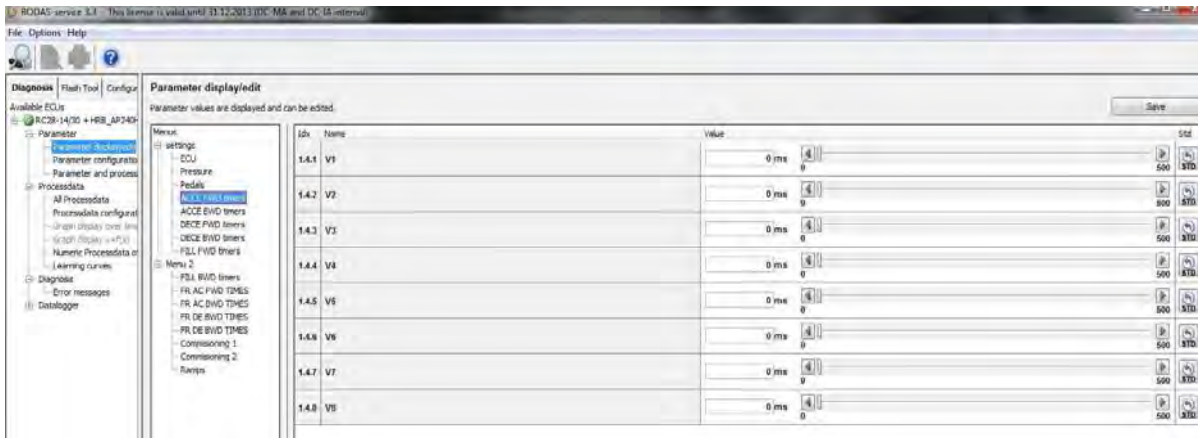
Koncepce řídicího systému je představena na obr. 37. Řídicím prvkem systému byl kontrolér, který s připojenými prvky komunikoval digitálně po sériové průmyslové sběrnici CAN a po analogových kanálech. Zobrazené schéma představuje řízení standardního hydrostatického pohonu. Pro účely projektu byla do systému doplněna funkce řízení ventilového rozvodu nutná pro zprovoznění rekuperačního hydraulického modulu. Realizace elektroniky řídicího systému je představena na obrázku obr. 38.



Obr. 38 Řídicí jednotka (a) a zapojení rozvodné skříně řídicího systému (b) [38]

Řídicí systém obsahoval programové rutiny startující jednotlivé provozní režimy stanice. K programování PLC prvků a funkcí řídicí jednotky byly použity programové moduly aplikace BODAS dodávané firmou BOSCH. V ŘS stanice bylo možné provádět taktéž parametrizaci vybraných prvků hydraulického pohonu (ventilový blok, akcelerační a decelerační rampy apod.). K parametrizaci bylo třeba využít specializovaný program BODAS Service, který byl schopen komunikovat s ŘJ rekuperačního modulu a zapisovat

hodnoty do její ROM paměti. Zároveň program sloužil k základním diagnostickým účelům. Ukázka rozhraní programu BODAS Service je na obr. 39. Parametrizace prvků mimo vlastní programový kód řídicího systému byla důležitá pro usnadnění experimentálních zkoušek, protože ne všechny provozní parametry bylo možné měnit z obslužného panelu stanice. Při zkouškách jsem pak nebyl nucen přepisovat a kompilovat řídicí kód jednotky RC 6/9, ale nastavoval jsem provozní parametry řízených členů obvodu v uživatelském rozhraní programu BODAS, což významně šetřilo čas experimentu.



Obr. 39 Rozhraní prostředí BODAS-service s parametrizací akčních členů [40]

Základní funkčnost ŘS zajišťují následující provozní režimy:

- Režim *STOP* – výchozí režim po zapnutí stanice, ze kterého je možné přejít do dalších provozních režimů stanice. Stanice je ve stavu „zabrzděno“ a ventilový rozvod je nastaven ve výchozí poloze.
- Režim *Set RPM* slouží k nastavení výstupních otáček hydromotoru bez aktivní rekuperace. Po dosažení požadovaných otáček je možné přejít do dalšího provozního stavu.
- Režim *Decel* vyvolá brzdění setrvačníku. Brzdný moment je vyvolán při proudění pracovní kapaliny z nízkotlakého zásobníku do vysokotlakého zásobníku. Režim je vypnut obsluhou nebo dosažením limitní hodnoty tlaku na některém z akumulátorů.
- Režim *Accel* spustí pohon setrvačníku tlakem pracovní kapaliny proudící z vysokotlakého zásobníku do nízkotlakého přes hydrostatický převodník v roli hydromotoru. Režim je ukončen obdobným způsobem jako režim *Decel*.
- Režim *Fill ND* slouží k doplnění tlaku v nízkotlakém akumulátoru po odstavení stanice nebo po poklesu v důsledku provozu stanice.
- Režim *Automat* je doplněn pro účely měření. V tomto režimu dochází k cyklickému střídání provozních režimů *Decel* a *Accel* v přednastaveném počtu cyklů.

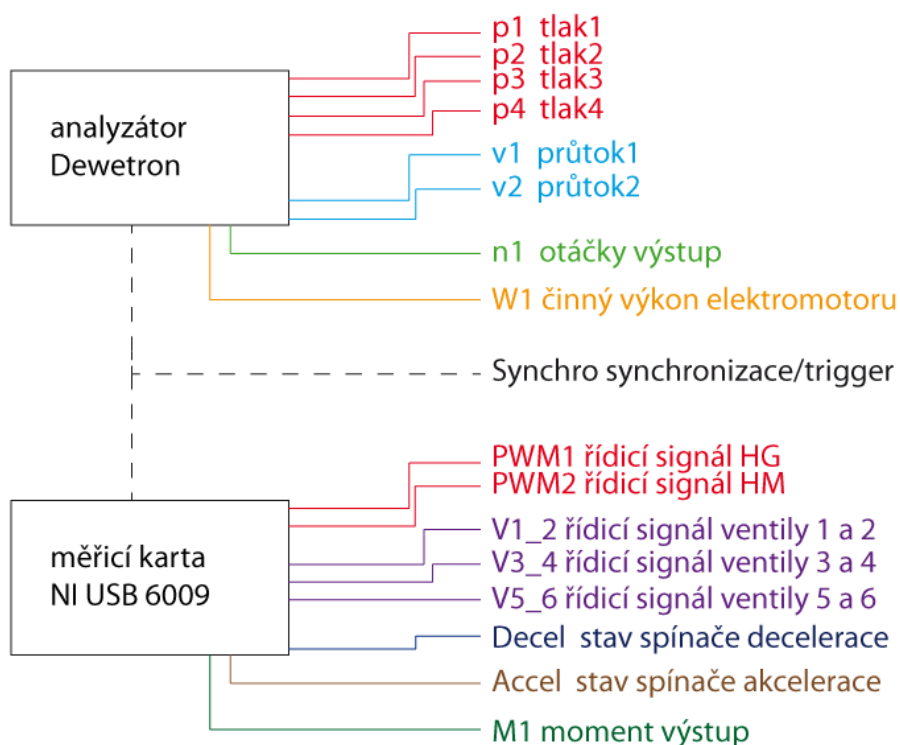
Komunikaci mezi obsluhou a řídicí jednotkou zprostředkoval průmyslový počítač s výstupním obslužným panelem opatřeným dotykovým displejem, viz obr. 40. Dotykový displej obsahoval grafické uživatelské rozhraní, ve kterém bylo možné volit provozní režim stanice a nastavovat požadované provozní otáčky na výstupu. Displej obsahoval také informace z vybraných čidel systému a oznamoval chybové stavy. Na panelu byl také bezpečnostní spínač pro nouzové odpojení napájení stanice.



Obr. 40 Ovládací panel řídicího systému [37]

4.1.5 Měřicí řetězec zkušební stanice

Měřicí řetězec jsem navrhl na základě požadavků skupiny řešitelů z VUT v Brně, kteří zpracovávali simulační model. Základem měřicího řetězce byl analyzátor Dewetron 2010 vybavený přesnou měřicí kartou s 24-bitovým převodníkem a napěťovými moduly s rozsahem -10 V až +10 V a hardwarovou výbavou pro úpravu analogových signálů před digitalizací. Nevýhodou použité laboratorní měřicí ústředny byla nutnost převodu proudových signálů z použitých průmyslových snímačů na napěťové signály, které je analyzátor schopen zpracovat, což jsem řešil vloženými odpory a recalibrací snímačů. Schéma měřicího řetězce je na obrázku obr. 41.



Obr. 41 Schéma měřicího řetězce [38]

Měřicí řetězec může být vybaven až čtyřmi průmyslovými snímači tlaku (obr. 42) třídy přesnosti 0,5, které jsou zapojeny v proudové smyčce. Použité snímače měřily v rozsahu 0 – 31,5 MPa, čemuž odpovídají proudy 4 – 20 mA. Pro účely měření byl do obvodu zařazen odpor o velikosti 270 ohmů, kterým byl proudový signál převáděn na napěťový (1 V – 5.5 V) a tento byl dále zpracováván měřicí kartou analyzátoru. Na stanici bylo připraveno několik pevných měřicích bodů, do kterých bylo lze snímače umístit v závislosti na požadavcích experimentu. Standardně byl měřen tlak na vstupu a výstupu z ventilového rozváděče a tlak v nízkotlakém a vysokotlakém akumulátoru.



Obr. 42 Snímač tlaku [37]

Dále byly připojeny dva mechanické průtokoměry (obr. 43) vybavené ozubenými koly s odchylkou měřené hodnoty $\pm 3\%$. Průtokoměry měřily v rozsahu 0,5 – 50 l/min. Snímače byly zapojeny taktéž v proudové smyčce a signál byl na napěťový převáděn stejným způsobem, jako v případě snímačů tlaku. Průtokoměry byly trvale připojeny na vstupní a výstupní větvi bloku hydromotoru pohánějícího setrvačnick.



Obr. 43 Průtokoměry [37]

Data byla sbírána dále z kombinovaného snímače momentu a otáček na výstupní hřídeli elektromotoru, viz obr. 44. Snímač momentu byl zařazen mezi blok hydromotoru a dynamometr. Snímač značky Kistler sloužil k přesnému měření krouticího momentu na výstupní hřídeli hydromotoru (třída přesnosti 0,1) a současně měřil také otáčky hřídele

setrvačníku integrovaným snímačem pulsů. Měřicí rozsah byl 0 – 200 Nm u snímače momentu a maximálně 8 000 ot/min u snímače otáček.



Obr. 44 Snímač krouticího momentu [37]

Jak se v průběhu řešení problematiky ukázalo, výše uvedenou základní sadu senzorů bylo třeba významně rozšířit pro potřeby identifikace matematického modelu a hodnocení energetických úspor. Jednalo se zejména o snímání příkonu elektromotoru, snímání řídicích signálů pro přepínání ventilů v rozváděči a snímání řídicích signálů pro HG a HM.

Rozšíření měřicího řetězce si vzhledem k požadovanému počtu analogových vstupů vyžádalo připojení sekundárního měřicího zařízení. Sekundární měření jsem realizoval s využitím měřicí karty NI USB 6009 firmy National Instruments, která je přes USB spojena s řídicím a měřicím počítačem, viz obr. 45. Měřicí karta disponovala osmi analogovými napěťovými vstupy s rozsahem -10 V až +10 V, 14 - bitovým digitálním převodníkem a maximální vzorkovací frekvencí 48 kHz, což byly parametry zcela dostatečné pro potřeby měření procesů na zkušební stanici. Na připojeném počítači byl nainstalován software Dewesoft 7.0, který umožnil nastavení a kalibraci vstupních signálů a zajišťoval ukládání dat. Stejný software byl používán k záznamu dat také na primárním měřicím zařízení Dewetron 2010.



Obr. 45 Sekundární měřicí karta NI USB 6009 [38]

Měřicí karta zpracovávala zejména signály z řídicích procesů akčních členů hydraulického obvodu. Jednalo se o demodulované PWM signály řízení hydrogenerátoru a hydromotoru, jejichž záznam poskytoval nepřímou informaci o okamžitém provozním stavu daného prvku. Demodulační filtr jsem navrhl a realizoval ve spolupráci s dalším členem týmu řešitelů, doc. Němcem. Vlastní konstrukce s napětovým výstupem v rozsahu 0 V až 5 V je umístěna uvnitř elektrického rozváděče. Znalost provozního nastavení hydromotoru a hydrogenerátoru v průběhu sledovaných dějů se ukázala jako nezbytná pro následnou verifikaci sestaveného numerického modelu stanice.

Dále byl do měřicí karty přiváděny informace o stavu jednotlivých ventilů označených 1 až 6. Použité ventily byly dvoustavové (otevřeno/zavřeno) a byly řízeny hladinou napětí, kdy 0 V odpovídá základnímu stavu a 20 V změněnému stavu. Měřené signály tedy přinášejí informaci o požadavcích na změny stavu jednotlivých ventilů, což se ukázalo jako klíčový parametr pro řešení optimalizace časování pořadí ventilů v jednotlivých provozních režimech stanice. Vstupní signály s informací o nastavení jednotlivých ventilů byly odebírány přímo ze svorkovnice s výstupy z řídicí jednotky umístěné v elektrickém rozváděči na stanici. Vzhledem k výše uvedené horní napětové hladině řízení ventilu bylo třeba provést úpravu vstupního signálu tak, aby nebyl překročen maximální rozsah analogového vstupu měřicí karty a bylo taktéž nutné snížit počet potřebných vstupů pro měření všech ventilů úměrně možnostem použité přídavné měřicí karty (omezený počet napětových vstupů při uzemněném zapojení snímačů). Nejprve bylo nutné řídicí signály přivedené do vstupů na kartě galvanicky oddělit. Do měřicího obvodu byly poté vřazeny srážecí odpory tak, aby změna řídicího napětí na lichých ventilech byla zredukována na vstupu do karty na 1 V a změna řídicího napětí na sudých ventilech byla zredukována na vstupu do karty na 2 V. Signály z ventilů byly poté sloučeny do dvojice, vždy jeden lichý a jeden sudý, což přineslo úsporu potřebných vstupních kanálů. Hladina napětí na vstupu do karty pak byla dána součtem napětí od příslušné dvojice redukováných řídicích napětí na daném kanálu.

Do měřicí karty byl dále zaznamenáván také požadavek na spouštění provozních režimů souvisejících s rekuperací. To bylo realizováno snímáním změny stavu ovladače spouštějícího režim nabíjení vysokotlakého akumulátoru (*Decel*) a ovladače spouštějícího režim akcelerace s využitím naakumulované energie (*Accel*). Zaznamenávané signály byly nezbytné pro přesnou optimalizaci časování dějů při simulaci.

Do měřicí karty byl přiváděn také signál ze snímače točivého momentu na výstupu z hydromotoru, který byl původně měřen pomocí analyzátoru Dewetron, avšak musel uvolnit místo pro synchronizační signál, jak bude popsáno dále.

Pro účely posouzení účinnosti rekuperačního režimu bylo třeba stanici doplnit o možnost měření spotřeby hnacího elektromotoru. Realizace spočívala v doplnění elektrického rozváděče o elektroniku pro měření okamžitého činného výkonu elektromotoru (obr. 46), ze kterého bylo možné spotřebu dopočítat v postprocessingu. Měřicí obvod byl z bezpečnostních důvodů jištěn. Před vstupem do převodníku činného výkonu byly zařazeny proudové transformátory 40/5 A. Měření okamžitého činného výkonu zajišťoval převodník ACM-2P s výkonovým rozsahem 0 až 20 kW a s proporcionálním napětovým výstupem 0 až 10 V. Výstupní signál z převodníku byl přiveden do napětového vstupu na analyzátoru Dewetron Dewe 2010. Přehled všech měřených provozních parametrů a fyzikálních veličin je uveden v tab. 4.



Obr. 46 Elektronické prvky pro měření činného výkonu a řídicího signálu akčních členů [38]

Označení	Popis	Jednotka
Prutok1_vstup	průtok v okruhu (obvykle vysokotlaká větev A)	l/min
Prutok2_vystup	průtok v okruhu (obvykle nízkotlaká větev B)	l/min
Tlak1_BP1	tlak v okruhu (obvykle vysokotlaká větev A)	MPa
Tlak2_BP2	tlak v okruhu (obvykle nízkotlaká větev B)	MPa
ND_tlak	tlak v nízkotlakém akumulátoru	MPa
HD_tlak	tlak ve vysokotlakém akumulátoru	MPa
Cinny_vykon	hodnota činného výkonu z převodníku	W
Otacky_vystup	otáčky výstupního hřídele z HM	min ⁻¹
Moment_vystup	točivý moment na výstupní hřídeli HM	Nm
V1_V2	záznam řídicího signálu ventilů 1 a 2	V
V3_V4	záznam řídicího signálu ventilů 3 a 4	V
V5_V6	záznam řídicího signálu ventilů 5 a 6	V
PWM_HM	záznam řídicího signálu hydromotoru	V
PWM_HG	záznam řídicího signálu hydrogenerátoru	V
Synchro	signál z přepínače pro synchronizaci měřicích karet a trigování měření	l/min

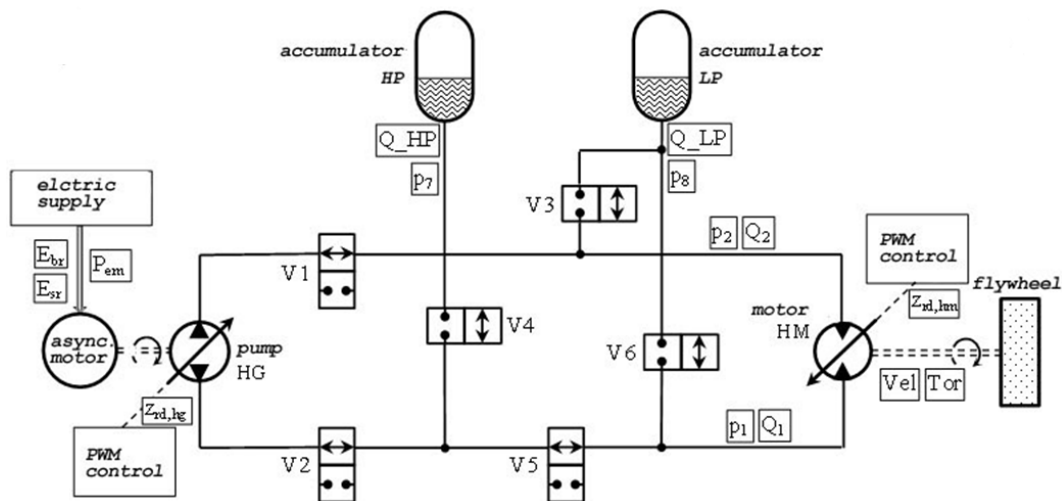
Tab. 4 Přehled parametrů a veličin měřených na experimentální stanici

Nevýhodou realizovaného rozšířeného měřicího systému byla nemožnost přesné synchronizace použitých měřicích karet na úrovni hardware. S dostupným vybavením však vzhledem k požadavku na velký počet vstupních kanálů nebylo možné systém řešit jinak bez masivních investic do měřicí aparatury. Problém se synchronizací měřicích karet jsem proto částečně vyřešil pomocí softwarové synchronizace spuštění ukládání dat. Synchronizace spočívala v současném spuštění ukládání externím napěťovým signálem, který je přiveden současně do obou měřicích zařízení a plní funkci tzv. triggeru – spouštěče. Měřicí software pak spouští ukládání na základě předdefinované podmínky. Pokud není podmínka splněna, software zůstává

nečinný. Jako spouštěcí signál byl zvolen obdélníkový impuls o velikosti 8 V vytvořený ručně pomocí přepínače. Oba měřicí systémy začnou ukládat při dosažení hladiny 5 V na sledovaném vstupním kanálu. Uvedeným způsobem je minimalizována chyba v časování ukládaných datových souborů na přijatelnou mez (max. 10 ms při použité vzorkovací frekvenci 100 Hz).

4.2 Experimentální verifikace simulačního modelu zkušební stanice

4.2.1 Simulační model experimentální stanice



Obr. 47 Zjednodušené hydraulické schéma zkušební stanice [42]

Před započítím prací na vývoji simulačního modelu bylo třeba nalézt vhodné zjednodušení reálného hydraulického okruhu stanice ukázané na obr. 47. Na základě analytických vztahů, popsáných v kapitole Příloha 1, byl dle zjednodušeného hydraulického schématu sestaven simulační model stanice. K implementaci simulačního modelu byla využita platforma Matlab R2012b s nadstavbou Simulink a moduly (toolboxy) SimHydraulics, SimMechanics a SimScape [40] a [39]. Návrh a realizace zjednodušeného simulačního modelu byly v kompetenci řešitelů pod vedením prof. Nevrlého. Ve fázi vývoje modelu jsem prováděl zejména sběr reálných vstupních dat pro identifikaci modelu a následně jsem realizoval také experimentální verifikaci výsledků modelu a navržených optimalizovaných parametrů. Samotná analýza dat získaných na experimentální stanici je zpracována v kapitole 5, v této kapitole se omezují pouze na postupy, které jsem použil k experimentální verifikaci výsledků simulací poskytnutých týmem prof. Nevrlého. Podrobnější popis aplikovaného simulačního modelu je obsažen v přílohách 1 a 2 na konci práce nebo v literatuře publikované Pourmovahedem et al. [34], [35], Steckim a Mathesonem [43], [44], Pourmovahedem a Otisem [45] a [46] a dalšími [47].

4.2.2 Parametrizace simulačního modelu

Každý z komponentů vytvořeného matematického modelu byl popsán řadou charakteristických parametrů, které definovaly jeho funkci v modelu. Vzhledem ke složitosti modelu bylo proto třeba zjistit velké množství údajů, pro správný popis komponent. Zároveň bylo žádoucí pracovat s co možná nejvíce reálnými daty, aby netrpěla přesnost simulace. Primárně byly proto vstupní parametry modelu zjišťovány experimentálně přímo na modelované zkušební stanici pod mým vedením. Pokud nebylo možné experimentální zjištění hledaných hodnot, byly nahrazeny informacemi od výrobců jednotlivých dílů. Zde již často nastal problém, že výrobci uvádějí pouze vybrané hodnoty pro dané provozní podmínky, které nemusely být v souladu

s provozními podmínkami na zkušební stanici. Pokud nebyly k dispozici data z experimentů ani z katalogu výrobce, byly parametry modelu zvoleny dle dostupných hodnot uváděných v literatuře, tabulkách apod. Aby byla zaručena přijatelná shoda chování matematického simulačního modelu s modelovaným zařízením, podílel jsem na verifikačních experimentech a jejich analýze. Na základě těchto experimentů byly následně identifikovány nepřesnosti v zadávaných parametrech jednotlivých komponent, které byly upravovány tak, aby bylo dosaženo přijatelné shody modelovaných a měřených odezev sledovaných fyzikálních veličin (otáčky, tlaky, průtoky apod.). Potřebné experimenty jsem realizoval na základě postupu popsaného v kap. 5.1.1.

Dále byl předmětem parametrizace také algoritmus řízení jednotlivých komponent stanice. U řízení bylo možno parametrizovat zejména časy přepínání stavů ventilů v rozváděči. Parametrizace nastavení ventilového bloku v rekuperačních režimech je uveden v tab. 5 a tab. 6., kde varianta 1 představuje nastavení parametrů před optimalizací a varianta 2 je přehled optimalizovaných hodnot. Uvedené sady parametrů jsem vybral jako příklad z celého souboru hodnot, který jsem průběžně ověřoval. Dále byly parametrizovány rampy pro akceleraci a deceleraci stanice v módu SetRPM. Tyto rampy tedy platily pouze pro režim hydrostatického pohonu bez rekuperace a udávaly rychlost změny mezi minimálními a maximálními otáčkami v ms. Podobným způsobem byly rampy parametrizovány taktéž v ŘJ skutečné stanice. Režim brzdění s rekuperací je parametrizován nepřímou. V tomto režimu je délka brzdění určena nastavením hydraulického okruhu, tj. nastavením tlaku dusíku v HD akumulátoru, časováním ventilového bloku a nastavením pojistných mechanismů hydraulického okruhu. Při deceleraci tedy systém brzdí vlastní dynamikou ŘJ zasahuje až v případě dosažení předepsaných podmínek pro ukončení režimu rekuperace (např. naplnění HD zásobníku, sepnutí bezpečnostního prvku apod.).

varianta	Stop → Accel			Accel → SetRPM		
	T _{V4} [ms]	T _{V5} [ms]	T _{V6} [ms]	T _{V4} [ms]	T _{V5} [ms]	T _{V6} [ms]
1	170	0	170	0	140	0
2	0	130	130	30	0	0

Tab. 5 Časování ventilového bloku pro režim akcelerace s rekuperací (Accel); je udáváno zpoždění kontrolního signálu na ventily 4, 5 a 6, které jsou při akceleraci přepínány

varianta	SetRPM → Decel				Decel → Stop			
	T _{V1} [ms]	T _{V2} [ms]	T _{V3} [ms]	T _{V4} [ms]	T _{V1} [ms]	T _{V2} [ms]	T _{V3} [ms]	T _{V4} [ms]
1	300	300	0	0	160	160	0	0
2	0	0	100	100	130	130	0	0

Tab. 6 Časování ventilového bloku pro režim decelerace s rekuperací (Decel); je udáváno zpoždění kontrolního signálu na ventily 1, 2, 3 a 4, které jsou při brzdění přepínány

varianta	akcelerace (SetRPM, Accel)	decelerace (Decel)
	rampa [ms]	rampa [ms]
1	1000	400
2	3000	300

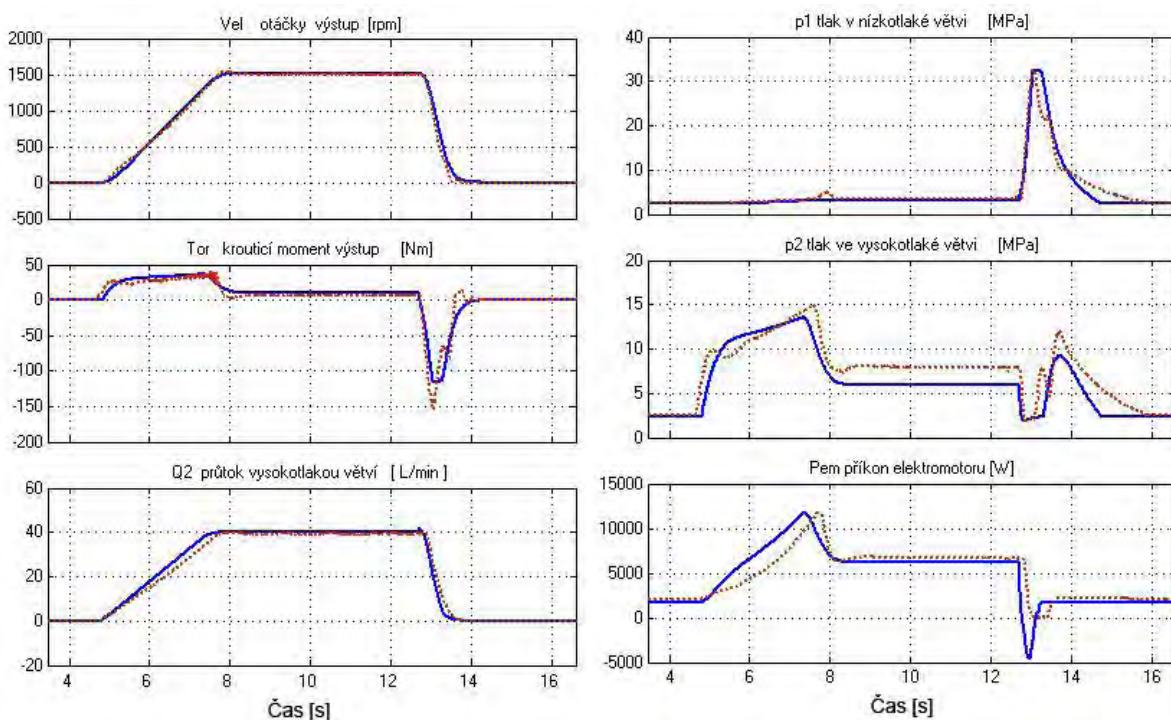
Tab. 7 Časování ramp pro akceleraci a deceleraci; je udáván čas akcelerace/brzdění z 0 RPM na max.RPM

4.2.3 Verifikace simulačního modelu

Ověření funkčnosti sestaveného matematického modelu jsem realizoval přímým porovnáním simulovaných dat s daty získanými experimentálně při provozu stanice. Následující stať

s obrazovou dokumentací ilustruje aplikovanou metodu verifikace pro vybrané provozní režimy v rozsahu nominálních provozních otáček 0 až 1 500 min^{-1} . Vstupní hodnoty řízení akčních členů v simulaci byly nastaveny shodně s nastavením řídicí jednotky na stanici (viz. tab. 5 až tab. 7) a v uvedených příkladech se jedná o sadu nastavení před optimalizací označenou varianta 1. Simulace kopírovala experimentální postup popsany v kapitole 5.1.1.

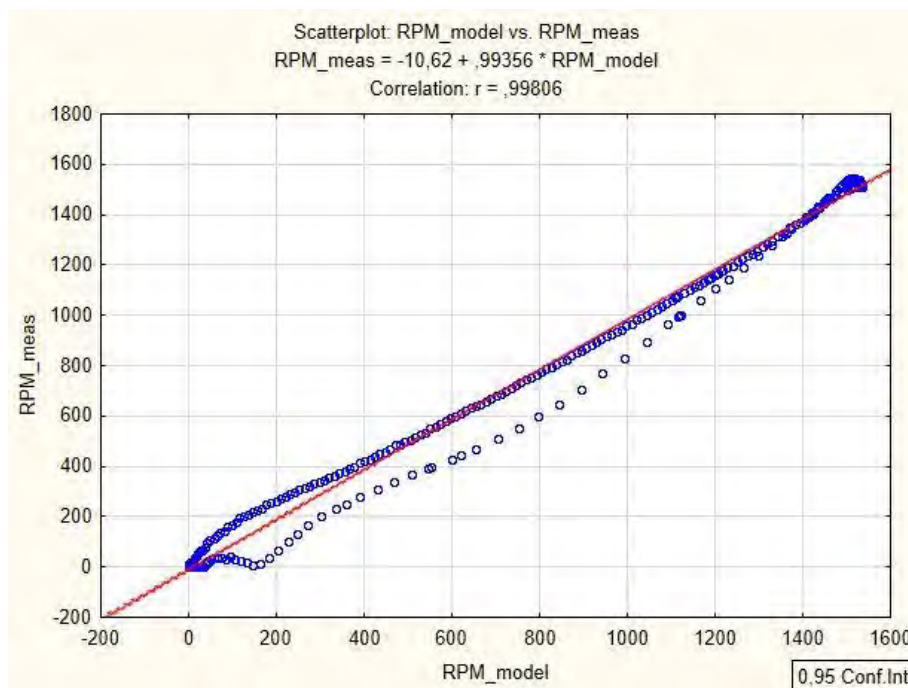
Teoreticky lze předpokládat vysokou shodu simulace a měření při nastavení stejných provozních parametrů a časování řízení akčních členů pro experiment i simulační model. V praxi však bylo nutno počítat s dopravním zpožděním řídicí jednotky rekuperačního modulu a hydraulického okruhu (cca 100 ms). Dále se negativně projevovalo zpoždění měřicích prvků. Zejména u převodníku činného výkonu dochází k časové prodlevě (časová konstanta převodníku je 0.2 s). Uvedené dopravní zpoždění nebyla zcela deterministická a bylo by velmi obtížné je zahrnovat do modelu. Docházelo proto k odchylkám mezi simulovanými a měřenými charakteristikami. Dalším negativem bylo, že některé z použitých snímačů byly konstruovány pouze pro měření kladných hodnot sledovaných veličin. Např. korektní měření příkonu elektromotoru bylo možné pouze pokud je energie motorem spotřebována. V případě, že EM pracuje v módu generátoru, nebylo možné vyrobenou elektrickou energii měřit se stávajícím vybavením. Dalším problematickým prvkem byl snímač otáček na hřídeli setrvačníku, který není schopen rozlišit směr rotace setrvačníku, což ztěžovalo správnou interpretaci dat.



Obr. 48 Ověření simulace režimu SetRPM pro rozsah provozních otáček 0 až 1 500 min^{-1} (simulace – plná čára, měření – přerušovaná čára)

Na obr. 48 jsou zobrazeny grafy průběhů sledovaných veličin v režimu SetRPM. Jako hlavní kritérium pro porovnání věrnosti simulace jsem zvolil průběh otáček setrvačníku, tedy posuzuji shodu vnější dynamiky stanice vůči simulaci (graf v levém horním rohu na obr. 48). K posouzení míry shody simulovaných a měřených dat jsem využil určení součinitele korelace mezi daty. Předpokladem byla možnost lineární regrese dat při vykreslení jejich vzájemné závislosti, tj. osa x představuje data simulovaná a osa y očekávanou hodnotu získanou

měření. Hodnocený úsek začíná v čase 4,5 s a končí v čase 16 s. Výsledný korelační diagram je na obr. 49, dosažená míra korelace ve zvoleném časovém okně je > 99 %. Simulovanou dynamiku procesu lze z průběhu otáček v celém cyklu označit za shodnou.

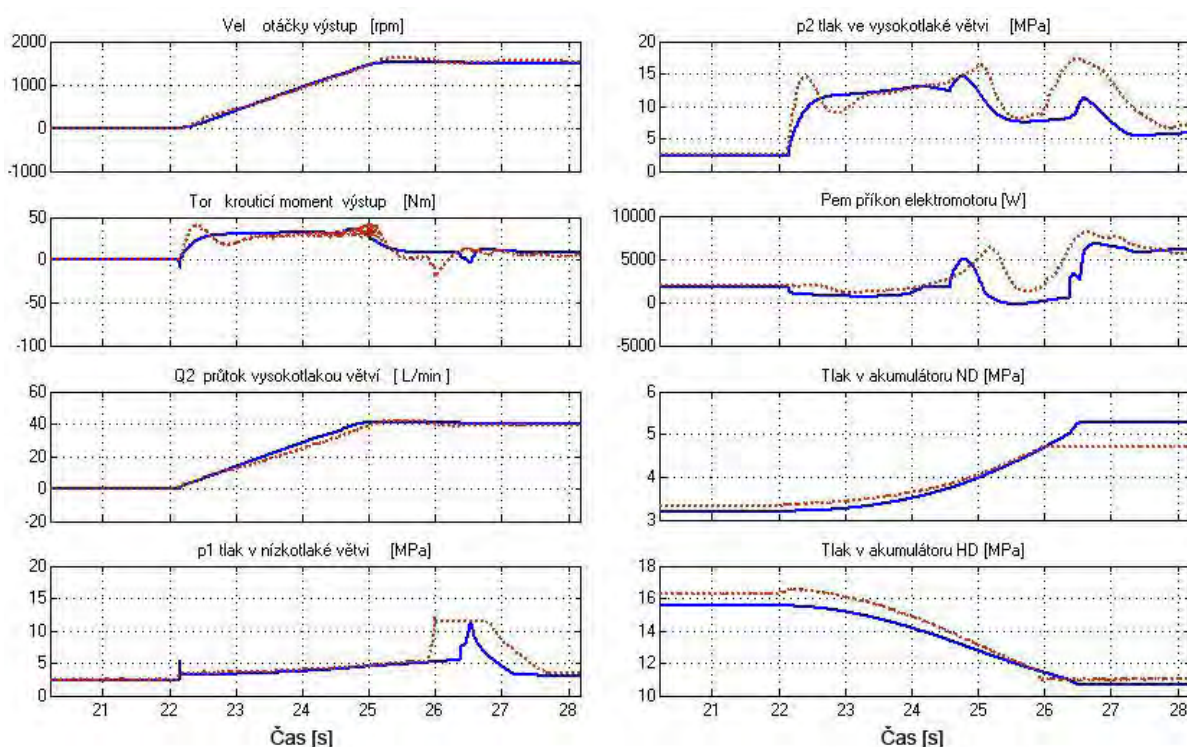


Obr. 49 Korelační diagram pro režim Set RPM, rozjezd a brzdění na nominální otáčky 1 500 min⁻¹

Na grafu měření příkonu elektromotoru (v pravém dolním rohu na obr. 48) lze ilustrovat negativní vliv použitého převodníku činného výkonu. Vzhledem k dlouhé časové konstantě převodníku dochází k časovému posunu měřených dat. Současně dochází k „decimaci“ měřených dat, kdy převodník zřejmě není schopen zachytit spolehlivě špičkový průběh příkonu. Projevuje se také problém, že převodník není schopen měřit záporný příkon elektromotoru při brzdění. To způsobuje, že v časovém okně 4,5 s až 16 s je dosažena korelace < 82 %. Zde je však důležité poznamenat, že předpokládaná linearita srovnání výsledků není dodržena, stejně tak bližší pohled na datové soubory ukazuje, že statistické parametry obou datových souborů jsou odlišné (viz příloha 3). Posouzení míry shody simulace a měření je tedy obtížnější. Pro porovnání je v tomto případě vhodné zvolit srovnání ploch pod sledovanými křivkami, které lze získat např. numerickou integrací průběhů ve vybraných intervalech. Rozdíl takto spočtených ploch nepřekračuje hodnotu 3 % ve prospěch simulace. Lze očekávat, že simulace bude výsledky spíše mírně nadsazovat, díky ořezávání měření v procesu brzdění. Podobným způsobem lze hodnotit také průběh dalších sledovaných fyzikálních veličin ve zvoleném časovém intervalu. Přehled vybraných kritérií je v tab. 8. Přes uvedené výhrady lze shodu simulací a měření považovat v režimu prostého hydrostatického pohonu (*SetRPM*) za přijatelnou. V tomto režimu nedochází k přechodovým jevům spojeným s funkcí rekuperačního modulu. Chování hydraulického okruhu lze tedy poměrně dobře analyticky popsat a modelovat. Rozdíly mezi simulací a měřením se v tomto případě nejvíce projevují u veličin, kde jsem limitován možnostmi měřicího řetězce. Toto velmi dobře popisuje koeficient determinace R^2 v tab. 8, který reprezentuje míru linearitu dat ve srovnání (tedy vhodnost užití lineární regrese). Nízká hodnota koeficientu determinace pak indikuje, že předpoklad o lineární závislosti srovnávaných dat není splněn.

Srovnávaná veličina	Kritérium		
	Korelace R	Koeficient determinace R ²	Rozdíl ploch [%]
Vel	0,995	0,990	-1,6
P_{em}	0,816	0,665	-2,7
Tor	0,958	0,917	-9,3
P_1	0,973	0,947	15,8
P_2	0,976	0,953	3,3
Q_2	0,984	0,968	-3,0

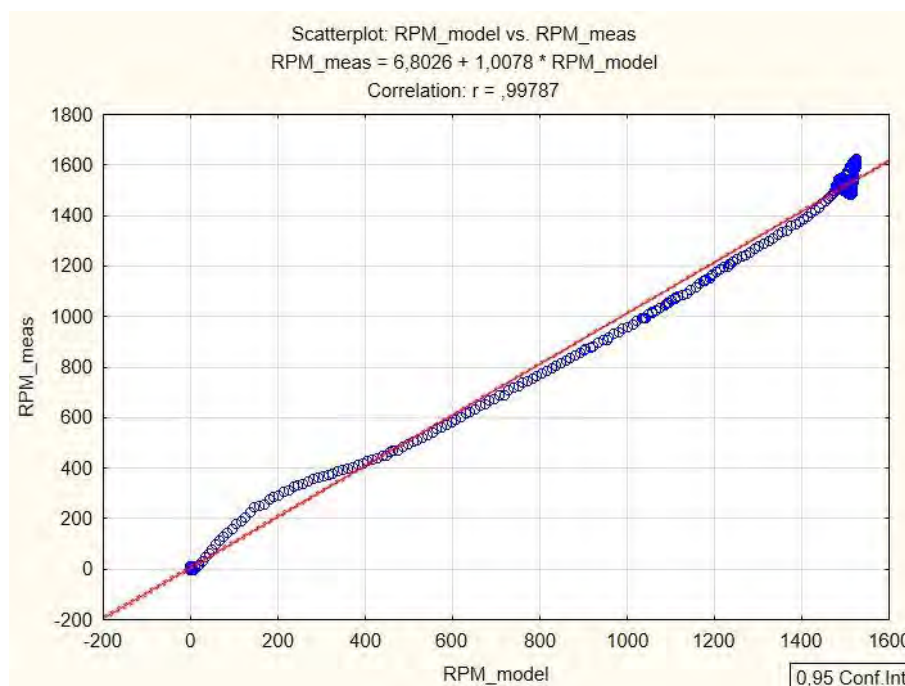
Tab. 8 Vybraná kritéria pro posouzení věrnosti simulovaných dat s měřením, režim SetRPM, rozjezd a brzdění na nominální otáčky 1 500 min⁻¹



Obr. 50 Ověření simulace režimu Accel pro rozsah provozních otáček 0 až 1 500 min⁻¹ (simulace – plná čára, měření – přerušovaná čára)

Verifikace simulačního modelu v rekuperačních cyklech je obtížnější vzhledem k očekávaným přechodovým jevům souvisejícím s řízením toku hydraulické kapaliny prostřednictvím ventilového rozváděče. Na obr. 50 jsou zobrazeny grafy s ověřením modelu v režimu akcelerace s využitím uspořené energie, *Accel*, při zrychlení na nominální otáčky setrvačnicku 1 500 min⁻¹. V tomto případě jsem opět zvolil průběh provozních otáček setrvačnicku za rozhodující veličinu pro verifikaci simulace (graf v levém horním rohu na obr. 50). Protože očekávám vysokou shodu simulovaných a měřených dat, volím opět pro posouzení kritérium korelace dat při použití lineárního regresního modelu. Grafické znázornění lineární regrese je na obr. 51. Posuzován je časový interval 21,5 s až 28,0 s. Před započítáním simulace i měření byl HD akumulátor naplněn cyklem rekuperačního brzdění na ≈ 16 MPa. Dosažená míra shody procesu akcelerace je $> 99\%$. Je však patrné, že pokud bych průběh dynamiky akcelerace otáček hodnotil po kratších časových úsecích, budou se vyskytovat intervaly, kde bude míra korelace výrazně nižší. Příkladem může být úsek na počátku akcelerace v čase 22,2 s až 23,2 s, kdy experimentální stanice zrychluje s vyšší dynamikou než simulace. Podobně na konci akcelerace a přechodu na ustálené nominální otáčky v čase 25,5 s dochází k neuregulování

požadovaných otáček na stanici, které se v simulaci neprojevuje. Tento jev je pravděpodobně způsoben vyšší setrvačností reálného obvodu ve spojení s nižší vzorkovací frekvencí řídicí jednotky na stanici.



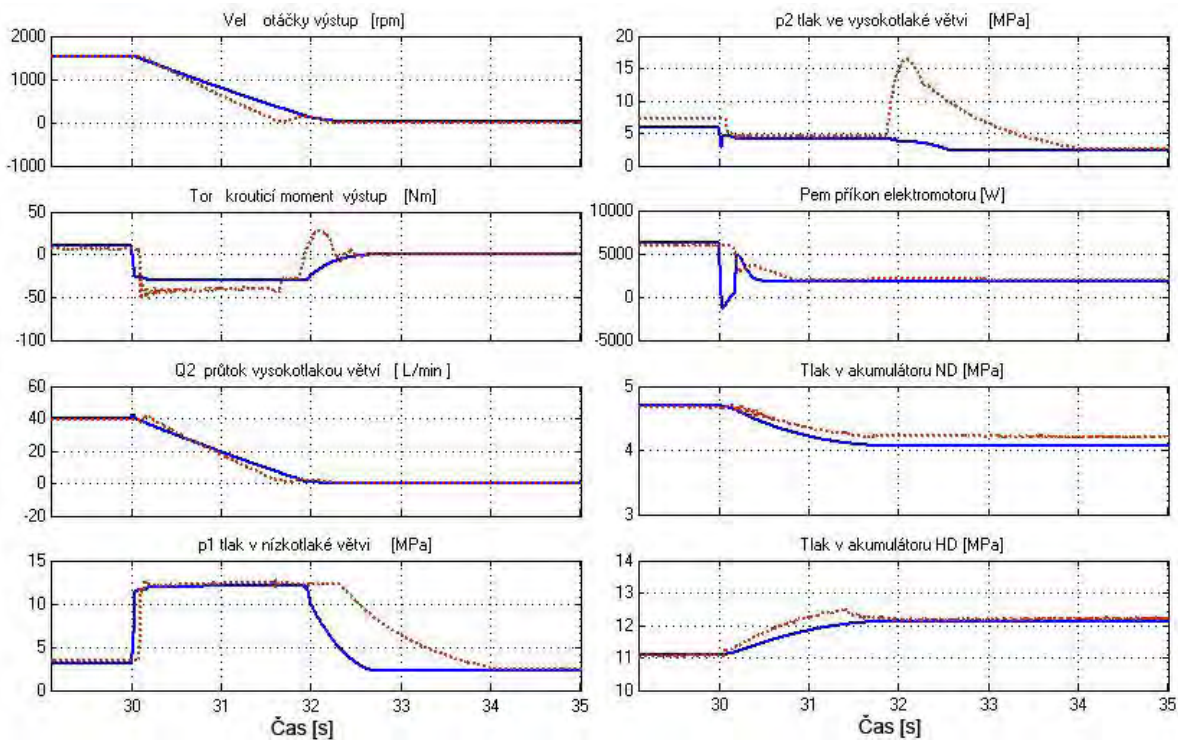
Obr. 51 Korelační diagram pro režim Accel, akcelerace s využitím rekuperované energie na nominální otáčky 1 500 min⁻¹

Srovnávaná veličina	Kritérium		
	Korelace R	Koeficient determinace R ²	Rozdíl ploch [%]
<i>Vel</i>	0,998	0,996	2,3
<i>P_{em}</i>	0,659	0,434	33,2
<i>Tor</i>	0,813	0,661	-6,4
<i>P₁</i>	0,684	0,468	18,0
<i>P₂</i>	0,805	0,648	22,8
<i>ND</i>	0,982	0,964	-2,2
<i>HD</i>	0,996	0,993	-3,6
<i>Q₂</i>	0,996	0,992	-4,6

Tab. 9 Vybraná kritéria pro posouzení věrnosti simulovaných dat s měřením, režim Accel, rozjezd na nominální otáčky setrvačnicku 1500 min⁻¹

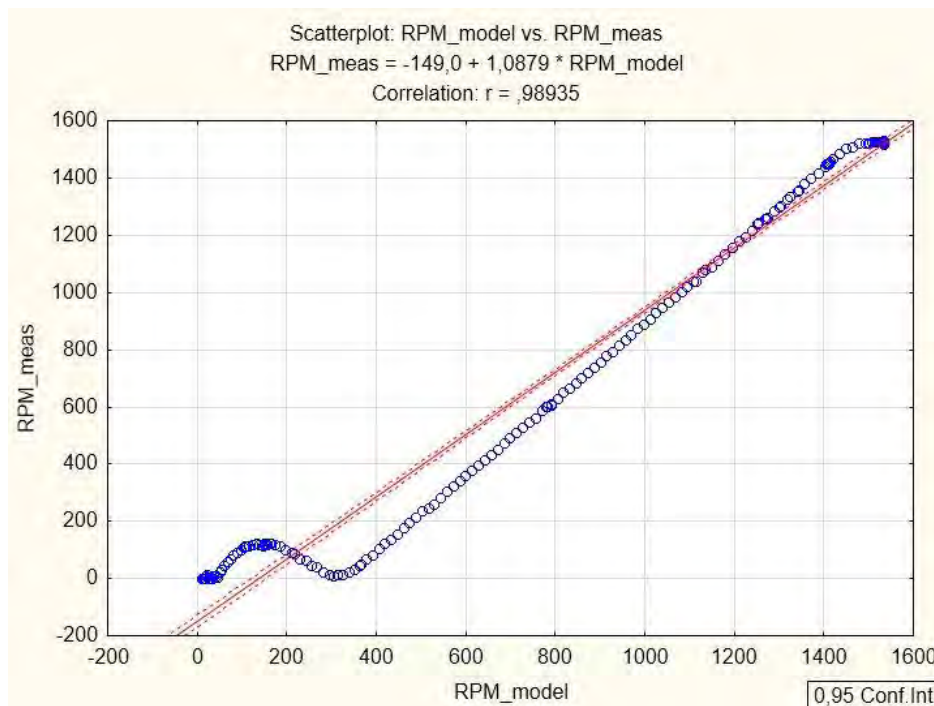
Přehled verifikovaných průběhů sledovaných fyzikálních podle vybraných kritérií je v tab. 9. Při hodnocení akceleračního režimu se opět negativně projevuje také nedostatečná rychlost zpracování dat v převodníku činného výkonu. To se projevuje jak v nízkém koeficientu korelace, který je < 70 %. Také rozdíl ploch pod sledovanými křivkami získaný numerickou integrací je vyšší než 30 %. Dále lze pozorovat významné rozdíly v průběhu tlaků v nízkotlaké i vysokotlaké větvi hydraulického okruhu. Z grafického znázornění průběhů zmíněných veličin je patrné, že simulace vykazuje lepší parametry běhu procesu, než jsou dosaženy na experimentálním zařízení. To je zřejmě dáno zjednodušením modelu a také volbou nastavení kroku řešiče, který pracuje řádově rychleji, než je schopna řídicí jednotka na stanici. Simulace nezahrnuje také dopravní zpoždění ventilův rozváděči. Simulovaný hydraulický okruh se tak chová stabilněji, než je tomu ve skutečnosti. Uvedené rozdíly však lze považovat za přijatelné, jen je třeba počítat se skutečností, že simulovaný proces akcelerace se jeví až o 33 %

energeticky úspornější, než je tomu ve skutečnosti. Simulace tedy bude nadhodnocovat výsledné úspory oproti skutečnosti díky nepřesnostem v modelování vnitřních přechodových stavů hydraulického okruhu. Protože později při optimalizaci posuzují relativní rozdíl v úsporách pro různá nastavení systému, lze očekávat, že zjištěné absolutní rozdíly simulace a měření budou pro jednotlivá nastavení ustálené. Relativní chyba odhadu účinnosti při optimalizaci modelovaného okruhu bude proto menší, než zjištěná vysoká absolutní chyba mezi měřením a simulací. Rozdíly v odhadované úspoře procesu získané při simulaci s úsporou zjištěnou experimentálně jsou analyzovány v kapitole 5.1.2. Z analýzy vyplývá, že se pohybují v rozsahu 0 % až 10 % z možného maxima.



Obr. 52 Ověření simulace režimu Decel pro rozsah provozních otáček 1500 až 0 min^{-1} (simulace – plná čára, měření – přerušovaná čára)

Verifikace modelu v režimu rekuperačního brzdění *Decel* je ilustrována v grafech na obr. 52. Hodnocený časový interval začíná v čase 29,5 s a končí v čase 34,5 s. Při pohledu na průběh simulovaných provozních otáček setrvačnicku (graf v levém horním rohu na obr. 52) je zřejmé, že v tomto režimu je dosaženo nejmenší shody reálných a simulovaných odezev jmenované veličiny. Problém je způsoben tím, že řídicí jednotka na stanici nebyla schopna při brzdění zcela uregulovat setrvačnick. Ten se na konci brzdného cyklu začal opět zrychlovat s opačným smyslem otáčení, což byl nežádoucí jev, který se bohužel nepodařilo na zkušební stanici odstranit. I přesto je v hodnoceném časovém okně dosažena míra shody simulace a měření procesu decelerace s rekuperací > 99 %, viz diagram korelace na obr. 53. Rozdílná dynamika brzdného procesu se více projevuje v rozdílu plošných integrálů, který je 13 % ve prospěch simulovaných hodnot. To naznačuje stabilnější proces brzdění v simulaci, jak je patrné z grafu.



Obr. 53 Korelační diagram pro režim Decel, decelerace s ukládáním brzděné energie z nominálních otáček $1\,500\,min^{-1}$

Srovnávaná veličina	Kritérium		
	Korelace R	Koeficient determinace R^2	Rozdíl ploch [%]
V_{el}	0,989	0,978	-13,0
P_{em}	0,153	0,023	17,8
Tor	0,682	0,465	15,8
P_1	0,686	0,470	10,1
P_2	0,216	0,046	37,0
ND	0,994	0,989	2,2
HD	0,957	0,915	1,5
Q_2	0,989	0,979	-3,5

Tab. 10 Vybraná kritéria pro posouzení věrnosti simulovaných dat s měřením, režim Decel, dojezd z nominálních otáček setrvačnicku $1500\,min^{-1}$

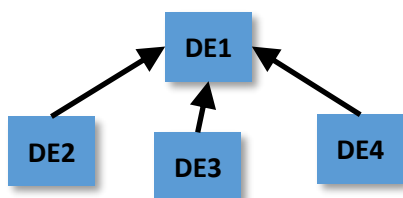
Přehled hodnocených průběhů fyzikálních veličin je uveden v tab. 10. Podobně jako v předchozích případech se negativně projevuje chyba měření činného výkonu. Největší rozdíly lze pozorovat v průběhu tlaku ve vysokotlaké větvi okruhu. Zde se v měření vyskytuje významná tlaková špička $\approx 16\,MPa$, která se nebezpečně blíží nastavení bezpečnostních ventilů v hydraulickém okruhu stanice. Tlaková špička je způsobena přetočením setrvačnicku a snahou řízení stanice o jeho následné dobrzdění. Podobný průběh lze sledovat taktéž u porovnání průběhů točivého momentu na výstupu z hydromotoru. Opět jsem proto předpokládal, že ačkoliv absolutní chyba simulace je u některých sledovaných fyzikálních veličin poměrně vysoká, tak relativní chyba při porovnání jednotlivých cyklů při optimalizaci bude přijatelná. Tento předpoklad lze ověřit v kapitole 5.1.2, kde je zpracováno porovnání úspory energie dosažené optimalizací simulovaného obvodu a experimentální stanice. Relativní chyba odhadu a skutečné úspory se pohybuje v rozsahu 1 % až 11 % ve prospěch simulace a v závislosti na provozních podmínkách a sledované fyzikální veličině. Je však třeba poznamenat, že bez možnosti detailního experimentálního ověření parametrů klíčových komponent zapojených do

procesu brzdění (hydraulické akumulátory, tuhost vedení, hydrodynamické odpory, setrvačné hmoty atd.) by snaha o další zpřesnění modelu zřejmě byla nedosažitelná pro extrémní časové nároky na nepřímou identifikaci parametrů, či ekonomických nároků na zajištění potřebné měřicí aparatury.

4.2.4 Optimalizace řízení ventilového bloku v simulačním modelu

Po identifikaci parametrů a ověření funkce simulačního modelu bylo přistoupeno k optimalizaci nastavení hydraulického okruhu s rekuperačním modulem. Popis způsobu optimalizace nastavení uvádím v práci pro pochopení postupu, jakým byly dosaženy nastavení modulu podrobená experimentálnímu ověření. Na procesu optimalizace jsem participoval opět ve fázi experimentálního ověření, analýze a vyhodnocení navrženého časování ventilového bloku. Text této kapitoly je založen na společných publikacích s Ing. Tomášem Panáčkem [42], [48] a [49], který se na optimalizaci s pomocí genetických algoritmů specializoval, je autorem použitého optimalizátoru a jeho implementace. Uvedené texty se staly také součástí zpráv projektu EUREKA [29], [39] a [40].

Nastavení ventilového bloku zahrnovalo velký počet možných kombinací časových zpoždění jednotlivých ventilů. Experimentální optimalizace ručním nastavováním hodnot zpoždění ventilů a následné experimentální ověřování funkčnosti se proto jeví jako velmi neefektivní. Do simulačního modelu byl implementován optimalizační algoritmus, který měl za úkol odhadovat vhodné časování ventilového bloku. Simulací navržené časování bylo uvažováno jako inicializační, protože zjednodušený model se nechoval zcela shodně s reálnou stanicí. Proto jsem pro navržené simulované nastavení parametrů řízení ventilů následně prováděl experimentální ověření. V případě potřeby jsem realizoval průběžné experimentální „doladění“ nastavení parametrů stanice na základě průběžné analýzy experimentálních dat v průběhu měření.



Obr. 54 Hierarchická struktura paralelního asynchronního optimalizátoru (DE1 – nejvyšší instance, DE2, 3 a 4 podřízené instance) [49]

Proces optimalizace simulovaného ventilového bloku byl navržen na bázi genetického algoritmu. K optimalizaci byl Ing. Panáčkem sestaven asynchronní paralelní optimalizátor (obr. 54), který pracoval současně s několika propojenými instancemi založenými na algoritmu diferenciální evoluce [50]. Každá podřízená instance optimalizátoru paralelně prováděla iterace, dokud nebyly splněny předepsané podmínky pro zastavení procesu. Poté byla výsledná nejlepší iterace předána hierarchicky nadřazené instanci, která porovnávala všechny obdržené výsledky z podřízených instancí. Hierarchicky nejvýše postavená instance nakonec vybrala nejlepší dosažené řešení v závislosti na nastavených kritériích a ukončila proces optimalizace. Proces optimalizace byl postupně rozšířen z parametrů časování ventilového bloku také na návrh nastavení dalších provozních parametrů hydraulického okruhu jako např. tlak dusíku v akumulátorech, řízení objemového průtoku v HG a HM apod. V následující stati bude ukázán proces optimalizace časování řízení ventilového bloku pro režim *Accel* na experimentální stanici.

Popis pracovního cyklu pro optimalizaci parametrů

Z výchozího režimu *SetRPM* s nulovým nastavením nulových provozních otáček se v čase 0,5 s přejde do režimu *Accel* s nastavením výstupních otáček na 1500 min^{-1} . V čase 1,5 s dojde k vybití zásobníku a režim *Accel* se změní zpět na režim *SetRPM*. Dojde tedy k přepnutí ventilů na začátku a konci cyklu (zde konkrétně ventilů V4 – V6; ventily V1 – V3 svůj stav nemění).

Časování signálů

Je zaveden vektor časování ventilového bloku:

$$\mathbf{t}_{R1,R2} = (t_{R1,R2,V1}, t_{R1,R2,V2}, \dots, t_{R1,R2,V6}), \quad (1)$$

kde *R1* představuje výchozí provozní režim stanice a *R2* režim, do něhož stanice přechází. Složky vektoru $t_{R1,R2}$ určují časové zpoždění řídicího signálu příslušného ventilu v milisekundách od okamžiku změny provozního režimu z *R1* do *R2*.

Účelová funkce

Hodnotícím kritériem pro posouzení optimalizace je účinnost procesu rekuperace:

$$\eta = \frac{E_2}{E_1}, \quad (2)$$

kde E_1 je energie spotřebovaná elektromotorem a E_2 je kinetická energie setrvačníku určená podle jeho úhlovou rychlosti a momentu setrvačnosti:

$$E_2 = \int_0^{t_{max}} P_2(t) dt, \quad (3)$$

$$P_2(t) = \frac{d\left(\frac{1}{2}I\omega^2\right)}{dt}. \quad (4)$$

Pro účely optimalizace je E_1 nahrazena energií E_0 , definovanou jako integrál příkonu elektromotoru P_{em} korigovaného o ustálené hodnoty P_{ust} (ztráty):

$$E_0 = \int_0^{t_{max}} (P_{em}(t) - P_{st}(t)) dt, \quad (5)$$

$$P_{st}(t) = P_{st1} + \omega(t) \frac{P_{st2} - P_{st1}}{\omega_{st2} - \omega_{st1}}, \quad (6)$$

kde P_{ust1} a P_{ust2} jsou ustálené hodnoty příkonu elektromotoru před začátkem, resp. po ukončení testovacího pracovního cyklu. Obdobně ω_{ust1} a ω_{ust2} jsou hodnoty otáček setrvačníku před a po ukončení testovacího pracovního cyklu.

Účelová funkce je sestavena na základě vztahů (3) a (5) ve tvaru:

$$f_u = k_p \frac{E_2}{E_0}. \quad (7)$$

Koeficient k_p představuje kritérium pro penalizaci nežádoucích řešení – takových, kdy při daném vektoru časování je průtok $Q_{poj}(t)$ pojistnými ventily nenulový:

$$k_p = \begin{cases} 1, & Q_{saf}(t) = 0, t \in \langle 0; t_{max} \rangle \\ 0, & \text{other cases} \end{cases} \quad (8)$$

Interval $\langle 0; t_{max} \rangle$ představuje dobu trvání experimentu. Kritériem pro vyřazení iterace je sepnutí simulovaných bezpečnostních prvků hydraulického okruhu, které indikuje nežádoucí maření energie a tedy i chybné nastavení procesu rekuperace.

Popis optimalizačního algoritmu

Jedna instance optimalizátoru představuje množinu vektorů možných řešení P_g . Vytváření prvků množiny nových vektorů P_{g+1} , o počtu N vektorů ze stávající množiny P_g je podle vzťahu:

$$v_{i,g+1} = x_{i,g} + F(x_{rand1,g} - x_{rand2,g}), \quad (9)$$

kde index g je pořadí iterace řešení, $i = 1..N$, $x_{i,g}$ je tzv. báze vektor a $x_{rand1,g}$ a $x_{rand2,g}$ jsou náhodně volené vektory z množiny P_g . Faktor zesílení F ovlivňuje rychlost konvergence.

Následně se vytváří zkušební vektor $u_{i,g+1}$ tak, že se složky vektoru $v_{i,g+1}$ zamění s odpovídajícími složkami vektoru $x_{i,g}$ a určí se hodnota účelové funkce $f_u(u_{i,g+1})$. Do množiny vektorů možných řešení je zařazen ten z vektorů $x_{i,g}$ a $u_{i,g+1}$ jehož účelové funkce má vyšší hodnotou.

Počet iterací závisí na předepsané podmínce pro ukončení procesu. Obvykle se předepisuje počet nových nalezených řešení na počet iterací. Tato podmínka byla aplikována i na popsany algoritmus optimalizace. Algoritmus optimalizace byl implementován Ing. Panáčkem. Hodnocení kvality navrženého řešení (výpočet hodnoty kritériální funkce) je implementováno v simulačním modelu v prostředí Matlab/Simulink, ze kterého je volána rutina optimalizátoru implementovaného v prostředí .NET.

Příklad optimalizace simulovaného pochodu Accel

Na počátku procesu optimalizace byla určena účinnost simulovaného režimu akcelerace bez rekuperace, tj. pro režim *SetRPM*. Ventilový blok je pouze v základním nastavení (není řízen) a všechny ventily zůstávají v základním stavu po celý běh simulace. Spotřebovaná energie elektromotoru určená simulací byla $E_1 \cong 25,85$ kJ a energie setrvačnicku $E_2 \cong 7,68$ kJ. Hodnota účinnosti, určená dle vztahu (2), byla $\eta = 29,75$ %.

Následně proběhla simulace režimu akcelerace s rekuperací bez zavedení optimalizace parametrů. Nastavení ventilového bloku nebylo optimalizováno a byly proto použity nulová zpoždění jednotlivých ventilů. Vektor časování ventilového bloku měl následující tvar:

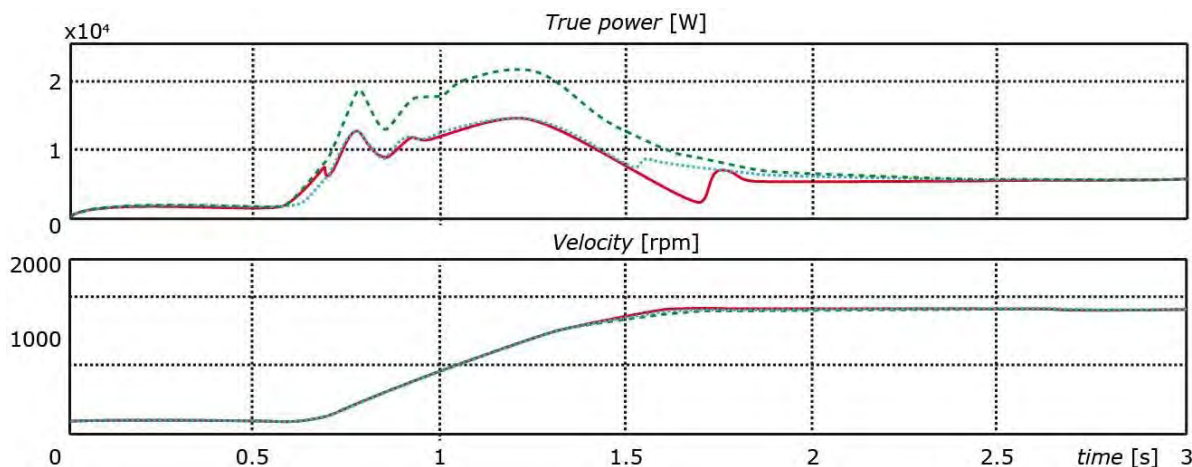
$$\mathbf{t}_{SetRPM,Accel} = (0, 0, 0, 0, 0, 0, 0), \quad \mathbf{t}_{Accel,SetRPM} = (0, 0, 0, 0, 0, 0, 0)$$

Energie spotřebovaná elektromotorem v simulovaném režimu *Accel* před optimalizací byla $E_1 \cong 20,39$ kJ a energie setrvačnicku $E_2 \cong 7,72$ kJ. Hodnota účinnosti procesu akcelerace byla $\eta = 37,88$ %. Účinnost procesu akcelerace v simulovaném pracovním cyklu tedy proti režimu bez rekuperace narostla o 8,13 %.

Následoval proces optimalizace časování ventilového bloku. Jako inicializační vektor bylo použito nulové časování z předchozího kroku. Navržené časování ventilového bloku po optimalizaci bylo následující:

$$\mathbf{t}_{SetRPM,Accel} = (0, 0, 0, 160, 0, 20), \quad \mathbf{t}_{Accel,SetRPM} = (0, 0, 0, 60, 200, 80)$$

Energie spotřebovaná elektromotorem byla $E_1 \cong 19,20$ kJ a energie setrvačnicku $E_2 \cong 7,74$ kJ. Dosažená hodnota účinnosti stoupla na $\eta = 40,28$ %. Nárůst účinnosti byl za uvedených podmínek o 2,4 % v porovnání s neoptimalizovaným režimem asistované akcelerace. Simulací s využitím optimalizace byl tedy dosažen celkem 10,53% nárůst účinnosti procesu akcelerace oproti akceleraci bez rekuperace energie. V praxi by se vyšší účinnost procesu projevila snížením zátěže spalovacího motoru při akceleraci vozidla. Srovnání časových průběhů příkonu elektromotoru a výstupních otáček s časováním ventilů a bez časování je na obr. 55. Energetickou úsporu jednotlivých procesů by bylo možné vyjádřit jako rozdíl ploch pod jednotlivými křivkami.



Obr. 55 Průběhy vybraných veličin při optimalizaci; True power – činný výkon motoru, Velocity – pracovní otáčky setrvačnicku; čárkovaně – před optimalizací, tečkovaně – 1. optimalizace, plná – 2. optimalizace [42]

4.2.5 Metoda posouzení účinnosti rekuperace při simulaci

Kritériem pro posouzení rekuperačního potenciálu simulovaných variant nastavení provozních parametrů stanice byla energetická účinnost cyklu. Základní rovnici pro stanovení účinnosti lze zapsat dvojím způsobem. Pro výkonovou účinnost procesu lze psát:

$$\eta_{proc}(t) = \frac{P_{out}(t)}{P_{in}(t)}, \quad (10)$$

kde P_{out} je okamžitý výstupní výkon a P_{in} je okamžitý vstupní výkon. Při energetickém přístupu je účinnost procesu určena jako poměr vydané výstupní energie E_{out} ku spotřebované vstupní energii E_{in} . Pro účinnost pak platí rovnice

$$\eta_{proc} = \frac{E_{out}}{E_{in}}. \quad (11)$$

Okamžitá výkonová účinnost podle rovnice (10) je výhodná pro posouzení samostatných přechodových jevů. Posouzení celkové účinnosti rekuperace při simulaci cyklických zkoušek je výhodnější pomocí energetického přístupu dle rovnice (11).

Energii spotřebovanou při simulaci cyklického provozu stanice bez rekuperace lze popsat rovnicí:

$$E_{nerekup} = \int_0^t P_{em} dt, \quad (12)$$

kde t je trvání hodnoceného úseku a P_{em} je příkon elektromotoru.

Energii spotřebovanou při rekuperačním cyklu lze psát jako:

$$E_{rekup} = \int_0^t P_{em} dt + \int_0^t P_{hydHD} dt + \int_0^t P_{hydND} dt, \quad (13)$$

kde P_{hydHD} je hydraulický výkon odebraný z HD akumulátoru a P_{hydND} je hydraulický výkon odebraný z ND akumulátoru. Pokud akumulátor v cyklu energii dodává, pak bude mít příslušný výkon záporné znaménko a naopak.

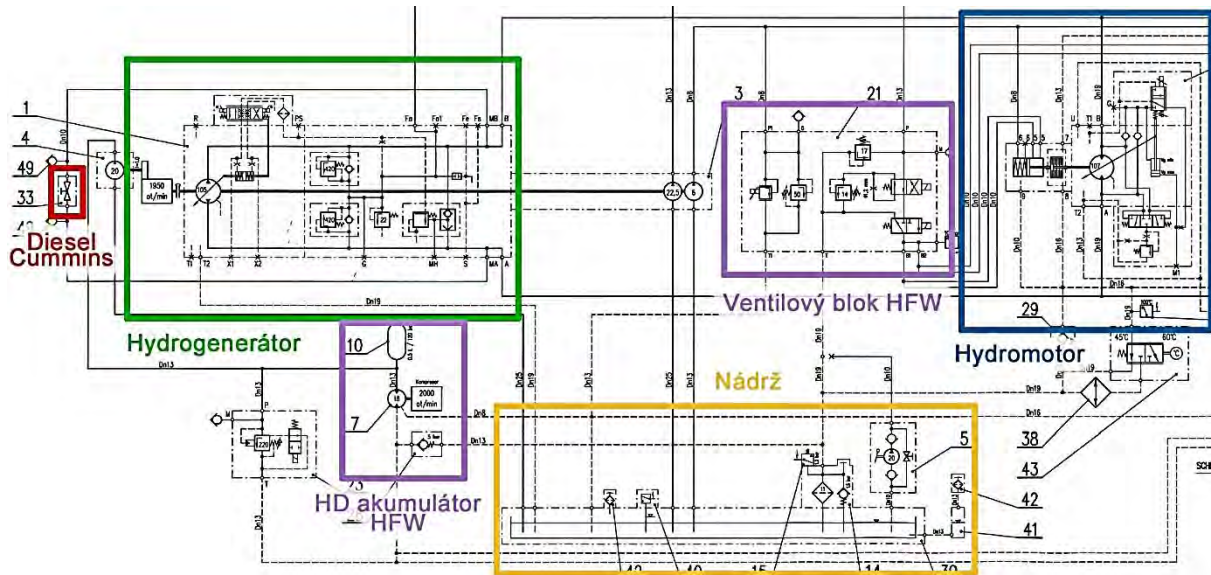
K hodnocení cyklu je pak výhodné určit poměr relativní úspory energie

$$\Delta E_{rekup} = \frac{E_{nerekup} - E_{rekup}}{E_{nerekup}}. \quad (14)$$

Stejný vztah lze také snadno použít k hodnocení energetické úspory z experimentálně stanovených dat, kde je určena spotřeba elektrické energie numerickou integrací křivky průběhu činného výkonu pohonu experimentální stanice.

4.3 Návrh rekuperačního modulu pro experimentální vozidlo

4.3.1 Koncepční návrh



Obr. 56 Výřez ze schématu hydraulického okruhu pneumatikového válce AP 240 H v experimentální verzi

Koncepční návrh hydraulického rekuperačního modulu byl především v kompetenci týmů řešitelů z firmy Bosch Rexroth. Přesto, že jsem se na vývoji koncepce přímo nepodílel, považuji za důležité popsat odlišnosti ve srovnání s experimentální stanicí. Provedené změny při aplikaci na experimentální vozidlo jsem musel uvažovat později při analýze experimentálních dat, která již byla v mé kompetenci.

Konstrukce rekuperačního modulu pro experimentální vozidlo byla přímo odvozena z rekuperačního modulu laboratorní stanice. Pneumatikový válec AP 240 H byl od výrobce vybaven hydrostatickým pohonem shodné koncepce jako hydrostatický pohon použitý na experimentální stanici. K pohonu hydrogenerátoru typu A4VG/105 slouží vznětový agregát Cummins. Kola vozidla jsou poháněna dvěma hydromotory typu A10VM s řízeným geometrickým objemem viz obr. 17. a obr. 56 Konstrukce čerpadel HG a HM byla taktéž shodná s komponenty použitými u laboratorní stanice, pouze se jedná o výkonnější modely. Jak

bylo zmíněno v kapitole 2.3, k experimentům byl zapůjčen stejný stroj, na jakém byly dříve realizovány ve výsledku nepříliš úspěšné experimenty při vývoji modulu Hydraulic Flywheel (viz kapitola 2.4). Nepříjemným vedlejším efektem bylo, že komponenty hydraulického okruhu HFW zůstaly zapojeny, jak je vidět na výřezu ze schématu hydraulického schématu na obr. 56. Koncepce HFW modulu byla paralelní, zatímco nově vyvíjený modul měl být zapojen do hydraulického okruhu sériově. Bylo tedy třeba, pokud možno, odpojit komponenty modulu HFW, aby neovlivňovaly funkci nového modulu. V hydraulickém okruhu byl nahrazen původní HD akumulátor dvěma novými akumulátory, jedním vysokotlakým a jedním nízkotlakým. Zcela nahrazen byl také ventilový rozváděč, jehož konstrukce je podrobněji popsána v kapitole Příloha 5. Zde bylo oproti stanici třeba uvažovat skutečnost, že válec musí být schopen jezdit oběma směry, což na stanici nebylo vyžadováno.

Hydraulický okruh vozidla se od okruhu experimentální stanice odlišuje také dosahovanými provozními tlaky a průtoky v okruhu. Zatímco dosahované tlaky v systému jsou vyšší pouze v řádu desítek procent, průtoky jsou navýšeny několikanásobně. Přehled základních technických parametrů hydraulického okruhu je zpracován v tab. 11.

provozní parametr	hodnota	jedn.
maximální průtok	210	l/min
nominální provozní tlak	35	MPa
maximální provozní tlak (pojistné ventily)	40	MPa

Tab. 11 Technické parametry hydraulického okruhu pneumatikového válce

Odhadovaná kinetická energie teoreticky dostupná pro rekuperační modul za ideálních podmínek je v závislosti na rychlosti a váze pneumatikového válce uvedena v tab. 12.

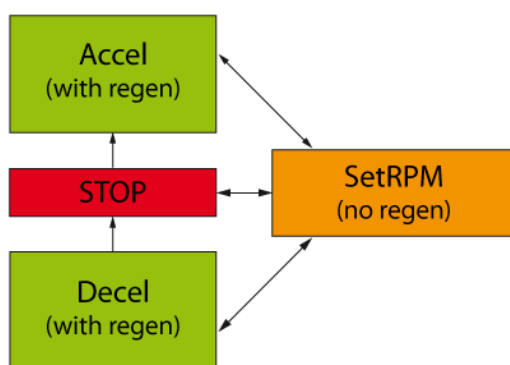
Rychlost válce [km/h]	Hmotnost válce [t]		
	10	18	24
Dosažitelná kinetická energie [kJ]			
4	6,2	11,1	14,8
8	24,7	44,4	59,3
12	55,6	100,0	133,3
16	98,8	177,8	237,0

Tab. 12 Teoretický energetický potenciál pro rekuperaci

4.3.2 Pracovní režimy pneumatikového válce

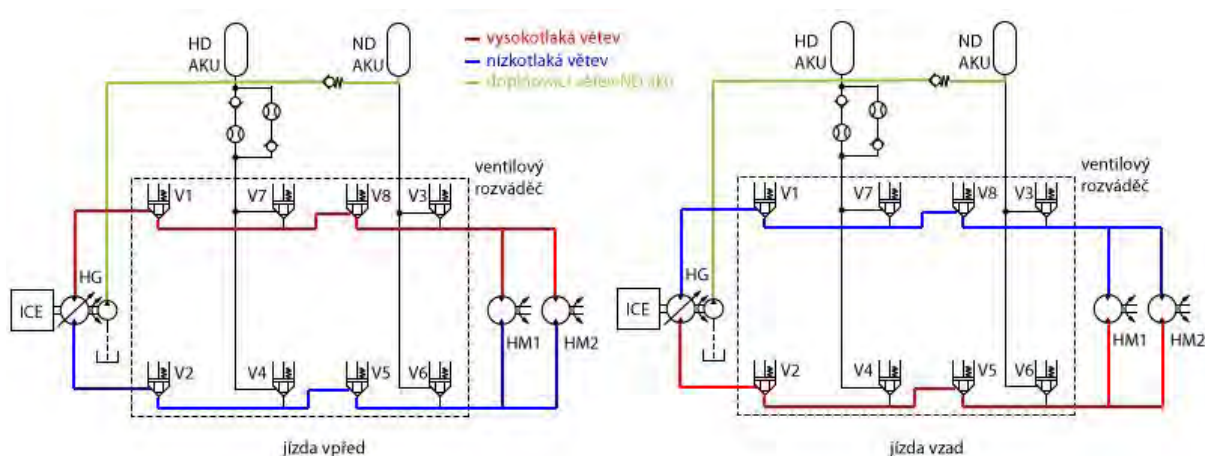
Základní pracovní režimy experimentálního vozidla byly v podstatě shodné s pracovními cykly na stanici. Schematicky jsou provozní režimy válce zobrazeny blokově na obr. 57, blokové schéma pracovních režimů stanice je na obr. 27. Základním provozním režimem byla tedy jízda v režimu hydrostatického pohonu bez aktivní rekuperace, která odpovídala režimu *SetRPM* na stanici. Na stroji je tento režim nazván *Free Run*. Změněný název režimu byl odvozen ze skutečnosti, že na rozdíl od stanice řidič ovládal reálný akcelerační pedál, kterým regululoval rychlost válce. Oproti stanici však řidič nebyl vždy schopen udržet výstupní otáčky z HM neměnné podle modelových předpokladů. S aktivním zapojením modulu rekuperace byly spojeny režimy brzdění a akcelerace, které by odpovídaly režimům *Decel* a *Accel*. Název těchto režimů byl v terminologii používané v souvislosti s vozidlem

zachován. Na vozidle nebyl implementován režim předběžného plnění ND akumulátoru, který se tlakuje automaticky po startu vozidla. Dále bylo třeba uvažovat reverzaci chodu stroje, která byla nutná pro správnou funkci pojezdu válce. Při dokončovacích pracích a při zhutňování povrchů nemusí být žádoucí, aby se válec na zpevňované ploše otáčel na koncích pracovního úseku. Při otáčení těžkého stroje by hrozilo zvýšené riziko poškození upravovaného povrchu, jako např. potrhání nebo zvrásnění dokončované vrstvy. Tento problém pak řeší právě možnost reverzace chodu, která je v případě hydrostatického pohonu jednoduše dosažitelná.

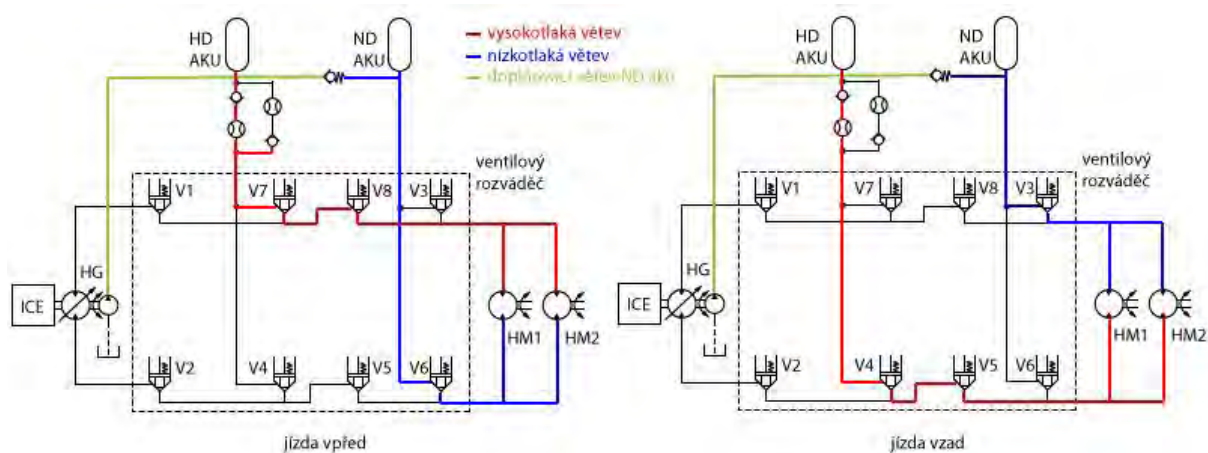


Obr. 57 Blokové schéma pracovních režimů pneumatikového válce

Zjednodušené schéma základního provozního režimu (*Free Run*) experimentálního vozidla je zobrazeno na obr. 58. Ve schématu jsou zobrazeny klíčové akční členy hydraulického obvodu včetně ventilů a hydraulických akumulátorů. Ve schématu je taktéž vyznačeno proudění hydraulického oleje obvodem. Z obrázků je zřejmé, že v režimu *Free Run* se jedná o uzavřený hydraulický okruh, kdy olej proudí pouze mezi hydrogenátorem a hydromotory. V tomto režimu jsou akumulátory odpojené z uzavřeného okruhu pohonu. ND akumulátor je však připojen k čerpadlu prvního plnění, které jej v režimu *Free Run* tlakuje. Nahrazuje tak režim plnění nízkotlakého akumulátoru, který byl na stanici spouštěn ručně. V akumulátoru je tak neustále udržován žádaný tlak a objem hydraulického oleje a je připraven na práci v režimu rekuperace. Červenou barvou je zvýrazněna vysokotlaká větev okruhu a modrou barvou nízkotlaká. Při reverzaci chodu dojde pouze k záměně vysokotlaké a nízkotlaké větve. Nedochozí k přepínání stavu ventilů, které setrvávají v základním nastavení.

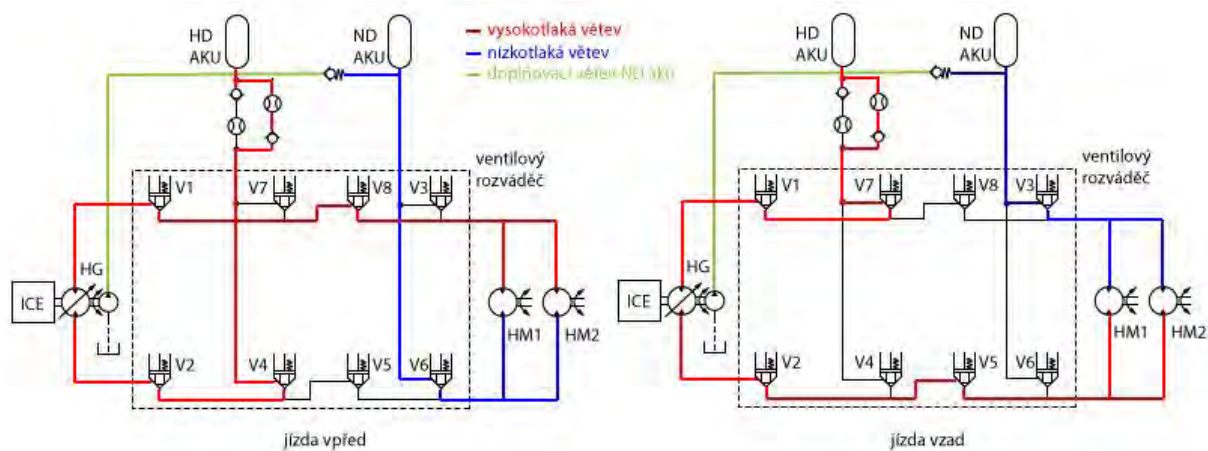


Obr. 58 Schéma pracovního režimu *Free Run*



Obr. 59 Schéma pracovního režimu Decel

Při rekuperačním brzdění vozidla se od hydraulického okruhu zcela odpojí HG. HM převezme funkci generátoru a mechanickou energii vznikající při brzdění převede na energii hydraulickou, kterou ukládá do HD zásobníku. V režimu *Free Run* obstarává brzdění hydrogenerátor, což má za následek negativní efekt, kdy HG začne pohánět ICE. Zvyšuje tak otáčky spalovacího motoru, což může vést až k poškození motoru. Při rekuperačním brzdění je tento efekt zcela eliminován. Zjednodušené schéma režimu *Decel* s vyznačenými toky hydraulické kapaliny je na obr. 59. Při brzdění je hydromotorem přečerpáván hydraulický olej z ND akumulátoru do HD akumulátoru. Je proto nutné, aby byl ND akumulátor naplněn dostatečným množstvím hydraulického oleje před započítím brzdění, což na vozidle zajišťuje čerpadlo prvního plnění. Vzhledem k tomu, že v ND akumulátoru je nižší tlak dusíkové náplně než v HD akumulátoru, je schopen pojmout dostatečný objem hydraulického oleje, aby nedošlo k jeho vyčerpání za standardního průběhu brzdění. Dynamika brzděného procesu je dána nastavením provozních parametrů akumulátorů a odporem hydraulické kapaliny při proudění okruhem. Vozidlo je proto vybaveno také bezpečnostní mechanickou brzdou, která zajistí brzdění i v případě, že by došlo k selhání rekuperačního brzdění, nebo byl požadavek na brzdění příliš agresivní. Jestliže v průběhu brzdění dojde k naplnění HD akumulátoru, přejde ŘJ pohonu vozidla do režimu prostého hydrostatického pohonu (*Free Run*).



Obr. 60 Schéma pracovního režimu Accel

V případě, že je HD akumulátor „nabitý“ rekuperovanou brzdovou energií, je možné energii zpětně využít při akceleraci vozidla. Výstup z HM je připojen k ND akumulátoru. HD

akumulátor je připojen ke vstupu do HG a dodává energii. Na vstup do HG je tedy přiveden tlak odpovídající tlaku v HD zásobníku. Tlak na výstupu z HG odpovídá požadavkům na akceleraci vozidla. HG pak při akceleraci pouze dorovná rozdíly tlaků mezi vstupem a výstupem. Ten je však výrazně nižší než ve standardním režimu *Free Run*. Výsledkem je, že spalovací motor není při akceleraci tolik zatížen a má tedy nižší spotřebu. Zároveň nedochází ke snižování pracovních otáček ICE nadměrným zatěžováním při akceleraci, které může vést i k „udušení“ motoru. Režim *Accel* je ukončen buď vyčerpáním HD akumulátoru, nebo dosažením požadované rychlosti vozidla. Po ukončení rekuperační akcelerace přechází vozidlo do režimu *Free Run*. Schematicky je režim znázorněn na obr. 60.

4.3.3 Měřicí řetězec pro aplikaci na vozidle

Sestavení měřicího řetězce pro vozidlo bylo obtížnější než v případě experimentální laboratorní stanice. Na vozidle byly jen velmi omezené možnosti přizpůsobení hydraulického systému pro účely měření, což bylo dáno jak ztíženým přístupem ke komponentům hydraulického okruhu vozidla, tak i nedostatkem místa pro umístění měřicí aparatury. Koncept měřicího řetězce jsem proto musel přepracovat tak, aby byla realizovatelná na pneumatikovém válci. Pod dohodu s řešiteli z firmy Bosch Rexroth se jádrem měřicího systému stal přenosný analyzátor Hydrotechnik MultiSystem 5060 s funkcí dataloggeru, zobrazený na obr. 61.

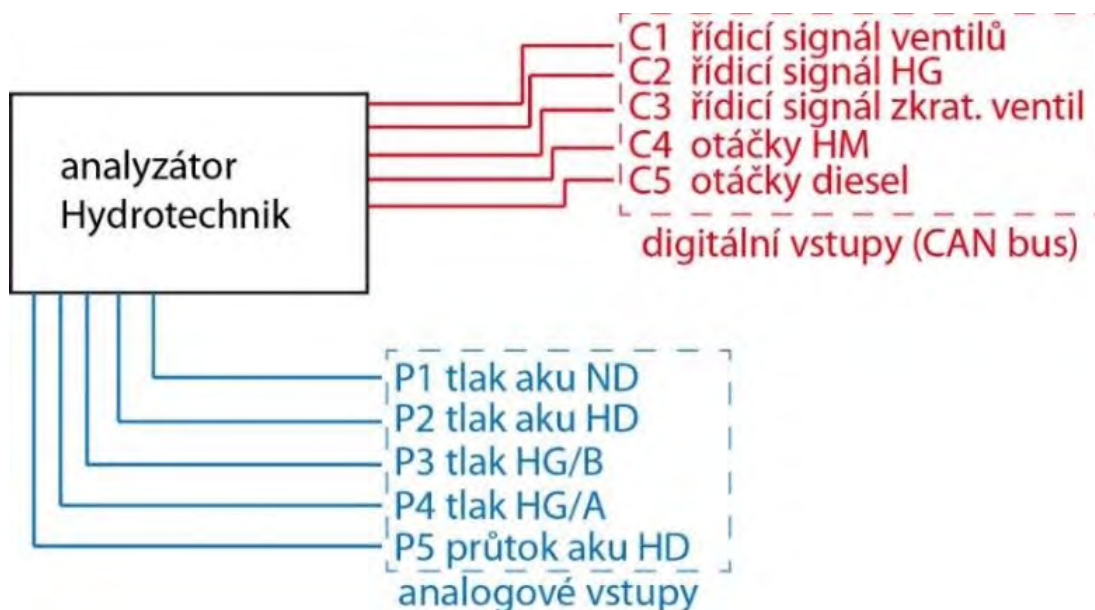


Obr. 61 Analyzátor Hydrotechnik MultiSystem 5060 [38]

Analyzátor byl vybaven šesti analogovými vstupními kanály s rozsahem 0 až 10 V se vzorkovací frekvencí až 5 kHz a digitálním 13 bitovým převodníkem, dvěma digitálními kanály s rozsahem 5 až 30 V a 0,25 až 10 kHz a integrovaným převodníkem sběrnice CAN (Control Area Network) dle SAE J1939. Zařízení bylo vybaveno paměťovou kartou, na kterou byla ukládána měřená data. Vzorkovací frekvence záznamů daného zařízení může být až 1 000 Hz. Napájení analyzátoru z integrovaných baterií bylo ve vozidle rovněž výhodné. S měřicím PC lze komunikovat přes USB sběrnici. Zařízení bylo také v omezené míře schopno zobrazovat měřené údaje na displeji pro okamžitou kontrolu. Pokročilejší analýzy a příprava dat pro prezentaci však musely být provedeny až v postprocessingu na PC. Výstupní soubory z analyzátoru mají standardní formát .csv, který je možno zpracovávat ve většině inženýrských aplikací určených k analýze dat (Excel, Matlab, MathCAD apod.).

Schéma měřicího řetězce aplikovaného na vozidle je na obr. 62. Na vozidle byly měřeny tlaky ve vysokotlakém a nízkotlakém akumulátoru a tlaky v nízkotlaké (A) a vysokotlaké (B) větvi hydrogenerátoru. Dále byly měřeny průtok média do HD akumulátoru, rychlost vozidla

a logovány vybrané záznamy ze sběrnice CAN. Přehled všech měřených provozních parametrů a veličin je v tab. 13.



Obr. 62 Schéma měřicího řetězce na vozidle [38]

Pro měření tlaku byly použity čtyři tlakové snímače Hydrotechnik s rozsahem 0 – 40 MPa a výstupním signálem 4 – 20 mA v proudové smyčce. Před vysokotlaký akumulátor je zařazen také mechanický průtokoměr, který sloužil ke kontrole míry naplnění akumulátoru hydraulickým médiem a podle potřeby byl připojován zapojen také do měřicího řetězce. Výstup průtokoměru je zapojen v proudové smyčce s rozsahem 4 až 20 mA pro 9 až 300 l/min. Ostatní veličiny byly čteny ze sběrnice CAN bus. Informace o otáčkách ICE a hydromotoru byly součástí informací, které poskytuje standardní ŘJ hydrostatického pohonu válce. Signály s informacemi pro řízení ventilového bloku rekuperačního modulu posílala samostatná ŘJ rekuperačního modulu, která používala taktéž protokol a sběrnici CAN.

Označení	Popis	Kanál	Jednotka
C1	řídicí signály pro ventily hydraulického rozváděče	CAN bus	
C2	řídicí signál hydrogenerátoru	CAN bus	%
C3	řídicí signál pro zkratovací ventil V9 a směrový údaj	CAN bus	
C4	otáčky hydromotoru	CAN bus	rpm
C5	otáčky spalovacího motoru	CAN bus	rpm
P1	tlak AKU ND	Analogový	bar
P2	tlak AKU HD	Analogový	bar
P3	tlak- hydrogenerátor, větev B	Analogový	bar
P4	tlak- hydrogenerátor větev A	Analogový	bar
P5	Průtok do HD AKU	Analogový	l/min

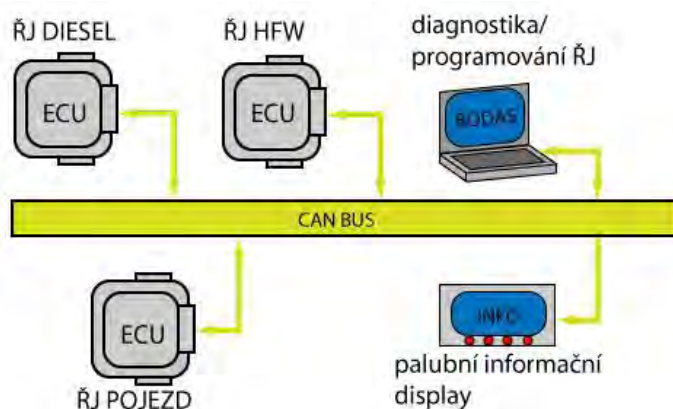
Tab. 13 Přehled parametrů a veličin měřených na vozidle

4.3.4 Řídicí systém systému pojezdu s rekuperačním modulem

Realizace řídicího systému rekuperačního modulu proběhla pod vedením aplikační skupiny řešitelů z firmy Bosch Rexroth. Jelikož jsem se podílel na experimentálním ověřování prototypu modulu na vozidle, považuji za vhodné zařadit popis problematiky řízení rekuperačního modulu do habilitační práce pro lepší pochopení problematiky.

Původní řídicí systém

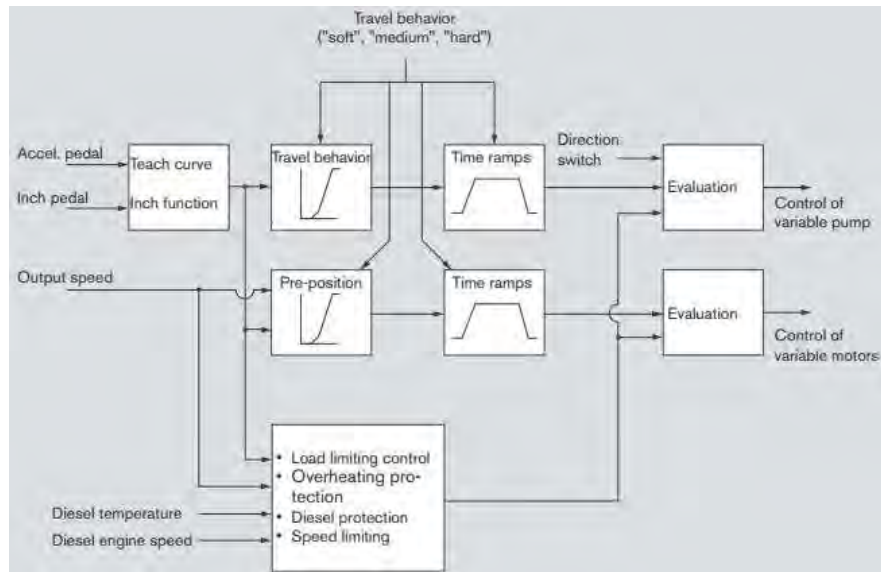
Pneumatikový válec AMMANN AP 240 H byl pro testování v rámci projektu EUREKA zapůjčen výrobcem vozidla v nestandardním provedení. Jednalo se o experimentální stroj, který byl již dříve použit k testování rekuperačního modulu HFW. Standardní řídicí systémem válce typu AP 240 HE (Hydrostatický pohon Eco) byl doplněn o řízení HFW. Před započítím testů bylo třeba řídicí systém upravit tak, aby byl kompatibilní s prototypem nově vyvíjeného rekuperačního modulu. Zároveň bylo třeba zajistit, aby komponenty HFW modulu negativně nezasahovaly do průběhu rekuperace. Nejlepším řešením by bylo kompletní odstranění HFW modulu z válce, toto však nebylo možné, neboť by se jednalo o nevratný zásah do technického stavu zapůjčeného vozidla.



Obr. 63 Původní ŘS válce

Standardní řídicí systém, znázorněný na obr. 63, se skládá z ŘJ spalovacího motoru Cummins – ŘJ diesel a ŘJ pro řízení pojezdu – ŘJ pojezd typu RC 6-9. Jednotky spolu vzájemně komunikují po sériové sběrnici CAN bus s protokolem dle normy SAE J1939. Standardní ŘS vozidla je doplněn o zobrazovací jednotku v kabině vozidla, která načítá vybrané údaje ze sběrnice CAN a předává je řidiči (rychlost, otáčky motoru, teplota v okruhu apod.). Zobrazovací jednotka umožňuje v omezené míře taktéž diagnostiku vozidla. Pokročilou diagnostiku a parametrizaci ŘS je nutné provádět z připojeného PC pomocí software BODAS-service. Standardní ŘS pojezdu vychází z komerčního systému řízení pojezdu DRCE firmy BOSCH Rexroth.

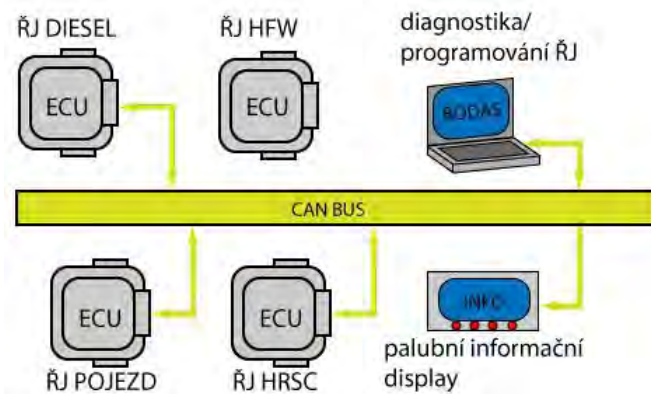
Řízení s využitím DRCE je plně proporcionální a je tedy vhodné pro řízení hydraulických pump s proměnlivým geometrickým objemem. Firma BOSCH Rexroth vyvinula systém DRCE pro zařízení, která vyžadují udržování konstantních otáček pohonu. Řízení je nezávislé na vnější zátěži za předpokladu, že je k dispozici dostatek potřebného výkonu. Algoritmus řízení DRCE je znázorněn na obr. 64. Systém DRCE je pro potřeby válce doplněn o další funkcionalitu jako např. ovládání lamelové brzdy, plně hydraulické řízení směru jízdy apod.



Obr. 64 Standardní algoritmus řízení systému DRCE [41]

Upravený řídicí systém pro prototyp rekuperačního modulu pneumatikového válce

Systém DRCE je uzavřený ŘS, který nemá modulární strukturu. Z tohoto důvodu nebylo možné implementovat řízení prototypu rekuperačního modulu přímo do ŘS pojezdu vozidla. Navíc řídicí jednotka RC 6-9 nedisponovala dostatečným počtem výstupů pro ovládání ventilového bloku rekuperační nadstavby. Jako nejjednodušší řešení proto zvolil aplikační tým implementaci ŘS rekuperačního modulu v samostatné ŘJ, podobně jako tomu bylo v případě modulu HFW. Schématicky je hardwarová implementace navrženého řízení pneumatikového válce zobrazena na obr. 65. ŘJ pojezdu a ŘJ rekuperačního modulu by spolu komunikovaly po sběrnici CAN obousměrně. Komunikace mezi ŘJ rekuperačního modulu a ŘJ dieselového agregátu by byla jednosměrná, kdy ŘJ rekuperačního modulu by ze sběrnice CAN vyčítala informace o provozních parametrech motoru, které by potřebovala pro řízení rekuperačních procesů. Navržený ŘS prototypu rekuperačního modulu by tedy umožnil řízení pojezdu, řízení rekuperační nadstavby, sledování procesních dat a konfiguraci systémových proměnných.



Obr. 65 Modifikovaný ŘS válce

Stávající ŘS byl proto rozšířen o řídicí jednotku RC 28-14/30 – ŘJ HRSC, která byla připojena na sběrnici CAN. Zvolená ŘJ je výrobcem určena pro využití v mobilních aplikacích (pohonech vozidel a strojů apod.). Je vybavena 32bitovým procesorem a umožňuje digitální komunikaci až po 4 nezávislých CAN sběrnících. Jednotka dovoluje připojení analogových i frekvenčních

vstupů. Je k dispozici také 28 proporcionálních a 14 digitálních výstupů pro ovládání akčních členů hydraulického rozvodu, např. cívek elektromagnetů ventilů, nebo nastavení desky čerpadla. Připojení ostatních signálů (např. napěťový signál výstupu plynového pedálu) bylo provedeno pomocí přídavného rozváděče elektroinstalace, který se připojil paralelně na stávající kabelový strom válce. Opatření s přídavným rozváděčem elektroinstalace rekuperačního modulu bylo nutné, protože jako jediné nevyžadovalo trvalý zásah do elektroinstalace vozidla.

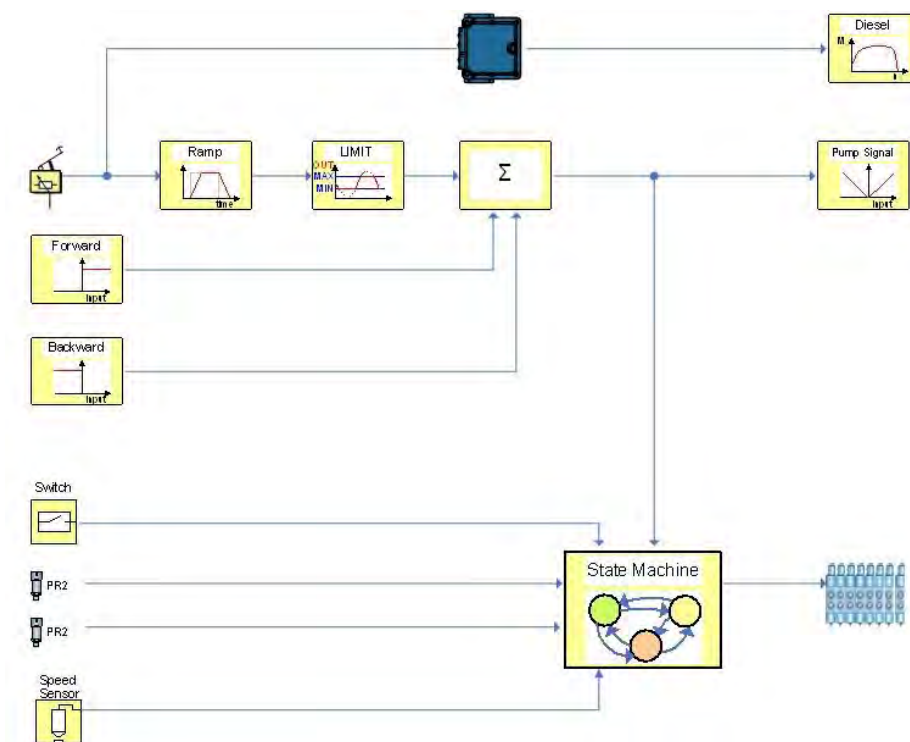
Řídicí software pro experimentální vozidlo byl řešiteli z týmu firmy BOSCH Rexroth navržen s využitím zkušeností získaných při implementaci řízení HRSC na laboratorní stanici. Řízení rekuperačního modulu je hierarchicky nejvyšší vrstvou softwarové části řídicího systému vozidla a rozhoduje o způsobu řízení pojezdu. V řídicím rozhraní je pro účely experimentů implementován dvoustavový přepínač režimů jízdy. Lze se rozhodovat mezi pojezdem s rekuperací a pojezdem bez rekuperace. Pokud je vybrán režim pojezdu bez rekuperace, předá řízení modulu tuto informaci do ŘJ pojezdu, která řízení jízdy plně převezme. Pokud je zvolen režim jízdy s rekuperací, rozhoduje se řízení na základě vstupů z hydraulického okruhu a řízení spalovacího motoru o aktivaci procesu rekuperace. SW pro řídicí jednotku *RC 28-14* byl napsán v jazyce CoDeSys, kdy programování zajistil výrobce ŘJ, tedy aplikační skupina řešitelů [29]. Diagnostiku a parametrizaci SW je umožňuje grafické rozhraní BODAS-service, podobně jako tomu bylo u laboratorní stanice.

Signál	I/O	Popis
AKU HD pressure	I	Tlak vysokotlaký akumulátor
AKU ND pressure	I	Tlak nízkotlaký akumulátor
Pump A pressure	I	Tlak čerpadlo větev A
Pump B pressure	I	Tlak čerpadlo větev B
Hydmot A pressure	I	Tlak hydromotor větev A
Hydmot B pressure	I	Tlak hydromotor větev B
Drive pedal	I	Výstup akceleračního pedálu
Hydmot FRQ	I	Otáčky hydromotoru
N switch	I	Směrový přepínač neutrál
Fwd switch	I	Směrový přepínač jízda vpřed
Bwd switch	I	Směrový přepínač jízda vzad
Pump fwd	O	Signál na cívku čerpadla (vpřed)
Pump bwd	O	Signál na cívku čerpadla (vzad)
V1	O	Signál na ventil 1 (ventilový blok)
V2	O	Signál na ventil 2 (ventilový blok)
V3	O	Signál na ventil 3 (ventilový blok)
V4	O	Signál na ventil 4 (ventilový blok)
V5	O	Signál na ventil 5 (ventilový blok)
V6	O	Signál na ventil 6 (ventilový blok)
V7	O	Signál na ventil 7 (ventilový blok)
V8	O	Signál na ventil 8 (ventilový blok)
V9	O	Signál na ventil 9 (ventilový blok)

Tab. 14 Přehled vstupů a výstupů řídicího SW rekuperačního modulu [29]

Úkolem řídicího SW rekuperačního modulu bylo řízení HG hydrostatického pojezdu vozidla a přepínání ventilů ve ventilovém bloku rekuperační nadstavby. ŘS na základě vstupních signálů: tlaků v akumulátorech a hydraulickém okruhu, otáčkách hydromotoru, otáčkách spalovacího motoru Cummins a sešlápnutí akceleračního pedálu rozhodoval o zařazení hydraulického rekuperačního modulu do činnosti. Přehled vstupních a výstupních provozních parametrů procesu řízení rekuperačního modulu je uveden v tab. 14. Z porovnání s tab. 13 je zřejmé, že pro měřicí řetězec nebyly všechny tyto parametry dostupné.

Nejdůležitějším vstupem do ŘS je informace o okamžité poloze akceleračního pedálu vozidla. Signál pedálu ovládá jak nastavení ICE, tak i změnu geometrického objemu pojezdového čerpadla (hydrogenerátoru). Řízení spalovacího motoru zpracovává původní jednotka RC 6-9, avšak výstup na čerpadlo zpracovává jednotka RC 28-14. Aby nedocházelo k přetěžování ICE, byl výstup na čerpadlo korigován časovou rampou (v ms), která určuje dynamiku procesu. Systém umožňoval nastavení hodnot časové rampy samostatně pro akceleraci a deceleraci. Řízení rekuperačního modulu měl na starosti navržený stavový automat. Schematicky je řízení ilustrováno na obr. 66.



Obr. 66 Funkční schéma ŘS pojezdu a rekuperačního modulu [40]

Na obr. 57 byl ukázán blokový diagram provozních režimů pojezdu pneumatikového válce s prototypem modulu pro rekuperaci brzděné energie vozidla. Stavový automat ŘS volí mezi uvedenými stavy na základě vstupů do řídicího cyklu. Pracovní režimy pojezdu vozidla s rekuperačním modulem byly následující:

- *Free Run* - režim jízdy bez rekuperace shodný s běžnými hydrostatickými pojezdy s řízením DRCE; jedná se o výchozí provozní režim sériové varianty pneumatikového válce AP 240 H. Vozidlo do režimu *Free Run* přechází po ukončení rekuperačních procesů, nebo pokud je rekuperace softwarově deaktivována. V deaktivovaném stavu probíhaly referenční měření spotřeby paliva bez rekuperace.

- *Decel* - brzdění vozidla s hydraulickou akumulací brzděné energie, která by se při standardním brzdění měnila na tepelné ztráty nebo zvyšovala otáčky ICE; režim *Decel* je dostupný při jízdě vpřed i vzad.
- *Accel* - rozjezd vozidla s využitím hydraulické energie uložené ve vysokotlakém akumulátoru, kdy dochází k odlehčení spalovacího motoru při požadavku na zrychlení; režim *Accel* je dostupný při jízdě vpřed i vzad.

Každému z provozních režimů odpovídala jiná konfigurace stavů ventilů v rozváděči. Výchozím režimem byl režim *Free Run*. Všechny ventily jsou v režimu *Free Run* ve výchozích stavech a nastavení ventilového bloku umožňuje jízdu vpřed i vzad. Nastavení ventilového bloku v režimu *Free Run* je totožné bez ohledu na nastavení přepínače režimu pojezdu. V případě že je rekuperace vypnuta, nelze aktivovat jiný režim než *Free Run*. Režim *Free Run* je výchozím režimem vozidla i při pojezdu se zapnutou rekuperací. Podle požadavku na vstupu z akceleračního pedálu se při aktivní rekuperaci mohou selektivně aktivovat režimy *Accel* a *Decel*. Přechody mezi jednotlivými režimy jsou řízeny v závislosti na tlakových poměrech v akumulátorech a otáčkách hydromotorů. Jsou definovány podmínky pro přechody mezi jednotlivými režimy a podmínky pro jejich ukončení. Při splnění podmínek pro ukončení rekuperačních režimů přechází ŘS do režimu *Free Run* a válec plynule pokračuje v jízdě (zrychlování, brzdění, jízda konstantní rychlostí). Parametrizace nastavení přechodů mezi provozními režimy se realizuje v programu BODAS Service.

Parametrizace pro jednotlivé provozní režimy jsou zdvojeny, aby bylo možné spouštět samostatně rekuperaci při jízdě vpřed i vzad. Při požadavku na změnu směru jízdy reverzuje čerpadlo hydrostatického pohonu. ŘS musí na změnu proudění v hydraulickém okruhu pohonu reagovat přepnutím ventilů v rozváděči. Při reverzaci chodu dojde k záměně vysokotlaké a nízkotlaké větve v hydraulickém okruhu, a pokud by nedošlo současně k přenastavení rozváděče, nebylo by možné spouštět rekuperaci brzděné energie. Pokud by byl ventilový blok po reverzaci chodu řízen nezměněnou sadou parametrů, došlo by k situaci, že při brzdění by se HD akumulátor vyprazdňoval a při akceleraci naopak plnil. Z hlediska jízdních vlastností by se tedy jednalo o nepřipustný stav.

Oproti experimentální stanici je zjednodušen stavový automat o režim plnění ND zásobníku a přidružené přechodové stavy. Tato změna byla dána modifikací hydraulického okruhu vozidla, která umožňuje konstantní doplňování tlaku v nízkotlakém akumulátoru pomocí plnicího zubového čerpadla hydrostatického okruhu. Na rozdíl od stanice tedy nebylo třeba provádět plnění ND akumulátoru po inicializaci chodu ručně, volbou režimu, ale zásobník je naplněn automaticky po nastartování vozidla. Zároveň byl průběžně doplňován v režimu *Free Run*.

4.3.5 Popis algoritmu ŘS

Pro úplnost uvádím také popis logiky řízení, jak byla navržena aplikační skupinou a popsána v závěrečné zprávě [29]. Funkci ŘS lze rozdělit do dvou navzájem propojených řídicích modulů: modul řízení hydrogenerátoru a modul pro řízení ventilového bloku rekuperační nadstavby.

Řízení hydrogenerátoru

Hydrogenerátor byl ovládán pomocí akceleračního pedálu v kabině vozidla. Akcelerační pedál řídil otáčky spalovacího motoru a nastavení geometrického objemu (V_g) pojezdového hydrogenerátoru. Otáčky spalovacího motoru byly řízeny samostatnou ŘJ, která byla ovlivněna řízením rekuperačního modulu pouze nepřímo. Řídicí signál pro HG byl modifikován časovou rampou. Rampa nastavovala dynamiku reakce HG na změnu vstupního signálu (akcelerační pedál). V principu se jednalo o vhodné zpomalení reakce nastavení desky čerpadla tak, aby nedošlo k přetížení motoru a zároveň byla dodržena míra akcelerace/decelerace vhodná pro pneumatikový válec. Lineární časová rampa zadaná v ms určovala dobu změny výstupního signálu z $V_{g_{min}}$ na $V_{g_{max}}$ při skokové změně vstupního signálu z 0 % na 100 % a naopak. Tento princip ovládání hydrogenerátoru byl aplikován u režimu *Free Run*, pro ostatní provozní režimy bylo nutno časový průběh řídicího signálu modifikovat.

Při asistovaném rozjezdu vozidla v režimu *Accel* zůstával řídicí signál hydrogenerátoru nastaven na 0 % ($V_{g_{min}}$) dokud nebylo na spalovacím motoru dosaženo definovaných provozních otáček. Po dosažení požadovaných otáček spalovacího motoru byl řídicí signál hydrogenerátoru zpracován stejným algoritmem jako v režimu *Free Run*.

V režimu rekuperačního brzdění *Decel* byl řídicí signál hydrogenerátoru skokově nastaven (bez časové rampy) na požadovanou hodnotu zadanou interně v ŘS. Po ukončení režimu *Decel* byl řídicí signál hydrogenerátoru zpracován stejným algoritmem jako v režimu *Free Run*.

Algoritmus řízení ventilového bloku rekuperačního modulu

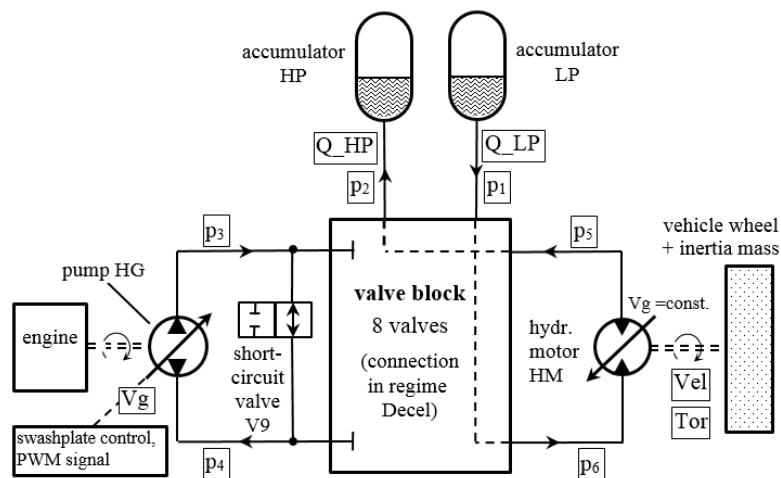
- Pro aktivaci režimu *Accel* musí být splněna inicializační podmínka řízení kdy otáčky hydromotoru klesnou na 0 rpm. Dále musí hodnota výstupního signálu na hydrogenerátor (po modifikaci časovou rampou) odpovídat minimálnímu prahovému geometrickému objemu čerpadla a splněny tlakové podmínky akumulátorů (tlak AKU HD > AKU HD MIN a tlak AKU ND < AKU ND MAX). První cyklus *Accel* po startu stroje obvykle neproběhne pro dosažení většího objemu hydraulického oleje v AKU HD (tzv. nabití HD akumulátoru).
- Režim *Accel* ukončují tlakové podmínky akumulátorů (tlak AKU HD < AKU HD MIN a tlak AKU ND > AKU ND MAX).
- Režim *Decel* je aktivován při detekci uvolnění akceleračního pedálu a splnění tlakové podmínky akumulátorů (tlak AKU HD < AKU HD MAX a tlak AKU ND > AKU ND MIN).
- Režim *Decel* ukončují tlakové podmínky akumulátorů (tlak AKU HD > AKU HD MAX a tlak AKU ND < AKU ND MIN). Režim může ukončit také přílišný pokles otáček hydromotoru.

4.4 Experimentální verifikace modelu vozidla

4.4.1 Simulační model pneumatického válce

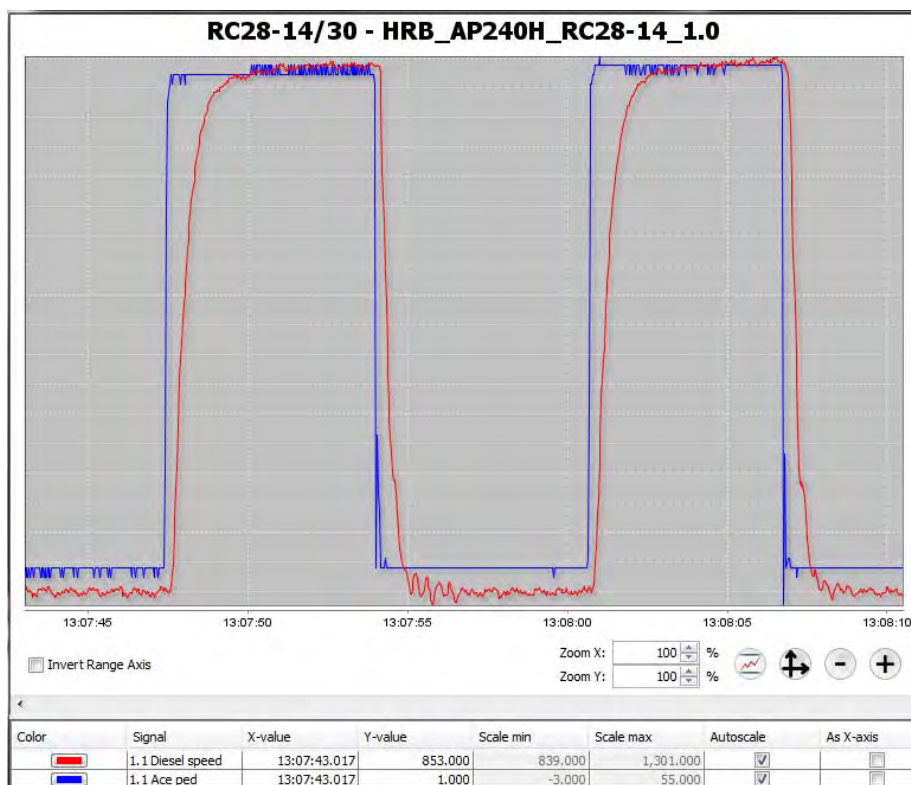
Podobně jako u vývoje modelu zkušební stanice předcházelo implementaci simulačního modelu vhodné zjednodušení hydraulického okruhu ukázané na obr. 67. Teoretický základ pro sestavení modelu vozidla opět vycházel z analytických vztahů, popsanych v příloze 1. K implementaci simulačního modelu byla taktéž využita platforma Matlab R2012b s nadstavbou Simulink a moduly SimHydraulics, SimMechanics a SimScape. Autory implementace simulačního modelu byli, stejně jako v předchozím případě, řešitelé vedení prof. Nevrlým. V mé kompetenci pak bylo vedení experimentů pro identifikaci a ověření

simulačního modelu a také experimentální ověření úspěšnosti optimalizace. V následujícím textu proto uvádím stručný popis sestaveného analytického modelu, na jehož experimentálním ověření jsem se podílel, podrobnější popis modelu lze nalézt v závěrečné zprávě projektu [29].



Obr. 67 Zjednodušené hydraulické schéma pohonu experimentálního vozidla [29]

4.4.2 Parametrizace simulačního modelu vozidla



Obr. 68 Graf závislosti otáček motoru (červená) na sešlápnutí akceleračního pedálu (modrá) [29]

Parametrizace simulačního modelu probíhala obdobným způsobem jako v případě experimentální laboratorní stanice. Na experimentálním vozidle však bylo k dispozici mnohem méně známých vstupních parametrů ke klíčovým prvkům. Zejména se jednalo o popis spalovacího motoru a pasivních odporů komponent v pohonu válce. K motoru byly firmou Cummins poskytnuty pouze základní informace o charakteristice motoru při nominálních otáčkách $2\,000\text{ min}^{-1}$. Jednalo se o údaje dostatečné pro dimenzování motoru, avšak pro

modelování byly nedostatečné. Realizace zkoušky motoru na motorové brzdě by byla ekonomicky a časově neúnosná. Proto byla provedena pouze nepřímá zkouška závislosti otáček motoru Cummins na sešlápnutí akceleračního pedálu, viz obr. 68. Jedná se o stacionární měření, kdy byla měřena odezva ICE na změnu vstupního signálu (sešlápnutí akceleračního pedálu). Záznam průběhu vstupní veličiny - sešlápnutí akceleračního pedálu [%] a výstupní veličiny - otáček motoru [min^{-1}] se prováděl čtením hodnot z vozidlové sběrnice CAN. Ze zkoušky bylo odhadnuto dynamické chování motoru v celém spektru provozních otáček.



Obr. 69 Vážení pneumatikového válce [29]

Experimentálním způsobem byla ověřena také provozní hmotnost vozidla, která se může pohybovat v rozsahu 9,5 t až 24 t podle použité balastní hmotnosti. Měření hmotnosti probíhalo v prostorách firmy BOSCH Rexroth v Brně. K měření byl použit portálový jeřáb s nosností 30 tun, který je možné vybavit závěsnou váhou, jak ilustruje obr. 69. Pro experimentální měření byla zvolena provozní hmotnost válce 18 tun jako základní. Toto zatížení bylo zvoleno i s ohledem na povrch zkušební trati (živice) v areálu firmy Bosch Rexroth, kde zkoušky probíhaly. Vyšší zatížení by zřejmě bylo výhodnější z hlediska určení maximálního potenciálu rekuperace, ale hrozilo nebezpečí poškození povrchu zkušební trati při brzdění a akceleraci těžkého stroje.

Vstupní parametry, které nebylo možné zjistit z katalogů výrobce nebo experimentálně byly stanoveny na základě dostupné literatury a následně upravovány v průběhu verifikace modelu. Při verifikaci byla opět sledována shoda mezi simulovanými a měřenými průběhy vybraných provozních a fyzikálních veličin.

Samostatná zkouška byla věnována také ověření pasivních odporů válce. Průběh a výsledky zkoušky jsou podrobně popsány v kapitole Příloha 8.

varianta	Stop → Accel (spuštění procesu)							
	T_{V1} [ms]	T_{V2} [ms]	T_{V3} [ms]	T_{V4} [ms]	T_{V5} [ms]	T_{V6} [ms]	T_{V7} [ms]	T_{V8} [ms]
1	0	0	0	0	0	0	0	0
2	0	0	100	100	100	100	100	100

Tab. 15 Nastavení zpoždění jednotlivých ventilů pro inicializaci režimu asistované akcelerace válce

varianta	Accel → Free run (ukončení procesu)							
	T _{V1} [ms]	T _{V2} [ms]	T _{V3} [ms]	T _{V4} [ms]	T _{V5} [ms]	T _{V6} [ms]	T _{V7} [ms]	T _{V8} [ms]
1	0	0	0	0	0	0	0	0
2	0	0	0	0	0	0	0	0

Tab. 16 Nastavení zpoždění jednotlivých ventilů pro ukončování režimu asistované akcelerace válce

varianta	Free Run → Decel (spuštění procesu)							
	T _{V1} [ms]	T _{V2} [ms]	T _{V3} [ms]	T _{V4} [ms]	T _{V5} [ms]	T _{V6} [ms]	T _{V7} [ms]	T _{V8} [ms]
1	0	0	10	10	0	0	0	0
2	0	0	40	40	0	40	40	0

Tab. 17 Nastavení zpoždění jednotlivých ventilů pro inicializaci režimu rekuperačního brzdění válce

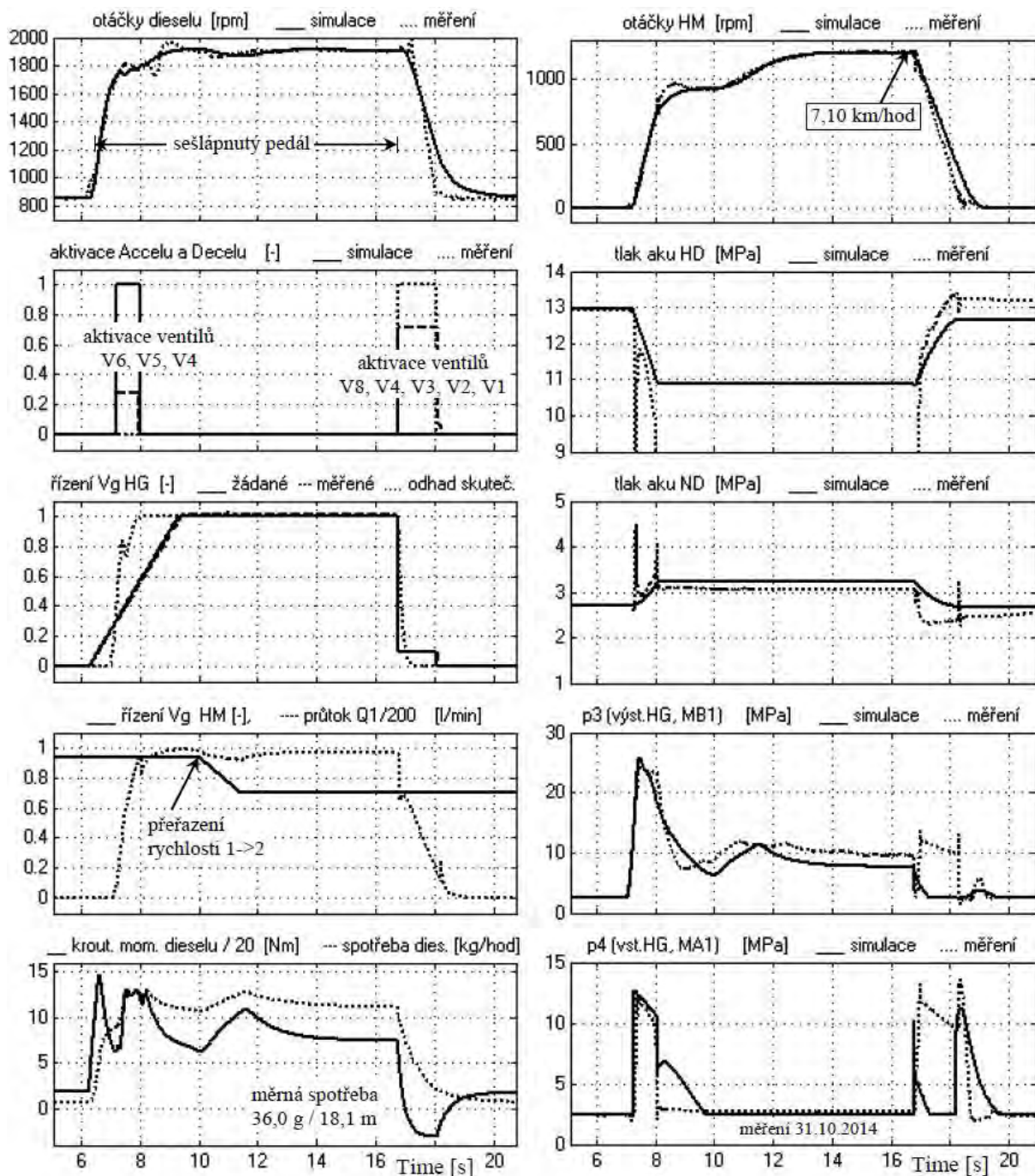
varianta	Decel → Stop (ukončení procesu)							
	T _{V1} [ms]	T _{V2} [ms]	T _{V3} [ms]	T _{V4} [ms]	T _{V5} [ms]	T _{V6} [ms]	T _{V7} [ms]	T _{V8} [ms]
1	40	40	0	0	0	0	0	0
2	145	145	100	100	0	100	100	0

Tab. 18 Nastavení zpoždění jednotlivých ventilů pro ukončování režimu rekuperačního brzdění válce

Předmětem parametrizace byl také algoritmus řízení jednotlivých komponent stanice. Podobně jako v případě experimentální stanic byly parametrizovány časy přepínání stavů ventilů v rozváděči. Příklad parametrizace nastavení ventilového bloku v rekuperačních režimech je uveden v tab. 15, tab. 16, tab. 17 a tab. 18. Varianta 1 představuje neoptimalizované hodnoty parametrů a varianta 2 obsahuje konečné hodnoty provozních parametrů po optimalizaci. Taktéž byly parametrizovány rampy pro akceleraci a deceleraci válce v režimu *Free Run*. Rampy platily pouze pro režim hydrostatického pohonu bez rekuperace a udávaly rychlost změny mezi minimálními a maximálními otáčkami na výstupu HM v ms. Rekuperační režimy pohonu válce jsou parametrizovány nepřímým způsobem. Doba brzdění stroje je určena nastavením hydraulického okruhu (tlak dusíku v HD akumulátoru, časování ventilového bloku a nastavení pojistných mechanismů hydraulického okruhu). Při deceleraci tedy systém brzdí vlastní dynamikou ŘJ zasahuje až v případě dosažení předepsaných podmínek pro ukončení režimu rekuperace (např. naplnění HD zásobníku, sepnutí bezpečnostního prvku apod.). Podobný způsob řízení je aplikován také při akceleraci. Akcelerace však probíhá podle akcelerační rampy a do hydrogenerátoru je navíc přiváděna akumulovaná brzdná energie.

4.4.3 Verifikace simulačního modelu vozidla

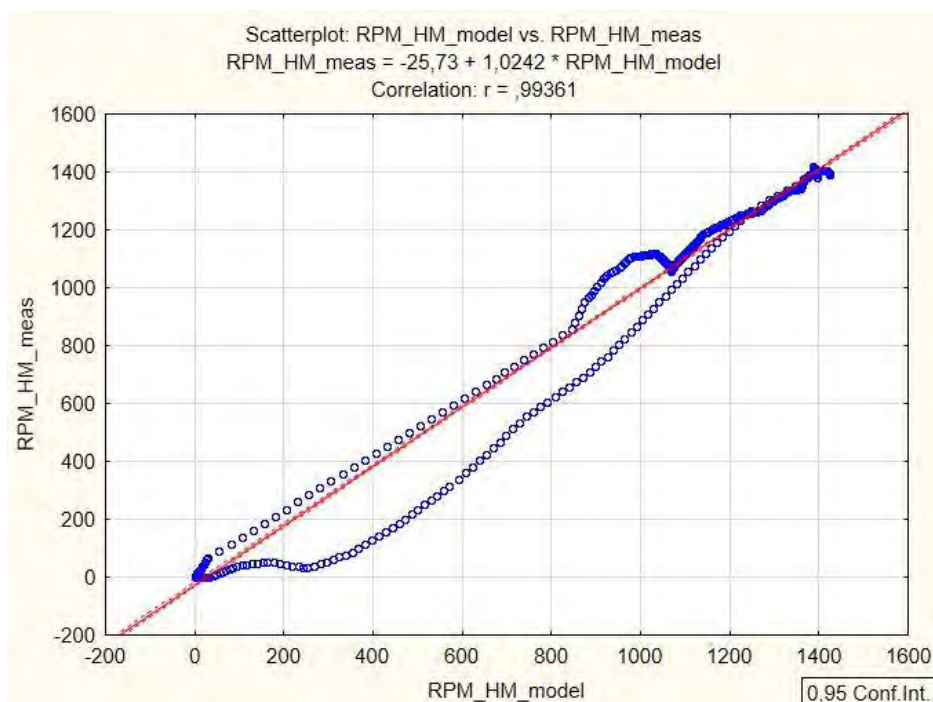
Experimentální verifikace simulačního modelu pojezdu válce s rekuperačním modulem je ilustrována v grafech na obr. 70, které jsem převzal ze závěrečné zprávy [29]. Uvedené grafy byly sestaveny na základě experimentů, které jsem realizoval ve spolupráci s týmem řešitelů z firmy Bosch Rexroth (Bc. Drha, Ing. Jurík, Ing. Fichta). Průběh hodnot sledovaných veličin ze simulace dodal tým prof. Nevrlého. Ověření funkčnosti simulačního matematického modelu pro vozidlo bylo realizováno přímým porovnáním simulovaných a experimentálně získaných dat pro rozjezd a dojezd vozidla s aktivním rekuperačním modulem. Při zkoušce bylo simulováno plné sešlápnutí akceleračního pedálu a plynulé zrychlení experimentálního vozidla na rychlost odpovídající zařazenému druhému rychlostnímu stupni. Po ustálení rychlosti vozidla a ujetí předepsané vzdálenosti řidič zcela uvolní akcelerační pedál a aktivuje tak režim brzdění s rekuperací energie. Zkušební cyklus na vozidle je detailně popsán v kapitole 5.2.1.



Obr. 70 Experimentální verifikace simulačního modelu vozidla v režimu s rekuperací [29]

Podobně jako u verifikace matematického modelu experimentální stanice jsem primárně hodnotil zejména vnější dynamika chování vozidla při simulaci a měření, kterou představuje pravý horní graf na obr. 70, kde je vyobrazen průběh otáček HM. Hodnocený časový úsek je od 5,5 s do 20,5 s. Podobně jako na stanici je i v tomto případě dosaženo vysokého součinitele korelace $> 99 \%$. Avšak lze si povšimnout agresivnějšího průběhu brzdění na skutečném vozidle, což je zřejmě dáno zjednodušením simulačního modelu a tabulkovým určením některých neznámých vstupů pro simulaci. Dalším důvodem rozdílného chování simulace a reálného provozu je dopravní zpoždění ŘS, které se v modelu obtížně popisuje. V reálném provozu nelze přesně říci v jakém čase ŘJ reaguje na dosažení bezpečnostních hodnot

u jednotlivých veličin, což je dáno frekvencí, se kterou je ŘJ schopna vykonávat řídicí zásahy. Ta je pro zvolenou ŘJ RC 28-14 přibližně 10 Hz a je závislá na okamžitém vytížení jednotky.



Obr. 71 Korelační diagram pro rozjezd a dojezd experimentálního vozidla v režimu s aktivní rekuperací

Srovnávaná veličina	Kritérium		
	Korelace R	Koeficient determinace R^2	Rozdíl ploch [%]
<i>HM RPM</i>	0,994	0,987	-0,72
<i>Diesel RPM</i>	0,988	0,978	-1,03
P_3	0,866	0,750	17,59
P_4	0,577	0,332	5,20

Tab. 19 Vybraná kritéria pro posouzení věrnosti simulovaných dat s měřením, režim Decel, dojezd z nominálních otáček setrvačniku 1500 min^{-1}

V průběhu tlaků v hydraulickém okruhu jsou patrné významné rozdíly mezi simulací a měřením, viz tab. 19. Stejně tomu bylo také v případě posouzení na experimentální stanici, jak bylo popsáno v kapitole 4.2.3. Zde opět vycházím z předpokladu, že pokud sledované absolutní rozdíly simulace a měření jsou přibližně konstantní, je simulační model použitelný pro hodnocení relativních úspor získaných optimalizací, což se v případě experimentální stanice potvrdilo.

4.4.4 Optimalizace parametrů rekuperačního modulu pro vozidlo

Po ověření matematického simulačního modelu vozidla byl Ing. Panáčkem implementován optimalizační algoritmus. Podobně jako v případě experimentální stanice jsem se pak podílel na experimentálním ověření navržených nastavení modulu po optimalizaci. Struktura algoritmu byla shodná jako v případě popsaném v kapitole 4.2.4. Shodný byl také postup optimalizace provozních parametrů rekuperačního modulu. V případě simulací provozu vozidla však již byly optimalizovány celé provozní cykly, a ne pouze samostatné přechodové stavy jako v případě laboratorní stanice. Na vozidle byly kromě časování ventilového bloku optimalizovány také další provozní parametry, jako např. tlak dusíku v hydraulických akumulátorech, nastavení

minimálních a maximálních tlaků HD akumulátoru pro rekuperační pochody apod. Jednalo se tedy o komplexnější optimalizační proces než v předchozím případě. Dále bude proto popsána ukázka optimalizace vybraných provozních parametrů dle tab. 20. Nejedná se tedy o kompletní výčet optimalizovaných parametrů, příklad slouží pouze k ilustraci použitého postupu, jak bylo v simulaci dosaženo návrhu optimálních nastavení pro experimenty a uvádím je zde pro lepší pochopení postupu. Text je založen na upraveném konferenčním příspěvku, jehož jsem spoluautorem [49].

provozní parametr	popis	jednotka	vstupní hodnota	optimalizovaná hodnota
p_{ach0}	tlak dusíku v HD akumulátoru	MPa	10,00	11,00
$p_{achAccelStop}$	minimální hodnota tlaku v HD akumulátoru, podmínka ukončení režimu asistované akcelerace (Accel)	MPa	11,00	11,70
T_{HM}	okamžik změny geometrického objemu hydromotoru (zařazení druhého rychlostního stupně)	s	11,75	10,00
R_{HM}	doba trvání akcelerace (akcelerační rampa)	s	6,00	7,25
C_{rated}	měrná spotřeba paliva	g/m	2,76	2,54

Tab. 20 Vybrané provozní parametry pro optimalizaci rekuperačního cyklu na vozidle

Byl zaveden vektor optimalizovaných sledovaných veličin:

$$\mathbf{x} = (p_{ach0}; p_{achAccelStop}; T_{HM}; R_{HM}). \quad (15)$$

Účelová funkce pro eliminaci nežádoucích řešení byla sestavena následovně:

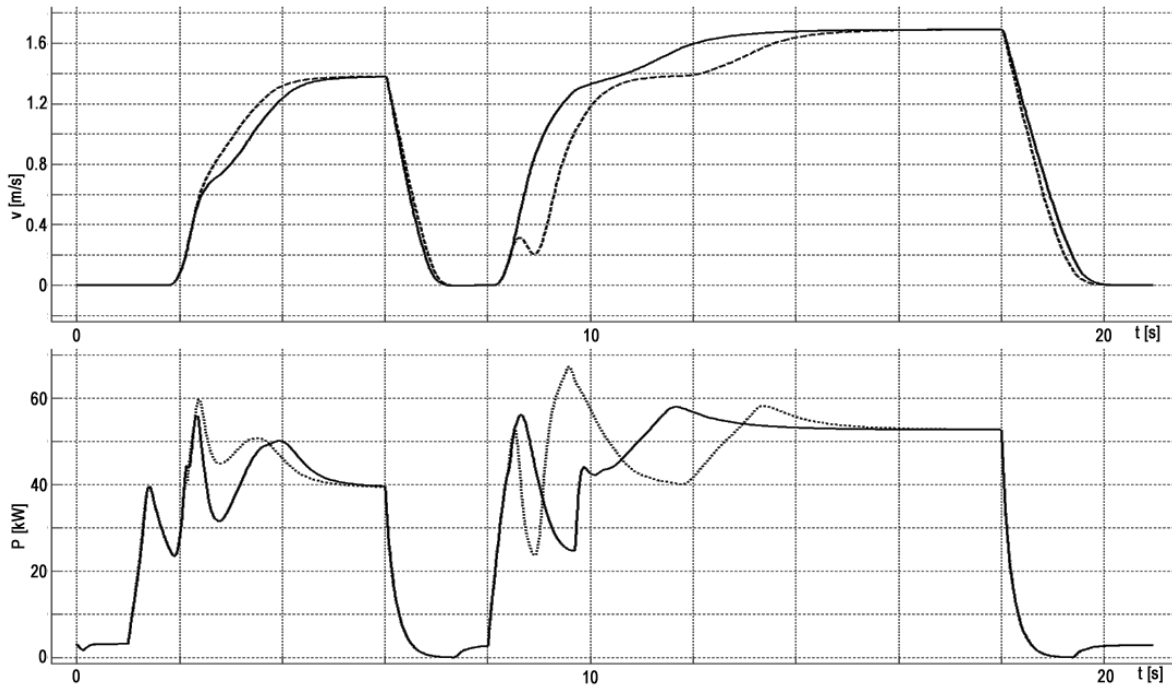
$$f_u(\mathbf{x}) = \frac{q}{s_v}, \quad (16)$$

kde q je celková hmotnost spotřebovaného paliva v průběhu simulace a s_v je dráha kterou urazí vozidlo při zadaných vstupních podmínkách.

Jedna iterace optimalizace parametrů vozidla probíhala dvoufázově. Proces je ilustrován na obr. 72. V první fázi proběhl inicializační pracovní cyklus pro nastavení vstupních parametrů k hodnocení spotřeby paliva. V příkladu se jedná o cyklus v čase 0 až 8 s. Ve druhé fázi byl realizován zkušební pracovní cyklus, na kterém je probíhala optimalizace. Pracovní cyklus byl složen z akcelerace na zvolené nominální provozní otáčky (rychlost vozidla) a následného brzdění. Podobně jako na vozidle proběhl v simulaci v první fázi proces akcelerace na zvolenou rychlost v režimu *Free Run* a následoval inicializační režim rekuperačního brzdění *Decel*. V modelovém příkladu je zvolena pro inicializační cyklus rychlost odpovídající zařazenému prvnímu rychlostnímu stupni na vozidle. Po ukončení procesu brzdění by mělo být dosaženo naplnění HD akumulátoru na inicializační tlak, čímž je dokončeno nastavení vstupních parametrů pro hodnocení účinnosti rekuperačního pochodu v druhém, plně rekuperovaném, cyklu.

Hodnocení spotřeby paliva v simulaci probíhalo až v pracovním cyklu v druhé fázi optimalizace, na obr. 72 v čase 8 až 20 s. V této fázi probíhal proces asistované akcelerace *Accel* na otáčky odpovídající zařazení druhého převodového stupně. Následovalo rekuperační brzdění v režimu *Decel*. Po ukončení druhého pracovního cyklu byla vyhodnocena dosažená úspora

paliva a účinnost rekuperačního pochodu. Výsledek modelového příkladu optimalizace parametrů rekuperačního modulu představuje simulovaná měrná spotřeba paliva. Jako vstupní hodnota spotřeby byla použita hodnota získaná simulací inicializačního pracovního cyklu bez rekuperace. Z výsledků prezentovaných v tab. 20 je patrné, že optimalizací nastavení se podařilo ušetřit o 8 % více paliva oproti inicializačnímu nastavení provozních parametrů. Zároveň není významně dotčena dynamika akcelerace a brzdění vozidla, jak vyplývá ze simulovaných průběhů na obr. 72.



Obr. 72 Optimalizace pracovního cyklu válce v simulačním modelu (vstupní hodnoty – přerušovaná; optimalizované hodnoty – plná) [49]

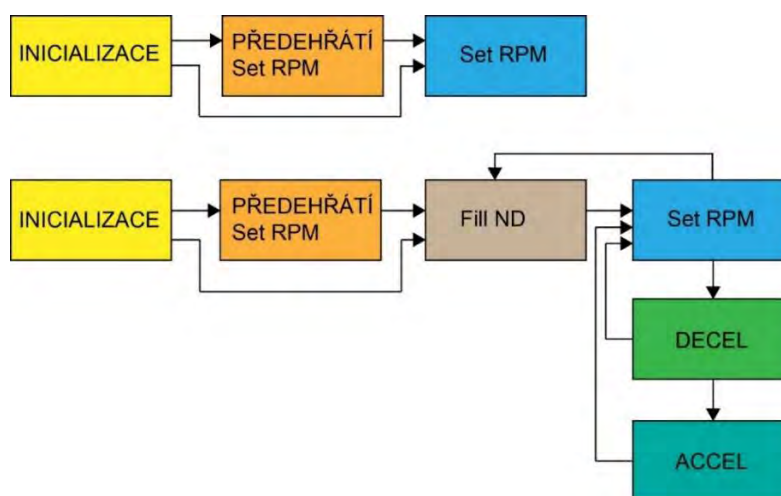
5 Analýza výsledků měření

5.1 Analýza potenciálu rekuperačního modulu – měření prototypu na laboratorní stanici

Cílem experimentů realizovaných pod mým vedením na sestavené laboratorní zkušební stanici bylo ověření funkčnosti navrženého konstrukčního řešení rekuperačního modulu a zjištění potenciálu procesu rekuperace při následné aplikaci na těžkém vozidle. Dílčím cílem bylo také otestování zjednodušeného prototypu rekuperačního modulu v laboratorních podmínkách před návrhem „ostrého“ prototypu pro aplikaci na zkušebním vozidle. Výhodou testování v laboratorních podmínkách byla poměrně rozsáhlá možnost úprav testovacího zařízení v reakci na výsledky průběžných experimentů. Další výhodou byla dostupnost vhodných míst pro měření provozních parametrů a fyzikálních veličin potřebných pro ověření funkce zařízení i pro ověření výsledků simulací a následných optimalizací.

5.1.1 Experimentální postup

Realizované experimenty mohou rozdělit na dvě kategorie. Do první kategorie spadají experimenty zaměřené na studium přechodových stavů mezi pracovními režimy. Druhá kategorie zahrnuje cyklické testy spotřeby energie. Účelem studia přechodových stavů bylo ověření správné funkce komponent hydraulického okruhu, identifikace vstupních parametrů pro simulace a ověření matematického modelu. Cyklické zkoušky pak sloužily zejména k identifikaci rekuperačního potenciálu prototypu modulu na stanici a hodnocení úspěšnosti optimalizace nastavení modulu.



Obr. 73 Blokové schéma experimentů na stanici

Pro experimenty na laboratorní stanici jsem navrhl jednotný postup. Na začátku experimentu proběhla inicializace nastavení stanice, kdy byla do ŘJ nahrána varianta parametrizace časování ventilového bloku a dynamiky hydrostatického pohonu. Přehled parametrizací s vybranými parametry byl uveden v tab. 5, tab. 6 a tab. 7 v kapitole 4.2.1. Vybraná sada parametrů byla nahrána do ŘJ prostřednictvím aplikace BODAS. Následně byl podle potřeby zkontrolován nebo upraven tlak dusíku v hydraulických akumulátorech. Poté proběhla kontrola připravenosti měřicího řetězce. Vzorkovací frekvence při většině měření byla 100 Hz. Podle potřeby bylo měření spouštěno ručně, nebo se použil softwarově spínaný trigger. Další kroky se liší podle typu zvolené zkoušky.

Zkoušky režimu *Set RPM* sloužily jako reference pro porovnání účinnosti procesů s rekuperací energie a k identifikaci parametrů pro simulace a verifikaci matematického modelu. Postup při experimentech v režimu hydrostatického pohonu je blokově znázorněn na obr. 73. Spuštění režimu *Set RPM* nevyžadovalo žádnou další přípravu a mohlo následovat ihned po procesu inicializace nastavení stanice. Obvykle však následoval proces předehřátí hydraulického oleje na teplotu cca 40 – 50 °C. Proces předehřátí nebyl nijak předepsán, pouze bylo třeba dosáhnout potřebné teploty okruhu. Okruh nemá vyhřívání náplně v nádrži, nejjednodušším způsobem, jak olej předehřát, bylo proto nastavení konstantních otáček hydrostatického pohonu v režimu *Set RPM* a vyčkání, než se olej zahřeje průtokem přes jednotlivé hydraulické komponenty. Jakmile došlo k prohřátí náplně, bylo možné začít „ostrá“ měření. Samotné experimenty v režimu *Set RPM* lze rozdělit na přechody při akceleraci a deceleraci stanice. Experimenty včetně měření byly řízeny ručně. Režim *Set RPM* mně dovoľoval přímé nastavení požadovaných cílových otáček setrvačnicku stanice. Nastavoval jsem tedy na panelu stanice zvolené nominální otáčky (v rozsahu 0 – 100 %, což simulovalo míru sešlápnutí plynového pedálu) a stanice akcelerovala nebo brzdila podle nastavené dynamiky příslušné rampy uložené v ŘJ. Pro většinou zkoušek jsem používal nominální výstupní otáčky v rozsahu 1 000 – 2 500 min⁻¹ s krokem 500 min⁻¹.

Zkoušky režimu rekuperačního brzdění *Decel* sloužily k nabití HD zásobníku, kontrole průběhu rekuperačního brzdění a sběru parametrů pro simulace a verifikaci matematického modelu. Postup při experimentu je na obr. 73. Po fázi inicializace stanice jsem podle potřeby prováděl předehřátí hydraulického oleje v režimu *Set RPM*. Následně jsem v režimu *Fill ND* naplnil nízkotlaký zásobník na inicializační hodnotu. Naplnění nízkotlakého zásobníku bylo bezpodmínečně nutné pro úspěšný proces rekuperačního brzdění. Pokud by nebyl akumulátor dostatečně naplněn hydraulickým olejem před započatím rekuperačního brzdění, dojde k předčasnému ukončení procesu a bude uloženo menší, nebo dokonce žádné množství brzděné energie. Podle potřeby bylo možno režim *Fill ND* zopakovat. Po ukončení plnění nízkotlakového zásobníku jsem v režimu *Set RPM* akceleroval setrvačnick na vybrané otáčky. Otáčky setrvačnicku jsem volil stejně, jako v případě zkoušky *Set RPM* bez rekuperace, tedy v rozsahu 1 000 – 2 500 min⁻¹ s krokem 500 min⁻¹. Po ustálení zvolených otáček jsem manuálně spustil režim rekuperačního brzdění. Režim byl standardně ukončen maximálním přípustným naplněním HD akumulátoru nebo zastavením setrvačnicku. Následně je buď možné provést zkoušku režimu akcelerace s rekuperací, nebo znovu akcelerovat v režimu *Set RPM* a opakovat režim *Decel*, např. pro vyšší nabití HD akumulátoru. V režimu *Decel* podléhá brzděný proces vnitřní dynamice hydraulického okruhu a nelze jej tedy přímo řídit. Zkoušky, které jsem realizoval, byly proto nezbytné pro posouzení vhodného naladění hydraulických komponent.

Zkoušky akcelerace s rekuperací jsem realizoval za účelem posouzení průběhu asistované akcelerace a identifikaci parametrů pro simulace a verifikaci matematického modelu. Postup při zkoušce byl shodný s postupem zkoušky rekuperačního brzdění. Zkoušce režimu *Accel* musel vždy předcházet alespoň jeden cyklus rekuperačního brzdění, jinak nedošlo k dostatečnému nabití HD akumulátoru a režim *Accel* neproběhne korektně. Řízení stanice by v takovém případě akcelerovalo na požadované otáčky pouze v režimu hydrostatického pohonu bez rekuperace. Režim *Accel* při korektním průběhu měl akcelerovat setrvačnick na vybrané provozní otáčky s využitím energie nahromaděné v HD zásobníku. Pro měření jsem

obvykle volil cílové nominální otáčky v rozsahu 1 000 – 2 500 min⁻¹ s krokem 500 min⁻¹. Asistovaná akcelerace byla ukončena buď vyprázdněním HD akumulátoru, nebo dosažením požadovaných otáček setrvačnicku. Podle potřeby bylo možné cyklovat režimy rekuperačního brzdění a režimy asistované akcelerace. Toho jsem využíval zejména v závěrečné fázi cyklických testů k posouzení rekuperačního potenciálu prototypu modulu instalovaného na experimentální stanici.

5.1.2 Analýza výsledků měření na experimentální stanici

K posouzení rekuperačního potenciálu navrhovaného rekuperačního modulu a řízení jsem musel realizovat řadu testů. V počátečních fázích jsem se soustředil na experimentální ověřování funkčnosti hydraulického okruhu laboratorní stanice a sběr vstupních parametrů pro paralelně vyvíjený simulační matematický model stanice. Testoval jsem proto výhradně samostatné přechodové stavy a upravoval základní nastavení hydraulických komponent a řídicího systému.

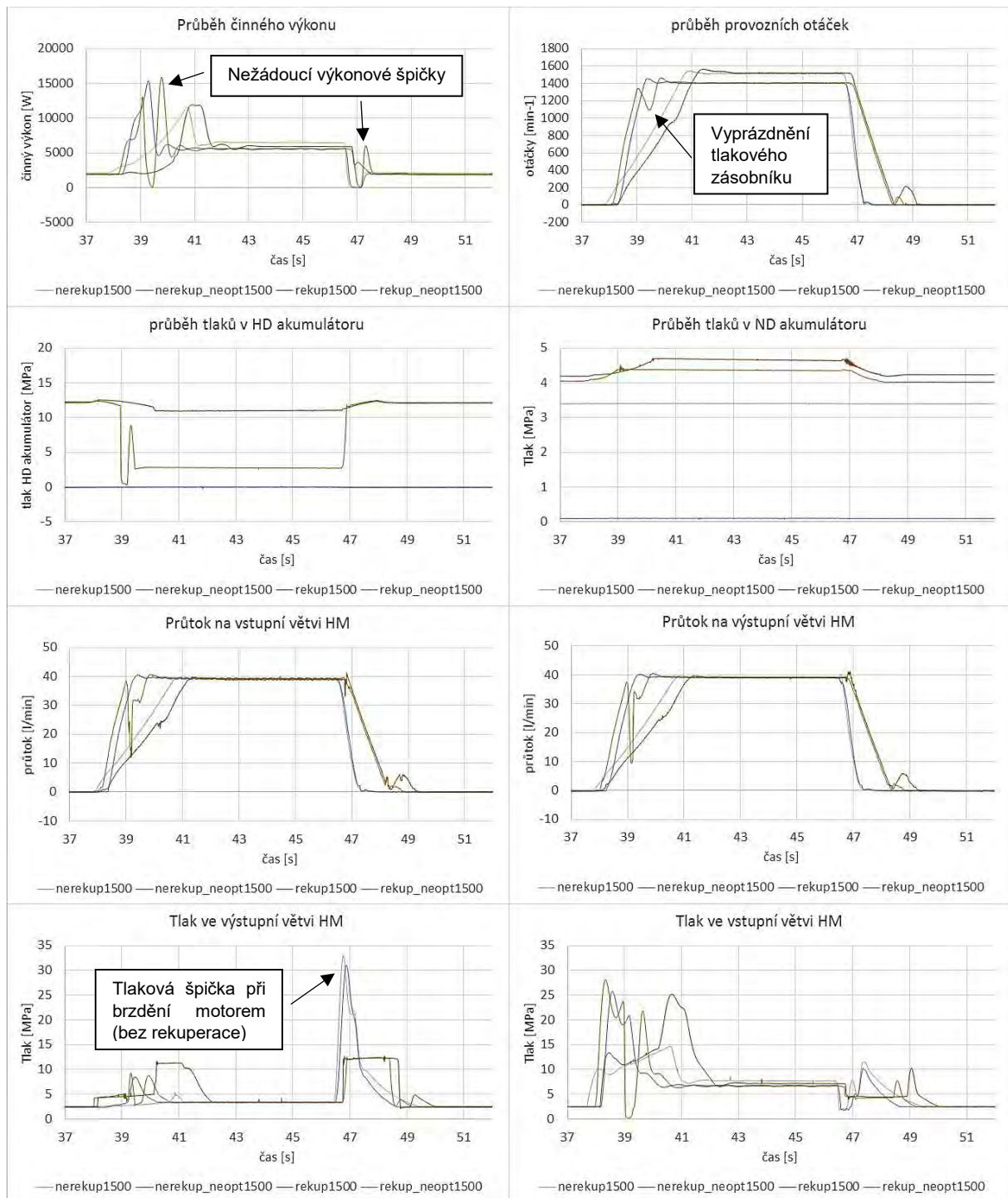
V následující fázi jsem realizoval měření za účelem verifikace navrženého matematického modelu. V této fázi jsem se taktéž soustředil na jednotlivé přechodové stavy. Bylo tak snazší identifikovat případné problémy v chování modelu. Výsledky vybraných srovnávacích zkoušek byly popsány v kapitole 4.2.3 věnované verifikaci simulačního modelu stanice. Po úspěšném ověření simulačního modelu bylo možné implementovat do modelu optimalizační rutiny.

název zkoušky	rozsah provozních otáček	časování	rampa	rekuperační
nerekup1500	1500	var2	var2	NE
nerekup_neopt1500	1500	var1	var1	NE
rekup1500	1500	var2	var2	ANO
rekup_neopt1500	1500	var1	var1	ANO
nerekup2000	2000	var2	var2	NE
nerekup_neopt2000	2000	var1	var1	NE
rekup2000	2000	var2	var2	ANO
rekup_neopt2000	2000	var1	var1	ANO
nerekup2500	2500	var2	var2	NE
rekup_2500	2500	var2	var2	ANO

Tab. 21 Přehled vybraných cyklických zkoušek na laboratorní stanici

Závěrečnou experimentální fází bylo ověření rekuperačního potenciálu navrženého prototypu rekuperačního modulu. Za tímto účelem jsem realizoval cyklická měření rekuperačních cyklů. Cílem experimentů bylo dosažení co nejmenší spotřeby elektrické energie při nastavení modulu podle parametrů odhadovaných optimalizačním algoritmem. Vzhledem k dříve zmíněnému nutnému zjednodušení simulačního modelu jsem nemohl převzít simulací navržené parametry získané při optimalizaci zcela bez úprav. Při nastavení parametrů získaných optimalizací jsem byl často limitován možnostmi samotného ŘS HRSC, který nedisponoval tak širokým spektrem nastavení provozních parametrů jako simulační model. Konečné hodnoty nastavení ramp, časování ventilů a tlaku dusíku v akumulátorech jsem proto vždy „doladil“ experimentálně. Přehled vybraných zkoušek je v tab. 21. Uvádím rozsah nominálních provozních otáček setrvačnicku pro akceleraci

a deceleraci. Údaje o časování a nastavených rampách odpovídají parametrizaci modelu uváděné v tab. 5, tab. 6 a tab. 7 (viz kapitola 4.2.2) a v posledním sloupci je indikováno, zda se jedná o zkoušku s rekuperací.



Obr. 74 Průběhy vybraných měřených veličin při roztáčení a zastavování setrvačnicku na 1 500 min⁻¹ otáček

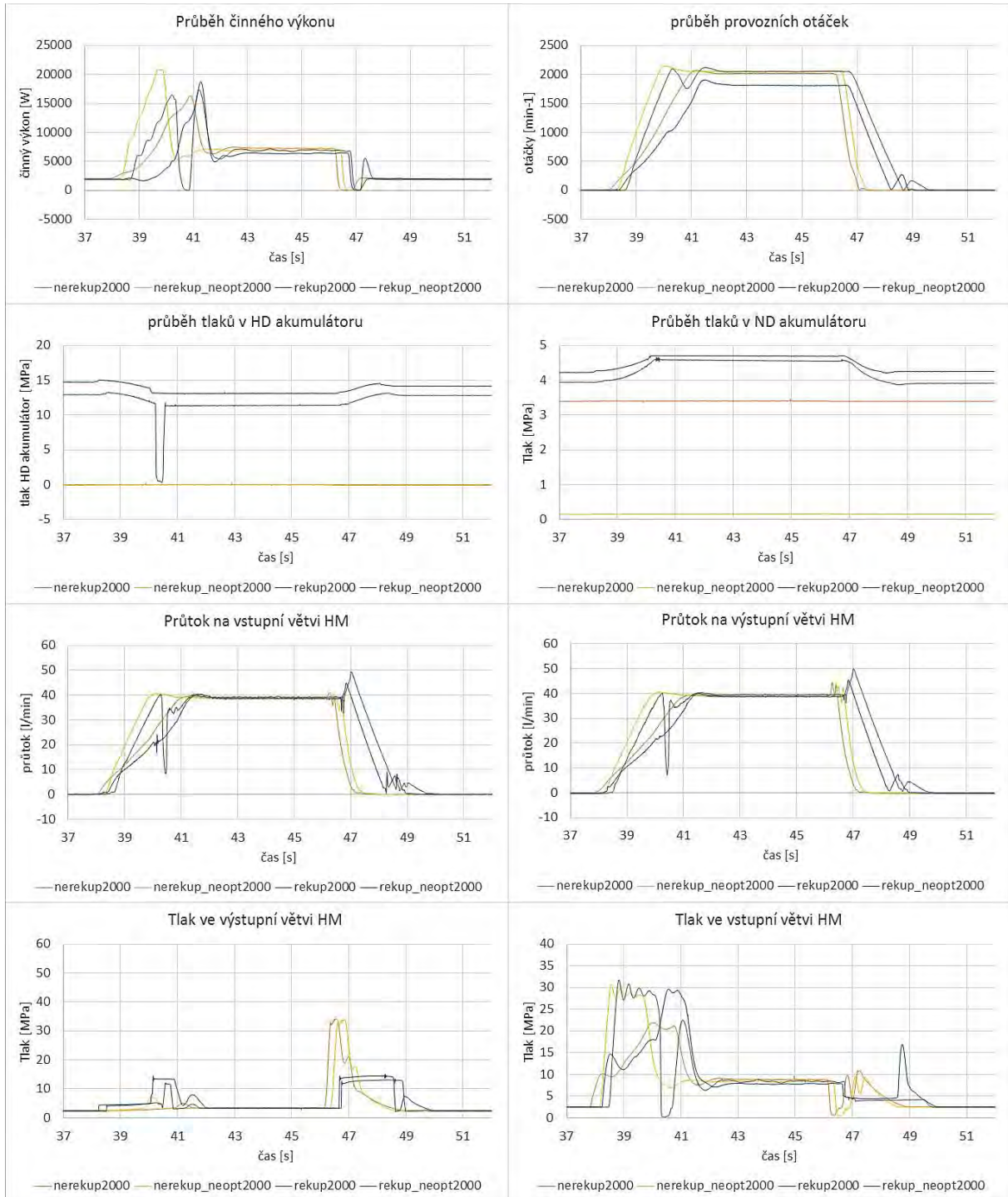
Grafy na obr. 74 představují experimentálně získané průběhy vybraných provozních a fyzikálních veličin pro cyklus se zrychlováním a brzděním setrvačnicku při provozních otáčkách 1 500 min⁻¹. Při zkoušce jsem realizoval určitý počet cyklů akcelerace a decelerace (obvykle 10) a následně hodnotil spotřebovanou elektrickou energii získanou přepočtem z průběhu činného výkonu. Pro větší přehlednost jsem pro analýzu vybral pouze

jeden cyklus ze záznamu celého měření. Na průběhu provozních otáček při akceleraci v čase 37,5 s – 41,5 s je patrný rozdíl v nastavení dynamiky akcelerace setrvačníku. Ta byla pro zkoušky s neoptimalizovanými parametry nastavena vyšší než pro zkoušky po optimalizaci provozních parametrů. Agresivnější nastavení dynamiky akcelerace se pak negativně projevilo v rekuperačním režimu nežádoucím zakmitáním otáček v čase 39,5 s. Tento nežádoucí jev souvisí s úplným vyprázdněním HD akumulátoru, jak je vidět i v příslušném grafu. Při vyprázdnění zásobníku došlo ke krátkodobému propadu otáček vlivem skokového nárůstu rozdílu tlaků na vstup a výstupu z HG. Hydrogenerátor nebyl schopen skokovou změnu tlaků ihned kompenzovat. S tím souviselo také skokové zvýšení zatížení elektromotoru pohánějícího čerpadlo HG. K vyprázdnění HD akumulátoru došlo i přesto, že naplnění je obdobné jako v režimu s optimalizovanými parametry. Toto lze vysvětlit tak, že při agresivnější akceleraci jsou energetické nároky pohonu vyšší, a proto dochází k úplnému vyčerpání HD akumulátoru, které u optimalizované varianty nenastává. Ztráta energie při vyprázdnění HD zásobníku je dále umocněna tím, že stavový automat při poklesu tlaku přepne mód *Accel* na mód *Free Run*.

Dále si lze na obr. 74 povšimnout, že s neoptimalizovaným nastavením stanice nebylo možné při akceleraci dosáhnout nastavených provozních otáček. V tomto případě byla na vině nedokonalost hydraulického okruhu a jeho řízení, kterou se na stanici nepodařilo účinně odstranit. V rozsahu provozních otáček 0 – 1 400 min⁻¹ je řízeno pouze nastavení okamžitého geometrického objemu na čerpadle hydrogenerátoru. Geometrický objem čerpadla hydromotoru by měl zůstat konstantní. V pásmu otáček 1 400 – 1 550 min⁻¹ by mělo dojít k zapojení regulace geometrického objemu HM. Pokud byla vyžadována prudká akcelerace došlo k rozkmitání systému a provozní otáčky oscilovaly v přechodovém pásmu, než došlo k ustálení. Abych minimalizoval nežádoucí pásmo, snížil jsem požadované nominální otáčky při testu s agresivnějším nastavením akcelerační rampy na 1 400 min⁻¹ čímž došlo k eliminaci nestabilního stavu v režimu s rekuperačí i bez rekuperace. Po nastavení optimalizovaného průběhu akcelerace se negativní oscilace provozních otáček neobjevovaly. Zde lze poznamenat, že u plánovaného nasazení na pneumatikovém válci je žádoucí spíše stabilní průběh zrychlování jízdy než čas potřebný pro zrychlení na požadovanou hodnotu.

Průběh provozních otáček při brzdění byl velmi podobný pro optimalizované i neoptimalizované nastavení stanice. Při brzdění bez rekuperace byla dynamika brzdění vyšší než při rekuperačním brzdění, což bylo dáno přímým řízením brzdného procesu. Zároveň je patrné, že v režimu rekuperačního brzdění je dynamika brzdného procesu shodná pro optimalizované i neoptimalizované nastavení. Negativním projevem je zákmit otáček na konci brzdného procesu, kdy docházelo k reverzaci chodu setrvačníku. V grafech se reverzace chodu projevuje kladným nárůstem otáček v čase 48,5 s, neboť použitý senzor otáček nerozpoznává směr otáčení, výstupem je tedy vždy absolutní hodnota otáček setrvačníku. V režimu rekuperačního brzdění nebyl brzdný proces regulován ŘJ, brzdění zajišťovalo škrcení hydraulického oleje při plnění HD akumulátoru. Z průběhu otáček je zřejmé, že při škrcení hydraulického oleje se nedosahovalo stejné dynamiky brzdění setrvačné hmoty jako v režimu bez rekuperace. Při experimentech se jsem však zjistil, že při nastavení vyšších tlaků dusíku v HD akumulátoru dojde k významnému poklesu efektivity rekuperačního procesu. Bylo proto nutné na stanici akceptovat nedokonalé brzdění při rekuperači, které se projeví zákmitem setrvačníku na konci brzdného procesu. Očekával

jsem, že popsaný negativní projev rekuperačního brzdění se u vozidla neprojeví vzhledem k řádově vyšším pasivním odporům vozidla vůči valení. Setrvačnick na stanici byl usazen pouze ve valivých ložiskách a jeho pasivní odpory byly tedy velmi malé. Uvedený jev měl však negativní dopad na celkový rekuperační potenciál, protože při reverzaci otáček je část již uspořené hydraulické energie spotřebována na opětovnou akceleraci setrvačnicku, který je následně opět zbrzděn.



Obr. 75 Průběhy vybraných měřených veličin při roztáčení a zastavování setrvačnicku na 2 000 min⁻¹ otáček

Při brzdění je také patrný velký rozdíl v průběhu tlaků na výstupu z HM jak ilustruje příslušný graf na obr. 74. Zde je v daném časovém úseku patrná vysoká tlaková špička při

brzdění bez rekuperace. Tlak dosahuje více než 30 MPa a může docházet ke spínání ochranných prvků hydraulického okruhu, neboť maximální bezpečný tlak v hydrostatickém obvodu je max. 32 MPa. Dojde-li k sepnutí pojistných prvků, pak je mařeno velké množství energie, částečně přes bezpečnostní prvky obvodu a částečně je převedena přímo do HG, který při pak při brzdění roztácel elektromotor. Elektromotor se pak začne chovat jako elektrogenerátor. Při aplikaci na vozidle by pak v takovém případě mohlo dojít k „přetáčení“ spalovacího motoru.

Z grafu se záznamem činného výkonu na obr. 74 lze obecně konstatovat, že energetická náročnost cyklu bez rekuperace byla podle očekávání vyšší, než cyklu s rekuperací. Dále je patrný méně příznivý průběh činného výkonu v případě příliš agresivního nastavení řídicích parametrů stanice. V průběhu činného výkonu pak parametrech dochází k výkonovým špičkám, které jsou způsobeny vysokými energetickými nároky na akceleraci setrvačnicku. Tento jev byl umocněn přílišným vybíjením HD akumulátoru při akceleraci setrvačnicku.

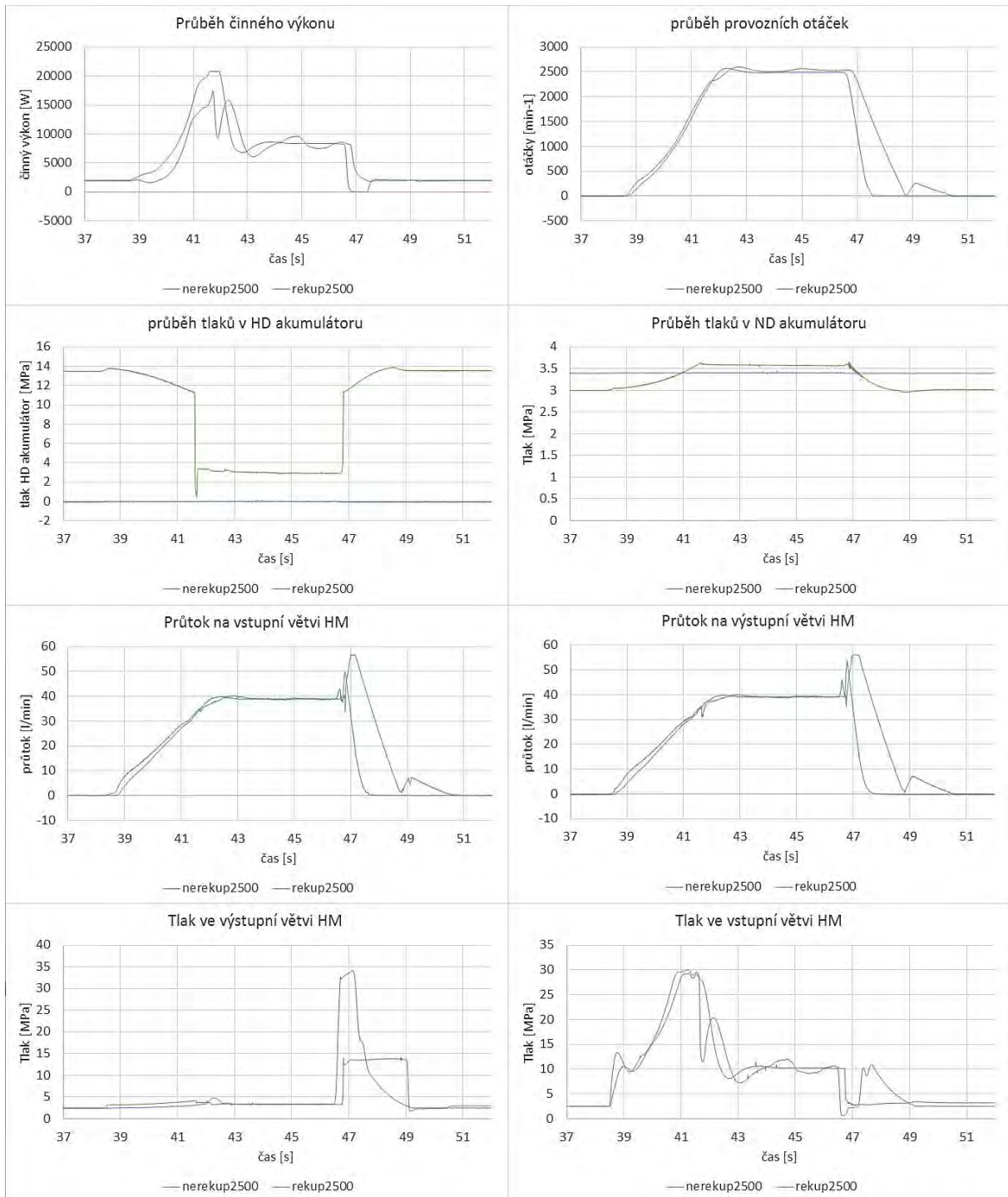
V grafech na obr. 75 jsou zobrazeny měřené průběhy veličin, které jsem získal při cyklické zkoušce s rozsahem provozních otáček setrvačnicku $0 - 2\ 000\ \text{min}^{-1}$. Z průběhu provozních otáček je patrné velmi podobné chování stanice při cyklování s vyšším rozsahem provozních otáček. S neoptimalizovaným nastavením parametrů dochází při asistované akceleraci taktéž k vyprázdnění HD akumulátoru provázeném zákmitem provozních otáček setrvačnicku. Lze si však povšimnout, že při vyšších provozních otáčkách se změnila vnitřní dynamika systému. To je patrné právě na průběhu tlaku v HD akumulátoru. Při nižším rozsahu provozních otáček se po vyprázdnění zásobníku stihne uzavřít ventil V4 a zásobník je včas odpojen z okruhu. U zkoušky při vyšších provozních otáčkách se však ventil při neoptimalizovaném časování nestihne uzavřít dostatečně rychle a zásobník zůstane připojen k hydrostatickému okruhu. Protože při přílišném poklesu tlaku v HD akumulátoru se aktivuje režim *Free Run*, jedná se o extrémně nevýhodný stav. Část energie pohonu byla pak spotřebována k opětovnému plnění zásobníku, dokud se ventil neuzavře. To se pak negativně projevilo na celkové efektivitě rekuperačního cyklu. V průběhu otáček byla opět patrná také reverzace chodu setrvačnicku při rekuperačním brzdění.

Pro účinnost cyklu asistované akcelerace setrvačnicku byl důležitý také požadovaný tlak na vstupní větvi HM. Velikost vstupního tlaku přímo ovlivňovala rozdíl tlaků v HG a celkovou energii, kterou musí HG dodat k pohonu HM. Opět platí, že by nemělo docházet k překračování maximálního tlaku 30 MPa v hydraulickém obvodu, přebytečná energie by pak byla mařena v bezpečnostních prvcích obvodu. Jak je ale patrné z průběhu tlaků na vstupu do HM na obr. 75, u neoptimalizované varianty docházelo při prudké akceleraci k nežádoucím tlakovým špičkám. Nastavením optimalizovaných provozních parametrů jsem dosáhl pozvolnějšího náběhu tlaku a lépe pak byla využita brzděná energie akumulovaná v HD zásobníku.

Na grafech průtoku hydraulického oleje hydromotorem si lze dále povšimnout, že při rekuperačním brzdění vzrůstají nároky na propustnost hydraulického obvodu, jak naznačuje zvýšený průtok v obou větvích při započítání brzděného procesu.

Průběh činného výkonu měl obdobný charakter, jako v předchozím případě. Tedy nejvyšší energetická náročnost byla zjištěna u režimů bez aktivní rekuperace. V cyklech s rekuperací byl pak před optimalizací průběh činného výkonu méně příznivý než po optimalizaci.

Grafy na obr. 76 ilustrují průběhy vybraných veličin pro rozsah provozních otáček 0 – 2 500 min^{-1} . V grafech je zobrazena pouze varianta s optimalizovanými parametry nastavení experimentální stanice a řízení HRSC. Pro neoptimalizované provozní parametry jsem nemohl zkoušku realizovat, neboť byly překračovány bezpečné hodnoty tlaků v hydraulickém okruhu a hrozilo by zničení komponent stanice při cyklických zkouškách. Pro přehlednost jsem do grafu vybral pouze jeden cyklus akcelerace a decelerace z realizované cyklické zkoušky.



Obr. 76 Průběhy vybraných měřených veličin při rozláčení a zastavování setrvačniku na 2 500 min^{-1} otáček

Charakter průběhů provozních otáček se neliší od předchozích testovaných rozsahů provozních otáček. Při pohledu na graf průběhu tlaku v HD zásobníku je však patrné, že při tomto rozsahu provozních otáček již dochází k vyprázdnění HD akumulátoru i s optimalizovaným nastavením parametrů rekuperačního modulu a jeho řízení. Tlak v HD zásobníku klesá krátkodobě pod kritickou mez. Ventil V4 se však stihne uzavřít včas, takže nedojde k nežádoucímu zatěžování elektromotoru plněním HD zásobníku, jako tomu bylo u neoptimalizované varianty popsané u předchozích experimentů. To bylo potvrzeno taktéž průběhem sledovaného činného výkonu. Jak je zřejmé z grafu, při cyklu bez rekuperace byla výkonová špička dokonce ořezána nedostatečným rozsahem použitého převodníku. Nominální výkon motoru je 22 kW, motor je tedy v tomto okamžiku vytížen na hranici 100% a může docházet i ke krátkodobému přetížení elektromotoru. Při zapojení rekuperačního modulu se daří výkonovou špičku eliminovat. Protože však dochází k vybití HD akumulátoru, není průběh výkonu při akceleraci zcela optimální. Z hlediska provozu je však důležité, aby se ukončení asistované akcelerace neprojevovalo negativně na průběhu provozních otáček. Při deceleraci je patrná vysoká tlaková špička na výstupu z HM v cyklu bez rekuperace. Zjevně se tedy maří vysoké množství energie v pojistných prvcích hydraulického obvodu a opět dochází k navýšení otáček elektromotoru, které by v případě spalovacího motoru bylo nebezpečné. Zapojením rekuperace se negativní průběh tlaku při brzdění eliminuje.

Závěrem lze shrnout, že analýzou dat z experimentů na vybraných nominálních otáčkách se mi podařilo identifikovat následující klíčové faktory mající vliv na efektivní průběh rekuperačních cyklů.

- Dynamika akcelerace – přímo ovlivňuje energetickou náročnost procesu zrychlení. Při aktivaci procesu rekuperace má vliv na efektivitu procesu vybíjení zásobníku. Požadavek na rychlou akceleraci způsobuje vybití HD akumulátoru a významně snižuje efektivitu procesu rekuperace. Požadavek na rychlou akceleraci může způsobit také tlakovou špičku na vstupu do HM, která musí být kompenzována na pojistných prvcích okruhu. Tím se sníží celková účinnost pohonu, bez ohledu na to, zda je rekuperace aktivní.
- Dynamika decelerace – v režimu Free Run se příliš rychlá ekcelerace projevuje tlakovou špičkou na výstupu z HM, která se kompenzuje na pojistných prvcích okruhu. Pokud je aktivován režim decel, pak je třeba vyvážit dynamiku akcelerace vzhledem k připojenému HD zásobníku. Pokud je požadavek na brzdění příliš agresivní, dochází k brzkému ukončení nabíjení akumulátoru a snižuje se tak množství akumulované energie.
- Nastavení tlaku dusíku v HD akumulátoru vakového typu – přímo ovlivňuje schopnost HD akumulátoru akumulovat brzdnou energii. Při nastavení příliš malého tlaku je sice možné dosáhnout většího objemu akumulované energie, dochází však k nežádoucímu nárůstu doby potřebné pro zabrzdění. Při nastavení příliš vysoké hodnoty tlaku plynu je doba brzdění příliš krátká a snižuje se účinnost procesu ukládání brzdné energie do zásobníku.
- Časování ventilového bloku – při nevhodném časování může dojít k nárůstu tlaku v některé z uzavřených větví obvodu. Pokud ventil zůstává otevřen příliš dlouho, může dojít k poklesu objemového průtoku v hlavních větvích obvodu. Oba jevy se

pak negativně projeví snížením efektivity pohonu a zvýšenými energetickými nároky na elektromotor.

- Hodnota hydraulických tlaků v obvodu – sledování tlakových špiček v obvodu je významné pro indikaci správného průběhu rekuperačních procesů. Nastavení nevhodných parametrů pro řízení obvodu vede k nárůstu tlakových špiček, které negativně ovlivňují účinnost rekuperace.

Pro další etapu vývoje prototypu rekuperačního modulu bylo důležité posouzení potenciálu rekuperace. V případě, že by se nepodařilo na laboratorní stanici dosáhnout nejméně 10% úspory energie, bylo by zřejmě neekonomické ve vývoji prototypu pokračovat. Tým prof. Nevrlého proto provedl v simulaci odhad očekávaných energetických úspor. Hodnoty získané simulací a stanovené dle rovnice (13) jsou v tab. 22. Rekuperační potenciál odhadovaný simulací byl pro zkoumané rozsahy provozních otáček v rozsahu 10 % až 18 %. Uvedené výsledky modelování potvrdily dostatečný teoretický potenciál prototypu modulu aplikovaného na laboratorní stanici.

otáčky 0 – 1 500 min ⁻¹			otáčky 0 – 2 000 min ⁻¹			otáčky 0 – 2 500 min ⁻¹		
$E_{nerekup}$ [kJ]	E_{rekup} [kJ]	$\Delta\eta_{rekup}$ [-]	$E_{nerekup}$ [kJ]	E_{rekup} [kJ]	$\Delta\eta_{rekup}$ [-]	$E_{nerekup}$ [kJ]	E_{rekup} [kJ]	$\Delta\eta_{rekup}$ [-]
46,9	39,9	0,149	92,5	83,2	0,101	136	112	0,176

Tab. 22 Stanovení rekuperačního potenciálu stanice simulací

Rekuperační potenciál prototypu modulu jsem následně experimentálně ověřil na stanici. Experimentálně získané výsledky byly rozhodující pro posouzení funkčnosti navrženého prototypu modulu. Jak vyplývá z tab. 23, rekuperační potenciál modulu se mi podařilo při testech pozitivně potvrdit. V tabulce porovnávám rozdíly v účinnosti rekuperace před optimalizací provozních parametrů a po optimalizaci. Před optimalizací jsem při experimentech dosahoval úspor 2 – 3 % energie potřebné k pohonu setrvačnicku. Po nastavení optimalizovaných parametrů jsem dosahoval úspor až 10 % elektrické energie. Výjimkou byl cyklus s rozsahem provozních otáček 2 500 min⁻¹. Zde jsem dosahoval 6% úspory. Snížená úspora byla dána sníženou efektivitou rekuperačního cyklu způsobenou přílišným vybíjením HD akumulátoru při akceleraci. Realizované experimenty naznačily, že tento problém by bylo možné řešit další optimalizací zaměřenou pouze na uvedený cyklus. Při implementaci do ŘS by však nastal problém, že navržená parametrizace by přinesla zhoršení v ostatních provozních režimech s nižším rozsahem provozních otáček, protože software HRSC není schopen měnit parametrizaci akčních členů za provozu např. v závislosti na otáčkách. Navržená optimalizovaná sada nastavení se proto po experimentálním ověření jevila jako nejuniverzálnější pro celé testované spektrum provozních otáček setrvačnicku experimentálního stendu.

Srovnáním výsledků odhadů úspor při simulaci a skutečně dosaženými úsporami na stanici lze kvantifikovat chybu simulované predikce v rozsahu 0 – 11 % z dosažitelného maxima, podle hodnoceného pracovního režimu. S výjimkou zkušebního cyklu na nominální hladině otáček setrvačnicku 2 000 min⁻¹ vždy simulace výsledek znatelně nadsaovala. Rozdílné výsledky jsou zřejmě dány potřebným zjednodušením simulačního modelu. Kim ve svém příspěvku [26] popisoval podobné chování simulace, kterou použil k predikci úspor při rekuperaci. Považuji proto uvedenou chybu za přijatelnou s ohledem na zamýšlené využití

simulací, které měly v procesu návrhu parametrů rekuperačního okruhu plnit spíše podpůrnou funkci, rozhodující byly experimentálně dosažené výsledky.

Varianta	otáčky 0 – 1 500 min ⁻¹			otáčky 0 – 2 000 min ⁻¹			otáčky 0 – 2 500 min ⁻¹		
	$W_{nerekup}$ [Wh]	W_{rekup} [Wh]	$\Delta\eta_{rekup}$ [-]	$W_{nerekup}$ [Wh]	W_{rekup} [Wh]	$\Delta\eta_{rekup}$ [-]	$W_{nerekup}$ [Wh]	W_{rekup} [Wh]	$\Delta\eta_{rekup}$ [-]
<i>neoptimal</i>	93,54	90,81	0,028	117,45	114,68	0,024	-	-	-
<i>optimal</i>	97,02	86,71	0,106	110,52	97,30	0,112	128,24	120,14	0,063

Tab. 23 Stanovení rekuperačního potenciálu stanice z měřených dat

Závěrem lze konstatovat, že jsem při experimentech na laboratorní stanici potvrdil dostatečný potenciál rekuperačního modulu, pro následnou aplikaci prototypu na pneumatikový válec. Zároveň se podařilo nalézt mechanismus pro praktickou optimalizaci nastavení provozních parametrů hydrostatického pohonu s rekuperačním modulem složeným z komponentů dodávaných firmou Bosch Rexroth. Při experimentech jsem prověřil také možnosti řídicího systému HRSC, navrženého pro laboratorní stanici. Na základě experimentů pak byly některá zjištěná omezení diskutována s programátorem systému Bc. Drhou a vedly k pozdějším úpravám ŘS nasazeného na experimentálním vozidle.

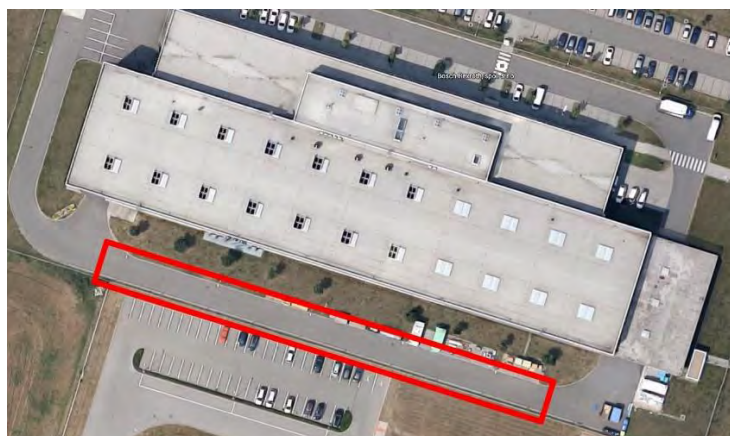
5.2 Experimentální ověření prototypu rekuperačního modulu na pneumatikovém válci

5.2.1 Experimentální postupy na vozidle

Na experimentálním vozidle jsem podle potřeby realizoval experimenty ve spolupráci s aplikační skupinou řešitelů z firmy Bosch Rexroth. Jednalo se především o experimenty zaměřené na ověření správné funkce prototypu rekuperačního modulu a jeho řízení. Dále jsem prováděl experimenty pro identifikaci vstupních parametrů pro simulace a také pro verifikaci simulačního matematického modelu experimentálního vozidla. Závěrečné experimenty pak byly zaměřeny na optimalizaci nastavení provozních parametrů rekuperačního modulu a měření spotřeby paliva při zkušebních jízdách.

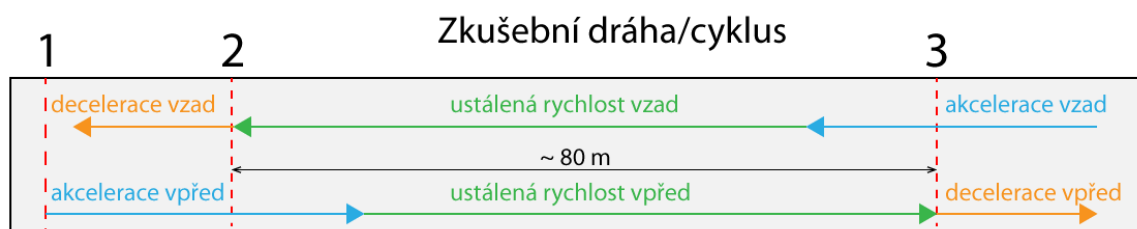
Metodické postupy experimentů zaměřených na identifikaci vstupních parametrů pro simulační modely jsou popsány v kapitole 4.4.2. Pro ověřovací a optimalizační zkoušky a měření spotřeby paliva jsem pod dohodě řešitelů zavedl jednotný experimentální postup.

Zkušební trať



Obr. 77 Areál firmy BOSCH Rexroth s vyznačením zkušební oblasti

Zkušební trať byla vytvořena v areálu firmy BOSCH Rexroth v Brně na přímém úseku místní obslužné komunikace, viz obr. 77. Povrch zvolené komunikace je živičný, což odpovídá obvyklému povrchu, po kterém se dokončovací válec pohybuje při práci. Výhodou byla také zanedbatelná výšková nerovnost komunikace. Délka zkušební trati byla vyměřena na 80 m. Začátek a konec úseku byl osazen optickými členy, které indikovaly průjezd vozidla akustickým signálem v kabině. Před hodnocený úsek byl ve vzdálenosti 8 m přidán ještě jeden optický člen, který sloužil jako startovní bod pro započítání zkoušky. Optická indikace průjezdu byla realizována pomocí odrazek rozmístěných na trati a optického čidla upevněného na vozidle. K optickému čidlu byla připojena piezo-siréna umístěná v kabině vozidla. Při průjezdu kolem odrazky spínalo optické čidlo sirénu, která zajistila akustickou odezvu pro obsluhu vozidla. Obsluha při zaznění akustického signálu zahájila proces akcelerace nebo decelerace. Zkušební trať je schematicky znázorněna na obr. 78 a na obrázku je naznačen také průběh zkušebního cyklu. Body 1, 2 a 3 označují pozice optických členů. Bod 1 je startovní a body 2 a 3 vymezují 80 m dlouhý hodnocený úsek trati.



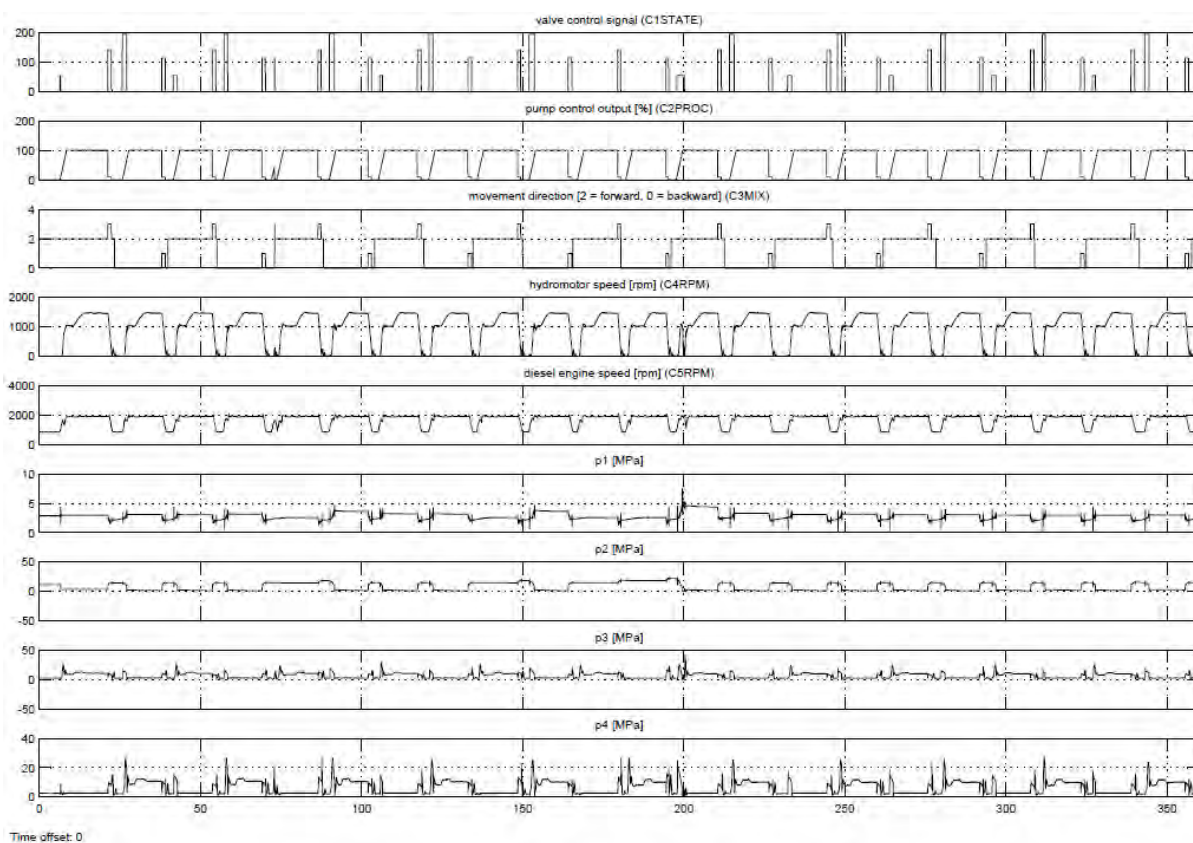
Obr. 78 Schéma zkušební trati

Stanovený pracovní cyklus

Válec byl před zkouškou dotížen na zvolenou provozní hmotnost. Pro většinu zkoušek byla použita pohotovostní hmotnost vozidla 18 tun, která se jevila jako vhodná s ohledem na případné nežádoucí poškození povrchu zkušební dráhy v areálu. Pracovní cyklus válce pro experimentální měření byl stanoven následovně. Na začátku zkoušky najel řidič s válcem na startovní značku na trati. Po ustavení vozidla zařadil přímo druhý převodový stupeň protože, u hydrostatického pohonu neprobíhá řazení stejným způsobem jako u řazení vozidla s mechanickou převodovkou. Není proto třeba řadit jednotlivé stupně postupně. Vybraný převodový stupeň určuje rozsah provozních otáček hydromotoru a tím maximální dostupnou rychlost válce. Pro hutnění povrchu slouží primárně první a druhý převodový stupeň. Třetí převodový stupeň se využívá pouze pro zrychlený přesun vozidla a dovoluje dosažení maximální rychlosti 18 km/h. Při zařazeném druhém převodovém stupni dosahuje válec maximální rychlosti 8,7 km/h, která byla zvolena pro experimentální měření. Řidič po zařazení sešlápne plně akcelerační pedál a vozidlo začne maximálně akcelerovat na rychlost podle zařazeného rychlostního stupně. Dynamika akcelerace podléhá zvolenému režimu jízdy (bez rekuperace/s rekuperací) a nastavení hydraulického okruhu. Po dosažení maximální rychlosti jelo vozidlo ustálenou rychlostí. Jakmile dostal řidič akustický signál oznamující průjezd kolem bodu označujícího konec trati, začal okamžitě maximálně brzdit, tj. zcela uvolnil plynový pedál. Dynamika brzdění opět podléhala zvolenému jízdnímu režimu a nastavení hydraulického okruhu vozidla. Po úplném zastavení stroje se zařadil stejný rychlostní stupeň v obráceném směru jízdy a jízdu stejným způsobem opakuje. Jeden pracovní cyklus tedy zahrnoval jednu jízdu vpřed a jednu jízdu vzad. Při dodržení výše uvedeného způsobu jízdy jsem předpokládal, že bude

možné dosahovat přijatelné opakovatelnosti zkoušek s různými řidiči vozidla za předpokladu obdobných klimatických podmínek v průběhu zkoušek.

Pokud jsem se při zkoušce soustředil na stanovení spotřeby vozidla, bylo třeba vykonat větší počet pracovních cyklů. Z časových a ekonomických důvodů jsem po dohodě se skupinou řešitelů z firmy Bosch Rexroth zvolil deset úplných pracovních cyklů, pro hodnocení spotřeby paliva. Samotné hodnocení spotřeby bylo realizováno měřením úbytku hmotnosti paliva z kalibrované nádrže. Do palivového systému vozidla byla proto vložena kalibrovaná plastová nádrž s objemem 10 litrů. V hrdle nádrže byla umístěna ryska, která zajišťovala minimální chyby při doplňování objemu paliva. Před začátkem zkoušky se přídatná nádrž naplnila palivem z kanystru na objem indikovaný ryskou. Poté se zvážil kanystr s palivem na přesné digitální váze Kern 572 s přesností 0,1 g. Po vykonání předepsaného počtu pracovních cyklů se opět doplnil objem paliva v přídatné nádrži. Následně proběhlo opětovné zvážení kanystru s palivem a určila se hmotnost spotřebovaného paliva. Ukázka záznamu cyklické zkoušky je na obr. 79.



Obr. 79 Ukázka záznamu cyklické zkoušky na vozidle

Verifikační měření realizovaná na pneumatikovém válci

Verifikační experimenty, které jsem provedl s experimentálním vozidlem proběhly v několika navazujících etapách. Počáteční etapy souvisely s oživením rekuperačního modulu na válci. Současně probíhal také sběr parametrů pro identifikaci simulačního modelu vyvíjeného týmem prof. Nevrlého. Zbývající etapy pak byly určeny k experimentálnímu ověření a optimalizaci nastavení rekuperačního modulu a posouzení účinnosti procesu rekuperace na vozidle. Přehled jednotlivých etap uvádím níže.

- Etapa 0 – 1. čtvrtletí roku 2014 – výroba a montáž prototypu rekuperačního modulu; ověření funkce a statická inicializace hydraulického okruhu.
- Etapa I - v období od 1.4.2014 do 29.8.2014 byly provedeny zkoušky s pneumatikovým válcem AP 240 H o hmotnosti 9 t. Zkoušky byly zaměřeny zejména na odladění funkce pohonu s připojeným rekuperačním modulem a verifikaci simulačního modelu.
- Etapa II - v období od 29.8.2014 do 11.9.2014 byly provedeny zkoušky s pneumatikovým válcem AP 240 H dotíženým na hmotnost 18 t. Uvedené zkoušky sloužily zejména k optimalizaci nastavení hydraulického okruhu válce.
- Etapa III - v období od 29.10.2014 do 25.11.2014 byly provedeny zkoušky s pneumatikovým válcem AP 240 H o hmotnosti 18 t a upraveným prototypem rekuperačního modulu. Úprava spočívala v náhradě ventilového bloku s nově navrženými kanály a integrovaným zkratovacím ventilem, dále v použití větších akumulátorů (AKU ND a AKU HD) s objemem 20 l. Nárůst hmotnosti ventilového bloku o cca 10 kg a akumulátorů o cca 15 kg je vzhledem k hmotnosti stroje zanedbatelný a nemá zásadní vliv na dosažené výsledky měření. Jednalo se o finální etapu měření, která měla potvrdit rekuperační potenciál navrženého prototypu v reálných provozních podmínkách.
- Etapa IV a V – v období od 4. 12. do 19. 12. 2014 proběhly původně neplánované etapy měření, které si vyžádalo zdržení experimentálních zkoušek způsobené vadnou funkcí prvního prototypu. V etapě IV byl testován válec ve stejné konfiguraci jako v etapě III, etapa V proběhla s válcem odlehčeným na minimální hmotnost. Obě etapy byly silně ovlivněny nepříznivými klimatickými podmínkami (mrazy a ledovka).

V rámci měření v každé etapě jsem provedl řádově desítky funkčních testů. Přibližně 60 % z testů bylo zároveň snímáno měřicím systémem pro účely další podrobné analýzy. Zbývajících 40 % sloužilo pouze k okamžitému posouzení funkce vozidla s rekuperačním modulem a byly analyzovány ihned na místě. Jednalo se především o zkoušky základní funkčnosti celého pohonu po větším zásahu do systému pojezdu, nebo o zkoušky ovlivněné vnějším působením, např. nepříznivým počasím apod.



Obr. 80 Prototyp první verze rekuperačního modulu na vozidle s tlakovými zásobníky o objemu 10 l [38]

V průběhu jednotlivých etap docházelo k postupné optimalizaci nastavení provozních parametrů systému a dosažených úspor paliva. Zároveň se postupně odhalovaly slabá místa navržené konstrukce prototypu modulu, jako chybné vrtání ventilového bloku, nebo nedostatečná kapacita hydraulických akumulátorů. Konstrukční nedostatky byly průběžně odstraňovány před zahájením třetí etapy ověřovacích měření. První verze prototypu rekuperačního modulu je na obr. 80.

5.2.2 Analýza výsledků zkoušek na experimentálním vozidle

V nulté etapě měření jsem realizoval zejména zkoušky pro oživení hydrostatického pohonu s vestavěným prototypem rekuperačního modulu. Bylo třeba spárovat řídicí jednotky pojezdu, spalovacího motoru a rekuperačního modulu, aby bylo možné se strojem jezdit. Zároveň bylo nutné ověřit základní funkci hydraulických součástí pohonu. Proběhlo také měření vstupů pro parametrizaci simulačního modelu (hmotnost válce, odezva spalovacího motoru apod.). V této fázi jsem velmi úzce spolupracoval se skupinou Bosch Rexroth, která měla v kompetenci realizaci konstrukčních úprav vozidla a vývoj ŘS rekuperačního modulu.

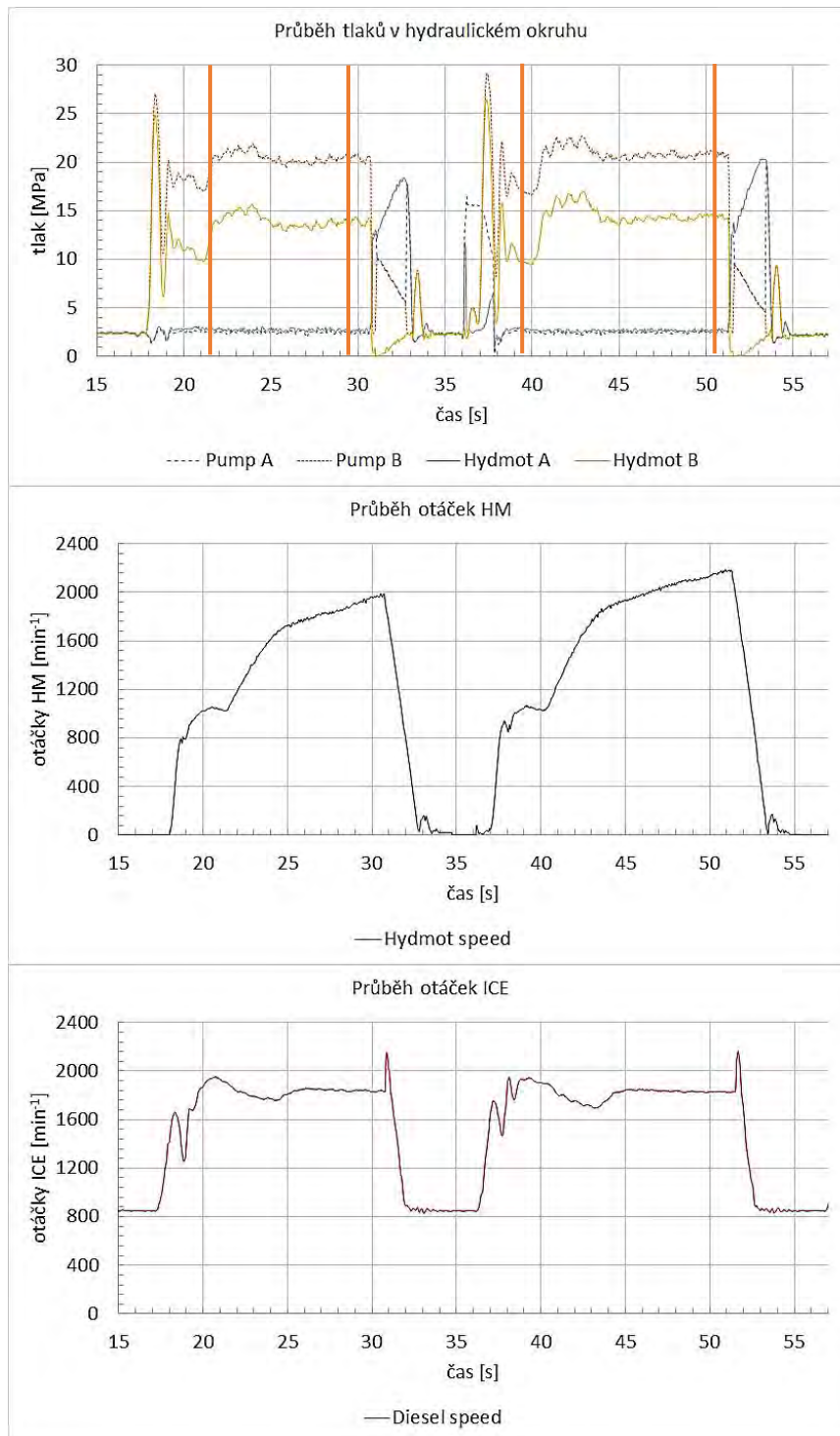
V první etapě měření jsem proto realizoval zkoušky pojezdu válce. Počáteční jsem zaměřil na ověření funkce řídicího systému a komunikaci mezi ŘJ. Následně proběhly zkoušky pro experimentální ověření simulačního modelu a identifikaci vstupních parametrů. V rámci první etapy jsem zjistil významné nesrovnalosti mezi simulovanými výsledky a měřením, které bylo třeba identifikovat. Jako první jsem podezříval chybné určení hodnoty valivého odporu vozidla. Toto podezření vyvrátila samostatná zkouška popsaná v kapitole Příloha 8. Následně jsem podrobně analyzoval průběhy provozních a fyzikálních veličin měřených na vozidle a ve spolupráci s doc. Němcem jsem závěry konfrontoval se simulacemi. Byl nalezen významný rozpor v očekávaných a měřených tlakových ztrátách na první verzi prototypu ventilového rozváděče, který vysvětlím v následující stati.

Vliv tlakových ztrát ventilového rozváděče na účinnost rekuperace (1. vývojová verze prototypu)

V grafech na obr. 81 jsou zobrazeny zaznamenané průběhy vstupních a výstupních tlaků v hydraulickém obvodu. Dále je zobrazen záznam průběhu provozních otáček hydromotoru a spalovacího motoru. Při zkoušce byl zaznamenán jeden pracovní cyklus vozidla, tj. jízda vpřed v čase 17 s až 33 s a následná jízda vzad v čase 37 s až 54 s. Válec se při měření nacházel v základní hmotnostní konfiguraci, tj. nebyla aplikována přídatná balastní závaží a pohotovostní hmotnost vozidla činila 9 tun.

Z měřených průběhů jsem stanovil dva pracovní body při jízdě vpřed a dva pracovní body při jízdě vzad. Vybrané veličiny pro posouzení tlakových ztrát ventilového rozváděče jsou uvedeny v tab. 24. Uvedené časy představují střední hodnotu času ve vybraném úseku pro stanovení hodnoty příslušného tlaku. Z průběhů uvedených na obr. 81 byly okolo vybrané střední hodnoty časového intervalu vybrány měřené hodnoty v intervalu $\pm 0,5$ s, který lze považovat za ustálený, a výsledný tlak byl numericky vypočten funkcí medián. Stejným způsobem byly stanoveny také pracovní otáčky v hodnoceném úseku. Následně byl vypočítán tlak na výstupu z HG a na vstupu do HM. Tlaková ztráta ventilového rozváděče je zjednodušeně určena jako rozdíl tlaků HG a HM. Dle katalogu činí tlaková ztráta

použitých ventilů 0,08 MPa. Jestliže hydraulický olej může v jednom okamžiku protékat maximálně přes 6 ventilů lze tedy očekávat ztrátu okolo 0,24 MPa způsobenou ventily.



Obr. 81 Průběh tlaků a provozních otáček HM a ICE při měření tlakových ztrát ventilového rozváděče

K této ztrátě se přičte také tlaková ztráta hydraulického vedení, kterou lze podle výsledků simulací očekávat v podobné výši. Celková očekávaná tlaková ztráta v hydraulickém vedení s ventilovým rozváděčem je cca 0,5 MPa. Z měření však vyplývá tlaková ztráta řádově vyšší a pohybuje se v rozsahu 6,75 až 7,8 MPa. Jako problematická se jeví větev B hydraulického okruhu.

	čas výběru dat [s]			
	21.5	29.5	39.5	50.5
tlak v HG větev A [MPa]	2,5	2,4	2,6	2,5
tlak v HG větev B [MPa]	18,5	20,4	16,95	21,05
tlak na výstupu z HG [MPa]	16	18	14,35	18,55
tlak v HM větev A [MPa]	2,9	2,7	2,85	2,7
tlak v HM větev B [MPa]	11,1	13,8	9,7	14,5
tlak na vstupu do HM [MPa]	8,2	11,1	6,85	11,8
otáčky HM [min ⁻¹]	1038	1959	1047	2160
otáčky ICE [min ⁻¹]	1922	1838	1923,5	1829,5
tlaková ztráta na rozváděči [MPa]	7,8	6,9	7,5	6,75
tlaková ztráta ve větvi A [MPa]	0,4	0,3	0,25	0,2
tlaková ztráta ve větvi B [MPa]	7,4	6,6	7,25	6,55
smysl jízdy	vpřed		vzad	

Tab. 24 Vybrané měřené veličiny pro hodnocení tlakových ztrát na ventilovém rozváděči



Obr. 82 Fotografie chybně provedeného vrtání hydraulického kanálu v prvním prototypu ventilového bloku

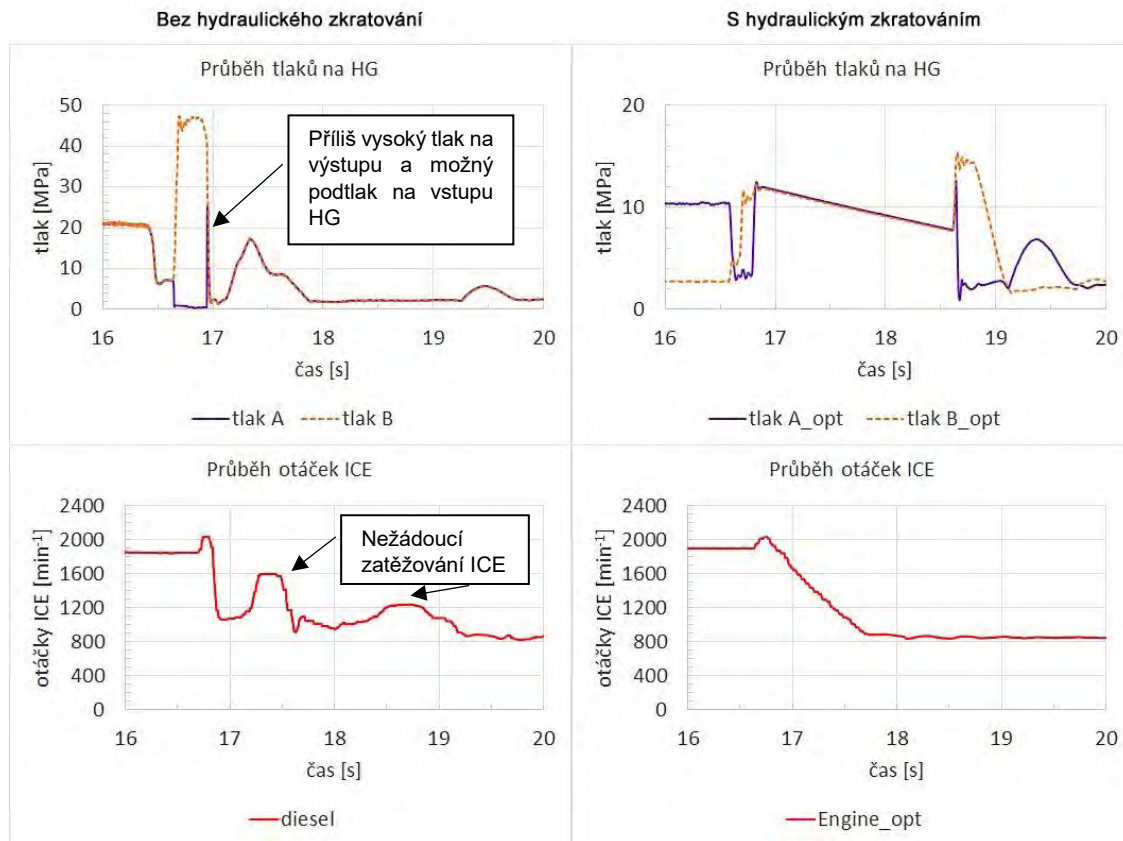
Střední hodnota zjištěných tlakových ztrát v rozváděči je 7,2 MPa pro nominální střední hodnotu otáček spalovacího motoru 1 880 min⁻¹. Lze si také povšimnout, že při jízdě vpřed jsou tlakové ztráty mírně vyšší než při jízdě vzad. Velmi vysoké tlakové ztráty ve ventilovém bloku se negativně projevily na účinnosti pohonu válce. Výsledkem bylo, že v režimu hydrostatického pohonu bez rekuperace nebylo možné dosáhnout očekávané maximální rychlosti 8 km/h. Účinnost rekuperace brzděné energie byla taktéž významně snížena, to se projevilo ve velmi nízké úspoře paliva při provozu s aktivní rekuperací. Jako možná příčina byla uvažována chybná funkce některého z ventilů v hydraulické větvi B, který by nebyl schopen plného otevření. Postupně byly jednotlivé ventily otestovány a demontovány se z rozváděče. Zároveň se provedlo vizuální zkoumání hydraulických kanálů v rozváděči, zde nedošlo k ucpání některého z průchodů. Při inspekci kanálů v rozváděči se podařilo odhalit jako příčinu ztrát špatně provedené vrtání u výstupu B větve z rozváděče, jehož průměr byl pouze 18 mm oproti předepsaným 25 mm ve výkresové dokumentaci tělesa rozváděče. Přesazení sedla ventilu vůči hydraulickému kanálu způsobilo nežádoucí přídavné škrcení hydraulické kapaliny i při plném otevření ventilu. Fotografie vadného vrtání rozváděče je na

obr. 82. Rozdíl v tlakových ztrátách při jízdě vpřed a vzad byl zřejmě způsoben průchodem hydraulického oleje skrz rozdílné kanály ventilového rozváděče, podle nastavení ventilů.

Oprava nežádoucího stavu spočívala v převrtání vadného kanálu na vyšší průměr, čímž se do určité míry podařilo odstranit zúžení dané nesprávným usazením ventilu. Po úpravě ventilového bloku se měřené tlakové ztráty pohybovaly okolo 1,7 MPa. V dané fázi vývoje prototypu modulu byla hodnota tlakových ztrát přijatelná pro pokračování v experimentech. Později se však ukázalo, že oprava nebyla zcela účinná a byly proto započaty práce na druhé vývojové verzi prototypu ventilového rozváděče s ohledem na další snížení tlakových ztrát. Vývoj upravené verze rozváděče byl v kompetenci řešitelů z firmy Bosch Rexroth.

Aplikace „zkratovacího“ ventilu

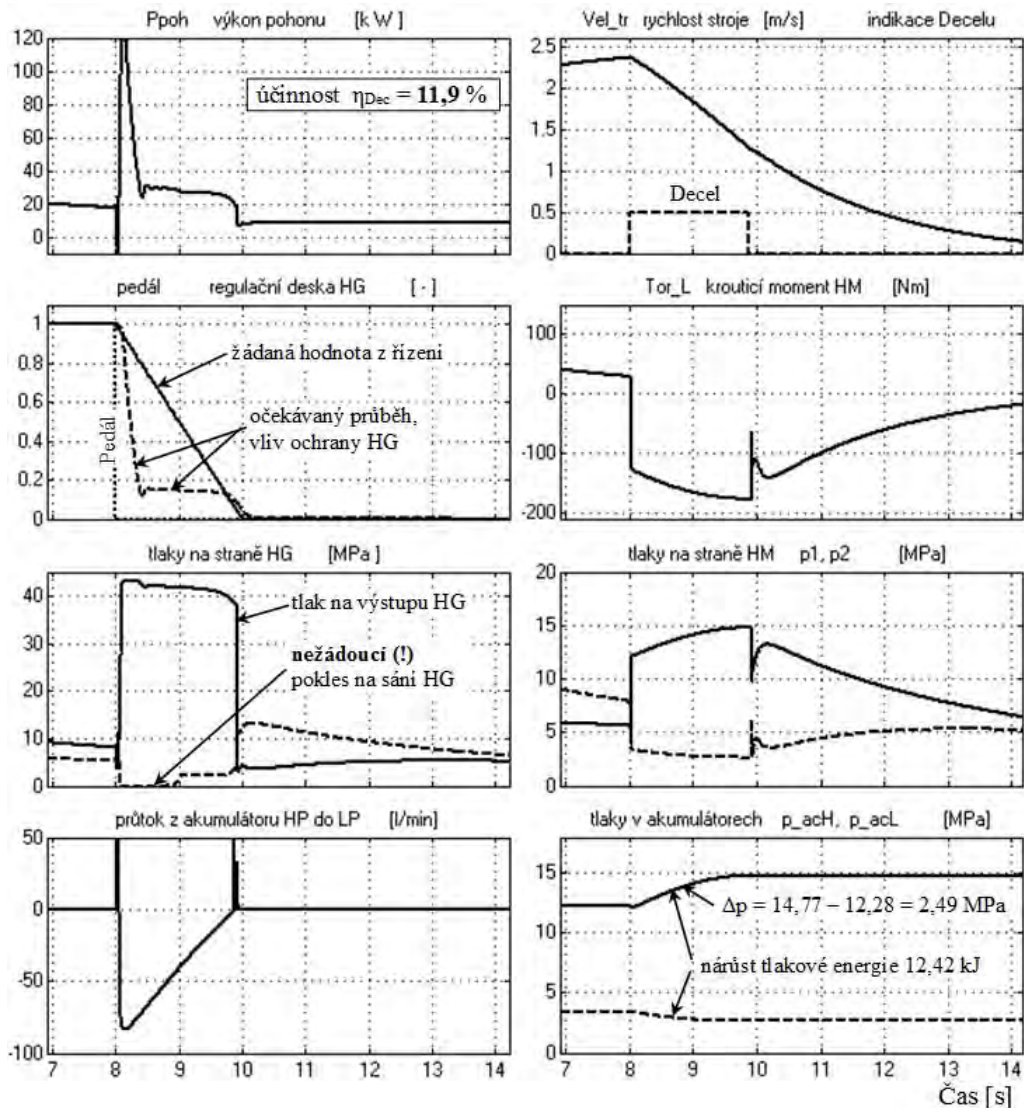
Při brzdění s hydraulicko-mechanickou rekuperací je žádoucí, aby brzdění probíhal pouze škrcením hydraulické kapaliny při plnění tlakového zásobníku. Takto lze ušpřit nejvyšší množství brzdné energie. Je tedy třeba v okamžiku počátku brzdného procesu zcela odpojit hydrogenerátor od hnané části hydrostatického okruhu. Proces decelerace aplikovaný na vyvíjeném rekuperačním modulu je podrobněji popsán v kapitolách 4.1.2 a 4.3.2.



Obr. 83 Průběh rekuperační brzdění při zkušební jízdě a vliv zkratovacího obvodu na tlak v okruhu HG

Při experimentech jsem identifikoval nežádoucí jev, kdy skokové odpojení HG uzavřením ventilů V1 a V2 na začátku procesu brzdění způsobuje, že hydraulický olej z výstupu čerpadla je tlačěn do již zavřených ventilů, protože HG není možné skokově odpojit také od spalovacího motoru a nelze ani skokově přestavit okamžitý objemový průtok čerpadlem. Ve výstupní větvi narůstal tlak a nakonec došlo k sepnutí pojistných ventilů obvodu při dosažení kritického tlaku 45 MPa. Zároveň se zvyšoval odpor proti průtoku hydraulické kapaliny,

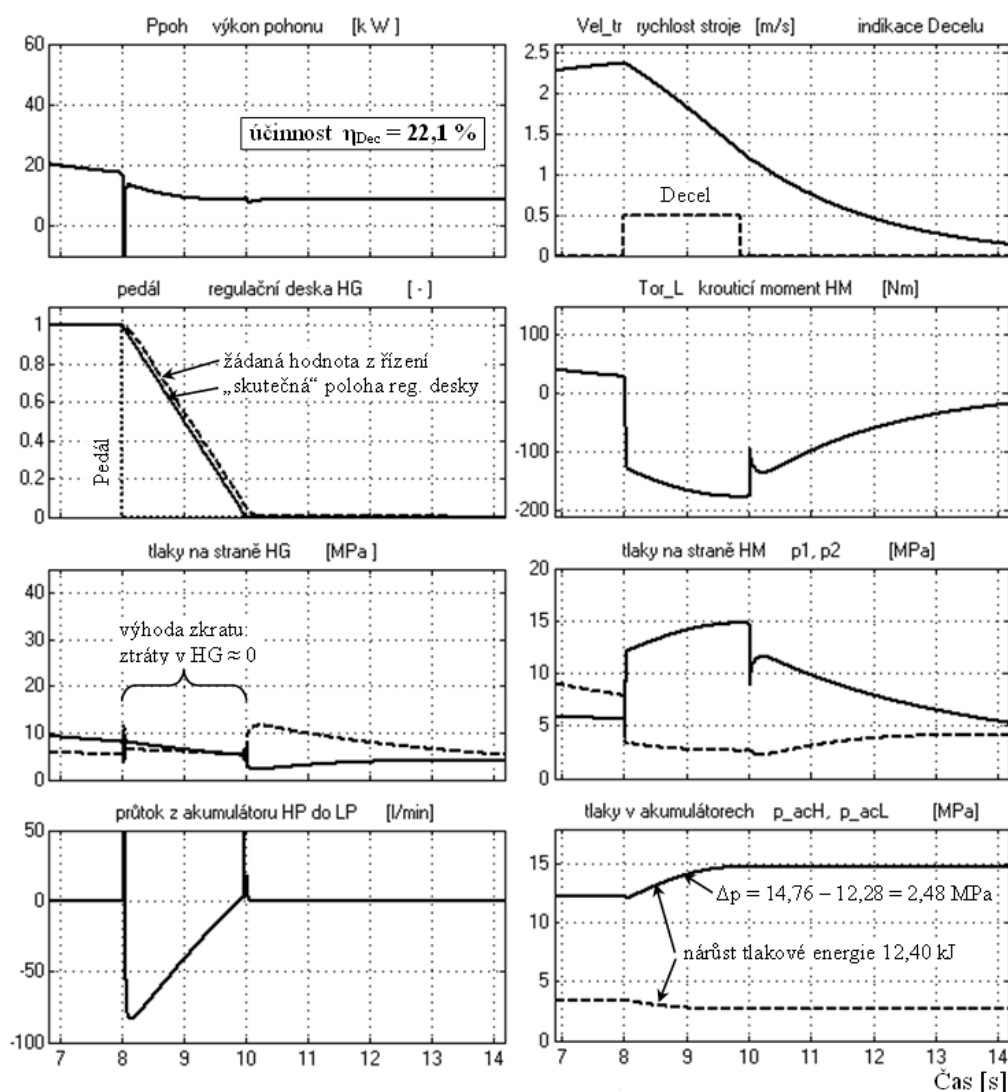
protože pojistné ventily nebyly dimenzovány pro stejný průtok, jako ventily řídicí. Navíc pomocné čerpadlo nebylo schopné dodávat dostatečný okamžitý objem hydraulického oleje na vstup HG. Projevilo se také významné zatížení spalovacího motoru, než došlo k přestavení desky čerpadla do minimální polohy, ve které se vyrovnal rozdíl tlaků na vstupu a výstupu z HG. Při měření nebylo k dispozici sledování polohy desky čerpadla, z měření však nepřímou vyplývá, že nežádoucí stav trvá asi 0,5 až 1 s, viz obr. 83 (levý graf v čase 16,5 až 17 s). Ve výsledku se tedy při popsaném přechodovém stavu mařila energie pohonu v pojistných prvcích chránících HG před poškozením. Samotný proces brzdění a nabíjení HD akumulátoru nebyl jevem nijak negativně ovlivněn, neboť HG pracoval po odpojení ve vlastním uzavřeném okruhu a hydromotor s akumulátory vytvořil také samostatný uzavřený hydraulický okruh. Významně však klesla účinnost rekuperačního procesu jako celku, díky zvýšenému zatížení spalovacího motoru po odpojení HG, který vykazuje vysoký hydraulický odpor, dokud nenastane rovnováha tlaků na vstupní a výstupní větvi. Popsaný jev jsem pozoroval při experimentech s prototypem rozváděče s upraveným vrtáním, kdy se významněji projevil. Při vývoji nového prototypu bylo třeba popsanou nežádoucí ztrátu energie minimalizovat. Nejprve byla proto provedena simulace, kterou realizoval doc. Němec [51].



Obr. 84 Simulace rekuperačního brzdění bez hydraulického zkratovacího obvodu [51]

Výsledky simulace procesu rekuperačního brzdění s okamžitým odpojením HG jsou ukázány na obr. 84. Proces brzdění *Decel* je spuštěn uvolněním akceleračního pedálu v čase 8 s. Ukončení režimu je odvozeno z meze otáček HM, při níž poklesne průtok oleje mezi akumulátory na nulu. V simulovaných průbězích na obr. 84 a obr. 85 je při nulovém průtoku hladina otáček HM rovna 390 min^{-1} . Průběh simulace odpovídá výsledkům experimentů, viz obr. 83. Při brzdění s intenzivním mařením energie v pojistných prvcích hydraulického obvodu byla zjištěna účinnost simulovaného rekuperačního cyklu 11,9 %.

V simulaci bylo doc. Němcem navrženo řešení, jehož podstatou je připojení hydraulického zkratovacího obvodu k HG na začátku režimu rekuperačního brzdění. Zkratovací obvod propojoval vstup a výstup čerpadla, čímž dojde ke snížení rozdílu tlaků na vstupu a výstupu čerpadla. Zároveň by tak byl eliminován problém s nedostatečným průtokem mezi vstupem a výstupem čerpadla a nemělo by docházet k přetěžování ICE. Simulace průběhů sledovaných veličin je na obr. 85 a výsledky potvrdily uvedené předpoklady. Odhadovaná účinnost rekuperačního brzdění při aplikaci zkratovacího obvodu byla v simulaci 22,1 %.



Obr. 85 Simulace rekuperačního brzdění s hydraulickým zkratovacím obvodem [51]

Vzhledem k dobrým výsledkům simulace bylo třeba navrhnout vhodný způsob realizace zkratovacího obvodu na prototypu rekuperačního modulu instalovaném na vozidle, což bylo

opět v kompetenci řešitelů z firmy Bosch Rexroth. Vzhledem k již dříve popsaným problémům s první vývojovou verzí ventilového rozváděče zvolili variantu, jejímž výsledkem byl konstrukční návrh inovované vývojové varianty prototypu rozváděče. Do rozváděče bylo třeba ke stávajícím ventilům V1 až V8 doplnit „zkratovací“ ventil V9. Jednalo se tedy o podstatný zásah do konstrukce rozváděče. Byl proto navržen zcela nový rozváděč s přepracovaným systémem hydraulických kanálů včetně zkratovacího obvodu a připojení pro řídicí ventil V9. Řídicí systém modulu byl doplněn o rutiny pro ovládání zkratovacího obvodu. Konstrukční návrh a realizaci řízení nového rozváděče zajistila také aplikační skupina řešitelů z firmy Bosch Rexroth. Řízení zkratovacího ventilu V9 probíhalo v součinnosti s odpojovacími ventily V1 a V2. Zpoždění ovládacího napětí v režimu *Decel* bylo upraveno tak, aby okamžik otevření V9 nastal současně se zavřením V1 a V2.

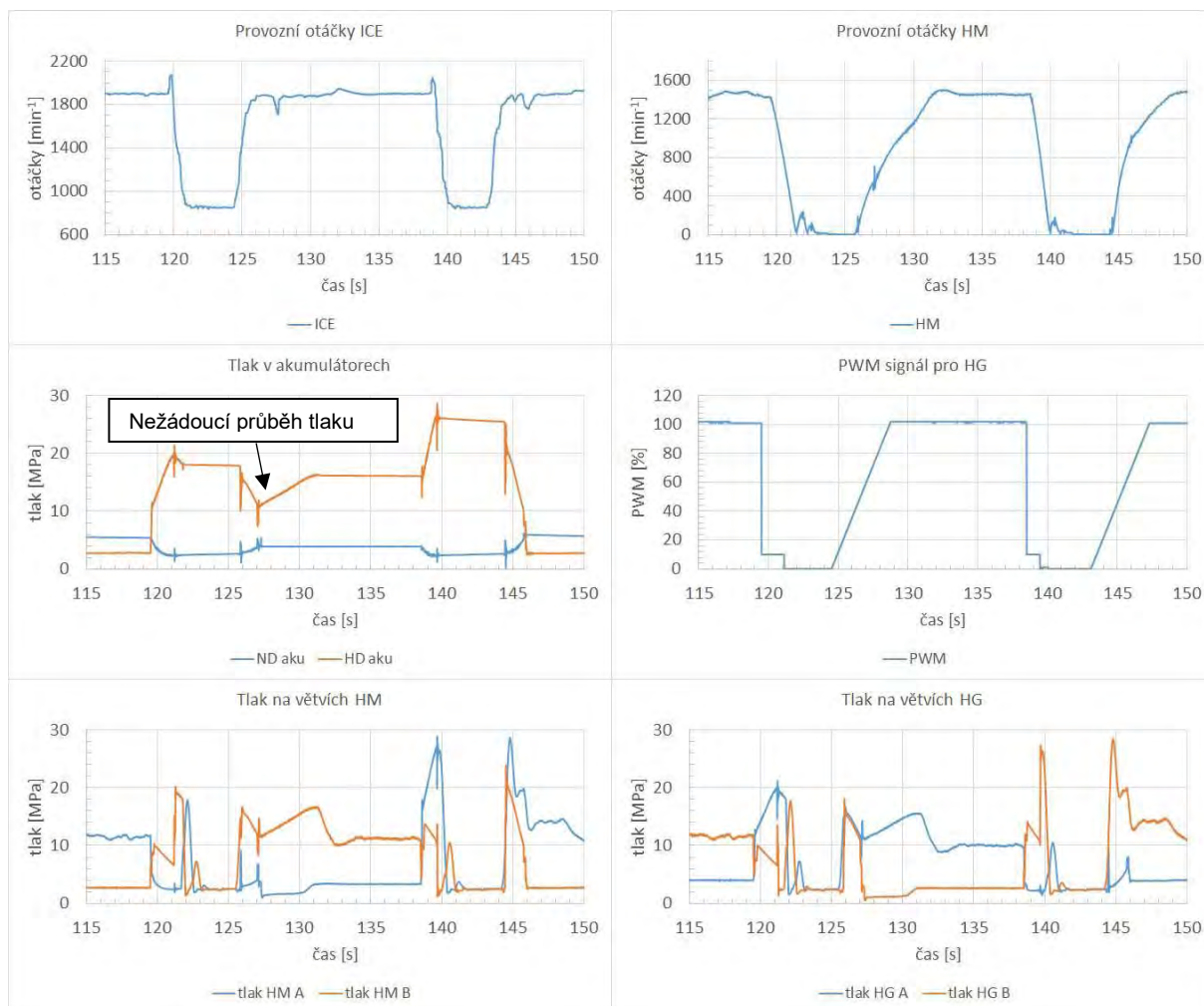
Testování upraveného prototypu ventilového rozváděče jsem realizoval v rámci třetí fáze zkoušek na vozidle s inovovanou verzí ventilového rozváděče. Srovnání průběhu tlaků v hydraulickém okruhu před a po aplikaci zkratovacího obvodu je ukázáno v grafech na obr. 83. Experimentální zkoušky potvrdily simulované předpoklady. Srovnání je provedenou pouze kvalitativně, kdy sleduji průběh tlaků v obou větvích obvodu a průběh otáček spalovacího motoru při brzdění s aktivní rekuperací. Z grafů je patrné významné zlepšení průběhů tlaků v uzavřeném hydraulickém obvodu hydrogenerátoru po odpojení od hydromotorů, kdy v kritickém okamžiku zahájení brzdného procesu ($t = 16,5$ s) nenastala nežádoucí tlaková špička. V celém průběhu pochodu pak nedošlo k aktivaci pojistných prvků hydraulického okruhu, což byl žádaný stav. Průběh otáček ICE při deceleraci byl také zlepšen (plynulý lineární pokles) a nedocházelo ke skokovému zatěžování spalovacího motoru při brzdění, jako tomu bylo v případě bez aplikovaného hydraulického zkratu.

Vliv velikosti hydraulických akumulátorů

V průběhu druhé etapy experimentů byl pneumatikový válec dotížen na hmotnost 18 tun. Při následných experimentech s aktivním rekuperačním modulem se nepodařilo dosáhnout úspor, dosažených po úpravě vrtání prvního prototypu rozváděče v první etapě měření před dotížením vozidla. Pokud se podařilo v první etapě dosáhnout úspory paliva až ≈ 15 %, pak ve druhé etapě jsem dosahoval úspor pouze $\approx 2,5$ %. Analyzoval jsem tedy výsledky experimentálních měření s ohledem na možné příčiny zhoršených dosahovaných výsledků.

Jedním z důvodů nízké účinnosti rekuperačního cyklu byl výše popsaný problém s mařením energie HG v pojistných prvcích. Jako druhý důvod snížené účinnosti jsem identifikoval nedostatečné dimenzování objemu hydraulických akumulátorů. Dále se projevoval také vyšší hydraulický odpor v prvním prototypu ventilového rozváděče, daný ne zcela vhodně provedením vrtáním hydraulických kanálů. Při základní hmotnosti vozidla bylo třeba akumulovat menší množství brzdné energie a hydrostatický pohon byl méně zatěžován. Zároveň dynamika přechodových stavů při rekuperačních pochodech byla s nedotíženým vozidlem nižší. Ve výsledku se tak negativní ovlivnění rekuperačního procesu projevovalo při experimentech s menší intenzitou, která po dotížení vozidla významně narostla, jak indikoval až dvanáctiprocentní pokles v úspoře paliva při aktivaci rekuperace.

Ukázka záznamu z jízdy s aktivní rekuperací je v grafech na obr. 86. V grafech jsou zobrazeny dva cykly rekuperační decelerace a asistované akcelerace. Opět proces posuzuji pouze kvalitativně, na základě chování sledovaných fyzikálních veličin. Zejména je patrný špatný průběh pracovních tlaků v hydraulických akumulátorech.

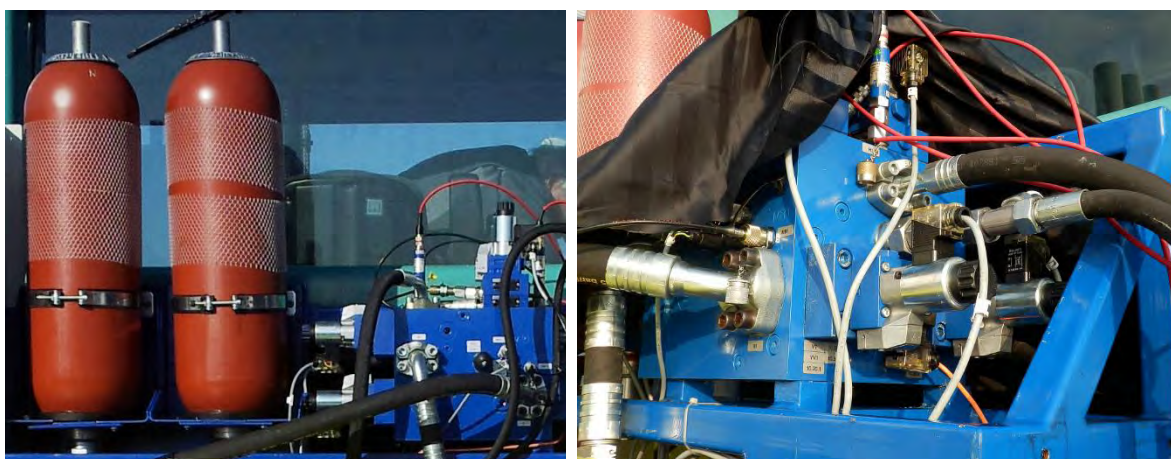


Obr. 86 Průběh vybraných veličin během zkoušky s prvním prototypem rekuperačního modulu

Zobrazený první proces rekuperačního brzdění nastal v čase 120 s a jednalo se o jízdu vpřed. Při brzdění dotíženého vozidla bylo dosaženo velmi vysokého natlakování HD akumulátoru (180 MPa), což však nebylo nutně na závadu. Problémem však byl malý objem akumulátoru, který v případě dotíženého vozidla nedokázal absorbovat dostatečné množství energie z procesu brzdění. To je patrné na čase trvání asistované akcelerace, která na brzdění navázala v čase 126 s. Asistovaná akcelerace byla ukončena již po cca 1,5 s, avšak vozidlo dosáhlo maximální rychlosti až v čase 131 s, tj. po 3,5 s od ukončení asistované akcelerace. Z hlediska celkové účinnosti rekuperačního procesu by však bylo žádoucí, aby asistovaná akcelerace trvala co nejdéle. Navíc je patrné, že při ukončení asistované akcelerace nedošlo ke korektnímu odpojení HD akumulátoru z hydraulického okruhu. To bylo způsobeno zřejmě špatnou funkcí ventilu V8, který se při jízdě vzad nedokázal zcela uzavřít. HD akumulátor tak zůstal připojen a po dobu akcelerace se dobíjel, čímž zhoršoval energetickou účinnost hydrostatického pohonu. Při následném brzdění došlo k natlakování akumulátoru až na 26 MPa, což je blízko maximálnímu povolenému tlaku v akumulátoru a z hlediska poměru tlaku k naplněnému objemu se jednalo o oblast s menší účinností. Jak je však patrné, akumulovaný objem hydraulické kapaliny byl vyšší a při asistované akceleraci bylo dosaženo přibližně 2/3 z požadované hodnoty otáček před ukončením rekuperačního pochodu. Závěrem tedy mohu konstatovat, že pro výhodný průběh rekuperačního procesu by bylo třeba při brzdění naplnit akumulátory použité v první vývojové verzi modulu téměř

na dovolené maximum. To však standardně nebylo dosažitelné, jak vyplývá z plnění vyprázdněného HD akumulátoru v prvním zobrazeném cyklu decelerace. dostatečné naplnění bylo dosaženo až při brzdění při následné jízdě vzad, které však již bylo ovlivněno předchozím mařením energie HG díky špatně fungujícímu ventilu a zásobník tak zůstával „přednabitý.“ Z globálního energetického hlediska byl takový rekuperační proces málo účinný.

Na zobrazených průbězích otáček hydromotoru pohánějících kola válce (viz obr. 86) si lze také povšimnout negativního projevu nekonzistentního plnění HD akumulátoru, které ovlivňuje dynamiku akcelerace a decelerace. Je patrné, že strmost brzdění není ve dvou po sobě následujících procesech decelerace shodná. To z hlediska praktického provozu nebylo žádoucí. Jak vyplynulo z měření, pokud je na počátku v HD akumulátoru tlak odpovídající tlaku v nízkotlaké větvi hydraulického okruhu, pak je brzdňný proces pozvolnější. Tento stav lze označit za standardní. Pokud je však na počátku decelerace zásobník natlakován na hodnotu vyšší, dochází k agresivnějšímu brzdění díky většímu odporu zásobníku k dalšímu plnění. Podobně se chová také režim asistované akcelerace, kdy při nižším naplnění zásobníku je maximální požadované rychlosti dosaženo pozvolněji v delším časovém úseku. Jestliže byl zásobník natlakován příliš, nedokázal ŘS akceleraci uregulovat a ta proběhla v kratším čase s agresivnějším stoupáním křivky otáček. Při srovnávání jednotlivých průběhů jsem se omezil pouze na kvalitativní srovnání výsledků, které postačovalo k odhalení příčin snížené účinnosti procesu rekuperace.

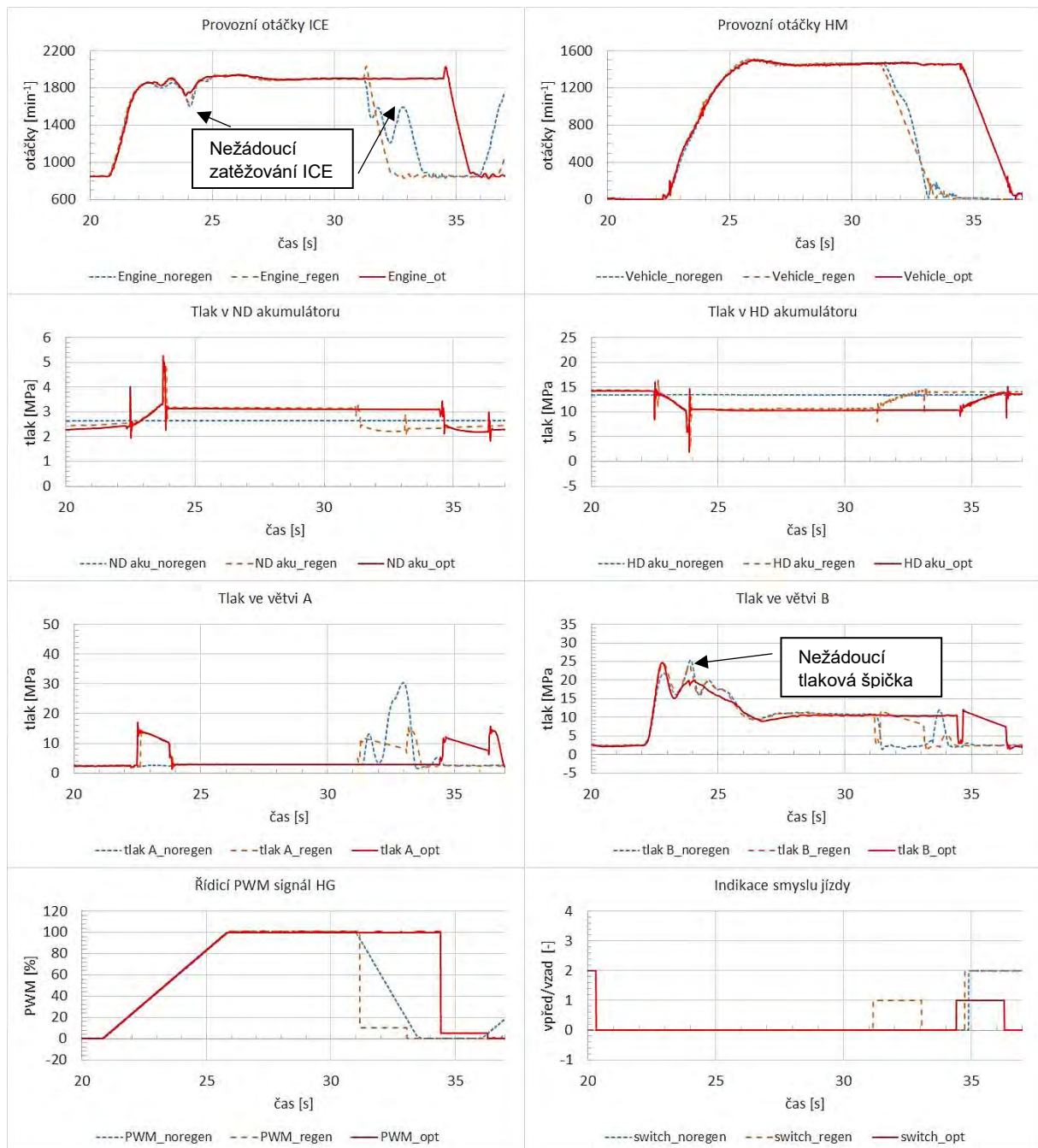


Obr. 87 Upravený prototyp rekuperačního modulu s většími hydraulickými akumulátory a novým prototypem rozváděče [49]

Z analýz experimentálních dat získaných v druhé fázi testování jsem, ve spolupráci s týmem vedeným prof. Nevrlým, učinil následující závěry. Pro další etapu testování bylo třeba nahradit stávající hydraulické akumulátory s objemem 10 l akumulátory s vyšším objemem. Pro vysokou účinnost rekuperačního cyklu je vhodné, aby pracovní oblast plnění akumulátorů vhodně kopírovala přibližně střední hodnotu tlaků ve vysokotlaké větvi hydraulického okruhu. Byly proto zvoleny akumulátory stejného typu s dvojnásobným objemem, které nebylo třeba plnit na vysoký tlak, aby se akumulovalo dostatečné množství hydraulického oleje. Druhým kritickým prvkem prvního prototypu modulu byl ventilový rozváděč, u kterého se po dotížení vozidla v plné míře projevilo nevhodné konstrukční provedení hydraulických kanálů spojeného s chybným vrtáním jednoho z výstupů. Dále bylo zjevné, že je třeba změnit způsob jakým je při deceleraci odpojeno čerpadlo HG od zbytku

obvodu. Byl proto navržen nový vývojový prototyp ventilového rozváděče s optimalizovaným návrhem hydraulických kanálů a obvodem pro realizaci hydraulického zkratu čerpadla HG. Návrh a optimalizaci konstrukce nového prototypu provedla aplikační skupina z firmy BOSCH Rexroth v Brně ve spolupráci s výrobcem rozváděče.

Analýza výsledků optimalizovaného prototypu rekuperačního modulu



Obr. 88 Srovnání průběhů vybraných veličin měřených na vozidle (noregen – bez rekuperace, regen – s rekuperací před optimalizací, opt – s rekuperací po optimalizaci)

Ve třetí fázi experimentů jsem realizoval ověření funkce upraveného prototypu rekuperačního modulu. Ve spolupráci s týmem z firmy Bosch Rexroth jsem pro experimenty implementoval parametry řízení na základě výsledků numerického simulačního modelu s aplikací optimalizačního algoritmu. Optimalizované nastavení parametrů jsme poté

podrobili experimentálnímu ověření úspory paliva, na kterém jsem participoval jak vedením experimentů, tak i následnou analýzou experimentálních dat. Na obr. 88 je zobrazeno srovnání průběhů sledovaných fyzikálních a provozních veličin pro pracovní cyklus bez aktivní regenerace, pracovní cyklus s nastavením parametrů časování rozváděče dle varianty 1 a nakonec s nastavením optimalizovaných parametrů časování rozváděče dle varianty 2 z tab. 15 až tab. 18 uvedených v kapitole 4.4.2. Ilustrační pracovní cyklus jsem zvolil ze zkoušek realizovaných ve třetí experimentální etapě a jedná se o jízdu vzad. Při zkouškách se ve vozidle střídali řidiči a také se měnily klimatické podmínky, zkušební cykly proto nemají zcela stejné trvání. Vnější vlivy jsem při hodnocení částečně eliminoval realizací většího počtu zkoušek s daným nastavením a také hodnocením většího počtu pracovních cyklů v jedné jízdě.

Pro úsporu paliva je nejdůležitější průběh pracovních otáček spalovacího motoru, který nepřímou naznačuje zatížení spalovacího motoru a potřebné energetické nároky pohonu. Je zřejmé, že úspory paliva bylo dosaženo zejména v režimu asistované akcelerace, kdy byl na vstup čerpadla připojen HD akumulátor. Tlak v akumulátoru dosažený v předchozím cyklu rekuperačního brzdění vstupoval do čerpadla a snižoval rozdíl tlaků mezi vstupem a výstupem z čerpadla HG. V režimu bez rekuperace vstupoval do HG tlak ≈ 4 MPa (nizkotlaká větev A) na výstupu byl však požadován tlak až 25 MPa (vysokotlaká větev B). Špičkový rozdíl tlaků byl tedy ≈ 19 MPa. Při asistované akceleraci byl na vstup čerpadla přiveden tlak z HD akumulátoru ≈ 14 MPa. Špičkový rozdíl tlaků byl tedy pak snížen na hodnotu ≈ 11 MPa a čerpadlo HG nebylo tolik zatíženo. Zároveň se tedy snížily energetické nároky na akceleraci a odlehčil se spalovací motor, který poháněl čerpadlo HG. Tento jev je nejvýrazněji patrný v poklesu otáček ICE v čase 28 s. Nejvyšší pokles otáček byl zaznamenán u jízdy bez rekuperace. Při nastavení rekuperačního modulu dle varianty jedna byl pokles otáček mírně snížen. Nejlépe však s uspořenou brzdou energií pracoval modul při nastavení řízení ventilového bloku podle optimalizovaného časování obsaženého ve variantě 2 (tab. 15 až tab. 18), kde byl spalovací motor při akceleraci odlehčen nejvíce. Na průběhu pracovních otáček HM si lze ověřit, že dynamika akcelerace je ve všech režimech jízdy srovnatelná.

Při srovnání s rekuperačním brzděním lze snadno identifikovat nežádoucí průběh pracovních otáček ICE při jízdě bez rekuperace. Zde brzdny proces podléhal ŘJ hydrostatického pojezdu, která brzdění regulovala podle rampy nastavené pro PWM řízení geometrického objemu čerpadla HG. Jak je patrné, nutné regulační zásahy se nepříznivě projevíly v zatěžování spalovacího motoru. Proces brzdění byl v režimech s rekuperačním srovnatelný dynamikou a bylo dosahováno natlakování HD akumulátoru na hodnotu ≈ 14 MPa. Z průběhu provozních otáček je patrné, že rekuperační brzdění mělo hladší průběh a brzdilo se méně agresivně než při jízdě bez rekuperace. Při rekuperačním brzdění řízení pohonu do procesu nezasahovalo a hydraulický okruh se v principu reguloval sám podle vzrůstajících hydrodynamických odporů při plnění HD akumulátoru. Ze zobrazených průběhů tlaků ve větvích hydraulického okruhu je také patrné, že se realizací úprav prototypu podařilo významně snížit vliv nepříznivých přechodových stavů při brzdění experimentálního vozidla.

Přehled vybraných měření v jednotlivých etapách je zobrazen v tab. 25. Tabulka zahrnuje také původně neplánované etapy měření, které byly realizovány v průběhu prosince roku 2014.

etapa	datum experimentu	režim zkoušky	spotřeba	úspora	tlak AKU HD	tlak AKU ND	počet cyklů	počet jízdy	pozn.	řidič
			nafty	%	dusík	dusík				
			g		MPa	MPa				
I.	4.8.2014	bez rekuperace	869.75	bez rek.	10	2	11	22	HD aku spina 100 bar	Drha
	4.8.2014	s rekuperací	782.70	10.01%	10	2	11	22	HD aku spina 100 bar	Drha
	5.8.2014	s rekuperací	734.05	15.60%	10	2	11	22	HD aku spiná 120 bar	Drha
	5.8.2014	s rekuperací	765.70	11.96%	10	2	11	22	HD aku spiná 120 bar	Drha
	5.8.2014	s rekuperací	732.00	15.84%	10	2	11	22	HD aku spiná 120 bar	Drha
II.	29.8.2014	bez rekuperace	964.90	bez rek.	10	2	12	24	Dotíženo na 18 tun	Fichta
	3.9.2014	bez rekuperace	908.25	bez rek.	10	2	11	22	Dotíženo na 18 tun	Drha
	4.9.2014	bez rekuperace	965.10	bez rek.	10	2	11	22	Dotíženo na 18 tun	Drha
	11.9.2014	bez rekuperace	466.70	bez rek.	10	2	5	10	Dotíženo na 18 tun	Drha
III.	12.11.2014	bez rekuperace	785.80	bez rek.	11	2	10	20	Dusík 110 bar 18 tun	Jurik
	12.11.2014	s rekuperací	722.30	15.93%	11	2	10	20	Dusík 110 bar 18 tun	Jurik
	13.11.2014	s rekuperací	771.20	10.24%	11	2	10	20	Dusík 110 bar 18 tun	Jurik
	13.11.2014	s rekuperací	750.40	12.66%	11	2	10	20	Dusík 110 bar 18 tun	Fichta
	13.11.2014	s rekuperací	712.00	17.13%	11	2	10	20	Dusík 110 bar 18 tun	Jurik
	13.11.2014	s rekuperací	707.75	17.62%	11	2	10	20	Dusík 110 bar 18 tun	Klapka
	13.11.2014	s rekuperací	700.00	18.52%	11	2	10	20	Dusík 110 bar 18 tun	Klapka
	14.11.2014	s rekuperací	675.15	21.42%	12	2	10	20	18 tun	Klapka
	21.11.2014	bez rekuperace	944.35	bez rek.	12	2	10	20	18 t za studena	Fichta
	21.11.2014	bez rekuperace	783.30	bez rek.	12	2	10	20	18 t za tepla	Fichta
	21.11.2014	bez rekuperace	810.40	bez rek.	12	2	10	20	18 t za tepla	Fichta
	24.11.2014	s rekuperací	441.60	26.57%	12	2	7	14	18 t	Fichta
IV.	4.12.2014	s rekuperací	369.55	13.97%	12	2	5	10	18 t	Fichta
	5.12.2014	bez rekuperace	467.10	bez rek.	12	2	5	10	18 t	Fichta
	12.12.2014	bez rekuperace	446.40	bez rek.	12	2	5	10	18 t	Fichta
	19.12.2014	bez rekuperace	474.00	bez rek.	12	2	5	10	18 t - nové časování	Jurik
	19.12.2014	s rekuperací	414.90	12.47%	12	2	5	10	18 t - nové časování	Jurik
V.	19.12.2014	bez rekuperace	474.00	bez rek.	12	2	5	10	Bez zátěže (9 t)	Jurik
	19.12.2014	s rekuperací	414.90	12.47%	12	2	5	10	Bez zátěže (9 t)	Jurik
	19.12.2014	bez rekuperace	396.85	bez rek.	12	2	5	10	Bez zátěže (9 t)	Jurik
	19.12.2014	s rekuperací	365.35	7.94%	12	2	5	10	Bez zátěže (9 t)	Jurik
	19.12.2014	s rekuperací	358.75	9.60%	12	2	5	10	Bez zátěže (9 t)	Jurik

Referenční spotřeba (průměr) **859.14**

Tab. 25 Vybrané výsledky experimentálních měření v jednotlivých etapách

V tabulce je patrné postupné zlepšování účinnosti rekuperačního modulu, které souvisí s kroky podrobněji popsány v předchozích kapitolách. V etapě II došlo k prudkému poklesu účinnosti v důsledku dotížení válce a konstrukčních nedostatků v prototypu ventilového rozváděče, které byly uvedeny výše. Snížená účinnost rekuperačních pochodů v etapách IV a V byla dána nepříznivými klimatickými podmínkami, kdy docházelo ke střídání teplot pod a nad bodem mrazu (viz obr. 89). Cílem IV. etapy měření mělo být potvrzení možnosti další optimalizace účinnosti modulu prostřednictvím zlepšeného časování ventilového bloku. Jak se však ukázalo při analýze výsledků, hydraulický olej nebyl schopen se v mrazivých klimatických podmínkách zahřát na provozní teplotu. Hydraulický obvod tedy nepracoval v oblasti teplot optimálních pro provoz, a to se negativně projevilo na spotřebě paliva při jízdě bez rekuperace i s rekuperací brzděné energie. V etapě V. byl válec odlehčen na základní provozní hmotnost s cílem porovnat výsledky spotřeby optimalizovaného rekuperačního modulu se stavem před optimalizací prototypu, tj. s etapou I. Opět se však projevily vliv příliš nízké teploty vzduchu a následného nedostatečného prohřátí hydraulického obvodu vozidla v průběhu zkoušek. Výsledky získané v závěrečných experimentálních etapách tedy nelze porovnat s předchozími měřeními, kdy rozdíl teplot vzduchu v době měření nebyl tak významný a docházelo k prohřátí hydraulického oleje v okruhu na provozní hodnoty. Lze však konstatovat, že i přes nepříznivé provozní podmínky se projevily potenciál rekuperačního modulu v přijatelné průměrné úspoře paliva $\approx 10\%$ v mrazivých měsících. Dále je třeba poznamenat, že klimatické podmínky v průběhu měsíce prosince naprosto neodpovídají předpokládaným klimatickým podmínkám při standardním provozu válce. Pozdní zkoušky byly

následkem neplánovaných zdržení vyplývajících z chybné funkce první vývojové verze prototypu rekuperačního modulu pro pneumatikový válec. Celková dosahovaná průměrná úspora činila i se započtením nepříznivých zkoušek v zimním období $\approx 13,5\%$ vůči referenční hodnotě spotřeby kterou jsem stanovil průměrem z měření bez aktivní rekuperace. Z přehledu jsem vynechal pouze zkoušky, u kterých jsem pozoroval zásadní chyby ve funkci rekuperačního modulu, jako zmíněné chybné vrtání rozváděče, chybné nastavení časování ventilů apod.



Obr. 89 Pneumatikový válec v zajetí sněhu a ledu

5.3 Hodnocení rekuperačního potenciálu navrženého prototypu rekuperačního modulu

Na hodnocení dosažených úspor paliva na vozidle lze pohlížet dvojím způsobem. Jedním hlediskem může být konfrontace dosažených výsledků s výsledky publikovanými na jiných pracovištích. Druhým hlediskem pak je ekonomická návratnost technologie, což bylo také mé hlavní kritérium pro konečné hodnocení navrženého řešení.

Jak bylo řečeno v kapitole 2.3, v segmentu užitkových vozidel jsou v praxi zdokumentovány úspory paliva v rozsahu 10 % až 30 %. Přímé srovnání s rekuperačním modulem vyvinutým pro pohon pneumatikového válce je však ztíženo rozdíly v provedení publikovaných experimentů. V mém případě jsem sledoval velmi těžké vozidlo s nízkou rychlostí jízdy během pracovního cyklu odpovídajícímu finišování povrchu vozovky. Dynamika a související energetická bilance pracovního cyklu válce je proto poměrně významně odlišná ve srovnání s výsledky, které jsou nejčastěji publikovány pro vozidla užitková (svoz odpadu, nákladní) a autobusy. Pracovní cykly použité při testech takových vozidel předpokládají několikanásobně vyšší dosahované rychlosti v rámci jednoho cyklu. Přesnější kvantifikace rozdílů ve výsledcích by proto zřejmě vyžadovala zohlednění rozdílů v koncepci srovnávaných technologií rekuperačních modulů, rozdílů v dynamice vozidel, koncepci pohonů vozidel a testovacích pracovních cyklů. Taková analýza je však nad rámec i zaměření mé habilitační práce. Pokud se omezím pouze na srovnání celkových dosahovaných úspor paliva, pak průměrná 10% úspora paliva dosažená při experimentech s pneumatikovým válcem je ve spodní oblasti úspor dosahovaných na pracovištích ve světě u vozidel s rekuperací brzděné energie na bázi hydraulického okruhu. Lze poznamenat, že výsledky ze srovnávaných pracovišť, které při testech dosahují vyšších úspor, obvykle vyžadují také užší spolupráci ŘJ pro řízení procesu rekuperace a řízení spalovacího motoru. Pak lze spalovací motor udržovat v oblasti s nejlepším poměrem výkonu a spotřeby paliva (tzv. „sweet spot“) a tím se významně zvedá celková dosažená účinnost celého pohonu. Využití tohoto konceptu však v případě pneumatikového válce nebylo možné, což zcela jistě

negativně ovlivnilo dosažené úspory. Může se tak jednat o námět pro další vývoj technologie.

Z hlediska zaměření práce je podstatnější hodnocení s ohledem na ekonomický přínos navržené technologie. Pro účely habilitační práce jsem proto zpracoval zjednodušené ekonomické zhodnocení navrženého technického řešení. Zohledňuji pouze základní ekonomická kritéria, zejména aktuální cenu pohonných hmot a celkovou prodejní cenu navrženého technického řešení zjištěnou od dodavatele. Dále je třeba pracovat s odhadovanou obvyklou dobou provozu stroje. Zohledňuji také odhad množství strojů, které lze podle očekávání výrobce úspěšně prodat za dané období. Na základě uvedených kritérií jsem vyjádřil očekávanou návratnost nákladů na pořízení navrženého produktu. V případě testovaného pneumatikového válce uvažuji následující předpoklady uvedené pro jeden rok provozu válce v sezóně:

- Odhadovaná konečná cena modulu (dle dodavatele komponent Bosch Rexroth): 270 000 Kč (10 000 EUR).
- Odhadovaná doba provozu válce v roce (16 hod denně x 180 dní): 2 880 hodin.
- Odhadovaný počet najetých kilometrů ročně při průměrné rychlosti 6 km/h: 17 280 km.
- Odhad spotřeby paliva (výrobce vozidla neuvádí): 130 l/100km.

Odhad spotřeby paliva jsem stanovil nepřímo z měření spotřeby válce při zkouškách režimu *Free Run*. Odhad ostatních vstupů byl sestaven na základě konzultací s aplikační skupinou a výrobcem pneumatikového válce. Návratnost v letech podle výše uvedených předpokladů je uvedena v tab. 26 v závislosti na průměrné úspoře paliva při rekuperaci a ceně za litr nafty.

		úspora paliva [%]			
		10	15	20	25
cena nafty [Kč/l]	35	3,44	2,29	1,72	1,37
	30	4,01	2,67	2,01	1,60
	25	4,81	3,21	2,41	1,92

Tab. 26 Odhadovaná návratnost nákladů v letech provozu vozidla

Z dosažených experimentálních výsledků vyplynula průměrná dosažená úspora paliva za celé experimentální období $\approx 14\%$. Při takové úspoře by se návratnost technologie pohybovala mezi 2,3 až 3,2 lety při cenách nafty v letech 2014 a 2015. Ve třetím období se však podařilo dosahovat úspor větších než 20 % paliva, kdy by došlo k významnému zkrácení doby potřebné pro návratnost vložených nákladů do pořízení technologie. Jak vyplynulo z diskuse s výrobcem stroje, je pro zákazníky nejpříjemnější doba návratnosti do 3 let od pořízení stroje. Dále také výrobce uvedl, že do nákladů by bylo třeba zahrnout poměrně vysoké náklady na homologační zkoušky stroje s pozměněným pohonem, protože stávající osvědčení by nebylo možné na upravený stroj vztáhnout. Dále výrobce stroje zvažoval množství strojů, které by bylo možné v jednom roce prodat, přičemž dospěl k závěru, že by se v nejlepším případě počítalo s několika málo desítkami strojů. Na základě uvedených skutečností lze konstatovat, že navržený prototyp rekuperačního modulu významně předčil předchozí aplikované řešení na pneumatikovém válci, viz kapitola 2.4. Při dosažené průměrné úspoře okolo 14 % paliva však v současnosti není technologie plně připravena ke vstupu na trh v tomto segmentu vozidel

s ohledem na konkurenceschopnost. Bylo by nutné buď nalézt levnější způsob řešení technologie, zvýšit dlouhodobou účinnost rekuperačního pochodu, nebo vyčkat navýšení cen nafty, aby se dosáhlo výhodnějšího poměru výkonu a ceny, který by byl zajímavý pro koncového zákazníka. Další možností by byla aplikace na jiný typ vozidla s obdobnou koncepcí hlavního pohonu ale vyšší kinetickou energií, kterou je třeba mařit při brzdění vozidla. V takovém případě lze předpokládat vyšší účinnost rekuperačních pochodů, a tedy i zlepšení ekonomické výhodnosti prototypu modulu.

6 Závěr

V předložené habilitační práci jsem se zabýval zejména experimentálním ověřením technologie rekuperačního hydraulického modulu pro těžká vozidla vyvíjeného v rámci projektu EUREKA LF12029. Výsledky jsem zpracoval z pohledu pracovníka zodpovědného především za návrh a realizaci experimentů v laboratoři a na zkušebním vozidle. Habilitační práce je vedena snahou o popis podílu jediného pracovníka poměrně rozsáhlého týmu řešitelů na celkovém úspěšném výsledku náročného projektu se silným důrazem na praktickou aplikaci výsledku. Je na čtenáři posoudit úspěšnost této snahy.

Pro experimentální laboratorní stanici se mi úspěšně podařilo navrhnout a realizovat obvod pro simulaci zatížení hydrostatického pohonu s využitím vířivého dynamometru. V dalším kroku jsem oživil experimentální stanici v prostorách naší středně těžké laboratoře. Zde jsem musel řešit dílčí problémy s napojením na dostupné rozvody energií (elektrická síť, připojení chladicího okruhu atp.). Součástí byla také realizace propojení hydraulického obvodu s mechanickou částí v podobě dynamometru. V neposlední řadě jsem vytvořil návrh měřicího řetězce aplikovaného na experimentální stanici. Ověření plné funkčnosti stanice jsem provedl ve spolupráci s týmem pracovníků z firmy Bosch Rexroth.

Po oživení stanice jsem realizoval experimenty, jejichž účelem byla identifikace a ověření matematického modelu, který vyvíjel tým pod vedením prof. Nevrlého. Shodu výsledků simulací a experimentů jsem ověřoval kombinací vybraných statistických postupů a kvalitativního posouzení průběhů sledovaných fyzikálních veličin. Závěry vyplývající z analýzy měřených souborů, kterou jsem prováděl, sloužily k postupnému zpřesňování simulace. Po dosažení přijatelné přesnosti byl do modelu implementován algoritmus pro optimalizaci nastavení parametrů rekuperačního modulu, jehož autorem byl Ing. Panáček. Na laboratorní experimentální stanici jsem poté realizoval experimenty zaměřené na potvrzení rekuperačního potenciálu modulu. Při analýze zkoušek jsem také vyhledával kritické faktory pro správnou funkci zkušebního zařízení. Potvrdil jsem, že největší vliv na účinnost rekuperace má správné nastavení časování ventilového rozváděče, který přepíná jednotlivé režimy v hydraulickém obvodu. Dalším kritickým faktorem se ukázal tlak dusíku ve vakových akumulátorech, který měl přímý vliv na průběh plnění a musel být optimalizován s ohledem na dynamiku akcelerace a decelerace. Nastavení dynamiky akcelerace a decelerace se také ukázalo jako kritické pro efektivní průběh rekuperace. Zde bylo nutno hledat při optimalizaci kompromis mezi přijatelnou délkou trvání akcelerace a decelerace a průběhem tlaků v hydraulickém obvodu, tak aby nedocházelo k zapojení pojistných prvků. Identifikované kritické vlivy jsem konzultoval s týmem prof. Nevrlého, aby byly zohledněny při návrhu optimalizovaných sad nastavení parametrů zkušební stanice. Při hodnocení výsledků experimentů s optimalizovaným nastavením parametrů stanice se mi podařilo potvrdit dosažení 10 % úspor elektrické energie, což dávalo dobrý předpoklad pro následující aplikaci na zkušebním vozidle.

Po ukončení laboratorních zkoušek byl navržen a realizován prototyp rekuperačního modulu dimenzovaný pro zástavbu do pohonu pneumatikového válce AP 240 H. V této fázi bylo mým úkolem vedení experimentů s vozidlem s cílem ověřit funkčnost okruhu. Zkoušky jsem prováděl ve spolupráci s aplikační skupinou z firmy Bosch Rexroth, která měla v kompetenci realizaci prototypu na vozidle. Po ukončení inicializačních zkoušek jsem vedl experimenty pro identifikaci a ověření simulačního modelu. Při analýze výsledků měření

jsem úzce spolupracoval s týmem pod vedením prof. Nevrlého. Při hledání přijatelné shody simulovaných a měřených dat se mi ve spolupráci s doc. Němcem podařilo identifikovat chybu ve vrtání sedla ventilu, která vznikla při výrobě prototypu ventilového rozváděče. Chybné vrtání bylo příčinou významných neshod simulací a měření a velmi nízké efektivity procesu rekuperace. Při analýze se dále podařilo identifikovat problém s přetěžováním spalovacího motoru při brzdění válce. Řešení problému formou hydraulického zkratu čerpadla navrhl a simulací ověřil doc. Němec. Realizaci provedl tým z firmy Bosch Rexroth. Úspěšnost řešení jsem pak potvrdil experimentem. Jako další kritický faktor pro efektivní průběh rekuperace jsem identifikoval objem použitých vakových akumulátorů. Zde jsem zjistil nepříznivý vliv akumulátorů na efektivitu procesu rekuperace, pokud jsou plněny blízko maximálnímu objemu hydraulické kapaliny, což na vozidle nastávalo. Řešením pak bylo použití větších akumulátorů, které po celou dobu plnění pracují v příznivější oblasti. Po odstranění největších technických problémů a dosažení přijatelné shody simulací a měření byl do matematického modelu opět implementován algoritmus pro optimalizaci. Na základě výstupů z optimalizace jsem poté realizoval experimentální hodnocení dosažených úspor paliva při opakovaných jízdách testech. Zkušební dráha byla vytyčena v prostorách firmy Bosch Rexroth. Pracovní cyklus pro zkoušky jsem odvodil z očekávaného provozu při finišování povrchu. Při ověření poslední verze technického řešení rekuperačního modulu se jsem zjistil dosažení úspory paliva až 25 %, což by při odhadované spotřebě vozidla činilo asi 32,5 l/100km. Přehled nejvyšších dosažených úspor při jízdách testech je uveden v tab. 27. Průměrná hodnota úspor získaná při experimentech činila ≈ 14 %. Předchozí řešení nazvané Hydraulic Flywheel pracovalo na odlišném principu a experimentálně hodnocená úspora paliva byla dokonce záporná.

zátěž	datum zkoušky	úspora paliva [%]
ano	24.11.2014	25,4
	14.11.2014	20,1
ne	5.8.2014	15,8

Tab. 27 Nejvyšší dosahované úspory paliva při experimentálních jízdách v průběhu řešení

Závěrem mohu tedy konstatovat, že se mi podařilo úspěšně experimentálně ověřit technologii hydraulického rekuperačního modulu pro těžká vozidla, který byl vyvinut ve spolupráci FSI VUT v Brně a firmou Bosch Rexroth s.r.o. se sídlem v Brně. Na závěr ještě připojuji shrnující popis technologie, kterou jsem experimentálně ověřil a formulovat možnosti dalšího rozvoje.

Technologické řešení

Referenční vozidlo je v sériové výrobě vybaveno hydrostatickým pohonem kol. Navržený modul využívá komponentů standardního hydraulického pohonu, mezi které je vřazen ventilový rozváděč s hydraulickými akumulátory. Řízení pojezdu je doplněno o řídicí jednotku rekuperačního modulu. Když řidič sešlápne brzdový pedál, je místo obvyklého brzdění prostřednictvím hydrogenerátoru, hydraulický olej tlačěn do hydraulického akumulátoru. Odpor při průtoku oleje do akumulátoru zpomaluje vozidlo. Zároveň nedochází k přetáčení spalovacího motoru, které může nastávat při standardním způsobu brzdění u hydrostatických pohonů. Při akceleraci dojde k řízenému uvolnění akumulovaného

hydraulického tlaku a odlehčení spalovacího motoru. Spalovací motor pak při akceleraci spotřebovává méně paliva, je méně hlučný a sníží se i škodlivé emise výfukových plynů.

Oblasti techniky, kde je možné navržený modul použít

Navržený rekuperační modul lze využít v širokém spektru aplikací. Základním předpokladem pro nasazení technologie je přítomnost hydrostatického pohonu ve vozidle nebo stroji. Do hydrostatického pohonu lze modul snadno integrovat i dodatečně. Je třeba pouze nalézt vhodné umístění potřebných komponent ve zvoleném vozidle či stroji, např. jako součást podvozku či šasi apod. Technologická aplikace modulu předpokládá, že pracovní cyklus stroje je složen z velkého počtu zastavování a rozjíždění. V segmentu užitkových vozidel se jedná například o kolové nakladače, městské autobusy, popelářské vozy nebo vysokozdvizné vozíky.

Lze zmínit, že v současné době není v České republice ve vybraném segmentu užitkových a těžkých vozidel známo sériové nasazení hydraulické rekuperace podobné koncepce jako vyvinutý rekuperační modul.

Ekonomický rozbor uplatnitelnosti technologie

Na základě konzultace s dodavatelem technologie odhaduji rozpětí prodejní ceny navrženého řešení technologie v rozmezí 5 000 až 20 000 EUR v závislosti na potřebném dimenzování komponent, úpravách stroje k adaptaci technologie a nutné parametrizaci řízení. Na základě dosažených úspor v rozmezí 10 % až 25 % se technologie jeví jako konkurenceschopná. Konkurenceschopnost produktu je však silně závislá na konkrétní aplikaci a také na vývoji cen pohonných hmot. Dále je třeba poznamenat, že konkurenceschopnost technologie může být významně ovlivněna nepřímými náklady na nutné zkoušky potřebné ke schválení stroje pro provoz v ČR a v zahraničí. Dále je třeba kalkulovat také s množstvím vyráběných kusů. V současnosti se pro potenciální aplikace jeví spíše stroje s menší sériovostí výroby, tj. desítky až stovky kusů technologie ročně.

Možnosti budoucího vylepšení technologie

Další potenciál pro budoucí zlepšení dosahovaných úspor při aplikaci navržené technologie lze spatřovat zejména ve vývoji vylepšeného způsobu řízení pohonu stroje. Navržené řešení disponovalo třemi řídicími jednotkami, které mezi sebou pouze omezeně komunikovaly. Nebylo tak možné plně využít potenciál řízení brzděného a akceleračního procesu. Zejména se jedná o možné využití znalosti palivových map spalovacího motoru. Následně by bylo možné řízení potřebného výkonu a otáček spalovacího motoru tak, aby se využívaly zejména výhodné oblasti spotřeby paliva. To v současném řešení nebylo možné, neboť výrobce spalovacího motoru nebyl ochoten dodat potřebné informace pro řízení. Zároveň výrobce vozidla nesouhlasil se zásahem do řízení standardního pohonu vozidla, který by byl pro takové řešení nutný. Pokud by se však podařilo pokročilý způsob řízení pohonu s rekuperací realizovat, bylo by zřejmě možné dosáhnout dalších významných úspor paliva.

7 Seznam bibliografických zdrojů

- [1] Krieger Company of Electric Vehicles. *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001 [cit. 2015-05-04]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Krieger_Company_of_Electric_Vehicles
- [2] RAWORTH, A. Regenerative control of electric tramcars and locomotives. *Journal of the Institution of Electrical Engineers*. 1907, **38**(182), 374-386. DOI: 10.1049/jiee-1.1907.0020. Dostupné také z: <http://digital-library.theiet.org/content/journals/10.1049/jiee-1.1907.0020>
- [3] CLARK II, Woodrow a Grant COOKE. *Global energy innovation: Why America must lead*. Santa Barbara, California: Praeger, 2011, s. 190.
- [4] ANDERSON, Curtis a Judy ANDERSON. *Electric and Hybrid Cars: A history*. 2nd ed. Jefferson: McFarland, 2004, s. 267.
- [5] ROAD TRANSPORT MEDIA LTD. The Gyrobus in Practical Form. ROAD TRANSPORT MEDIA LTD. *The Commercial Motor Archive: 22nd December 1950* [online]. 2011 [cit. 2015-06-01]. Dostupné z: <http://archive.commercialmotor.com/article/22nd-december-1950/48/the-gyrobuses-in-practical-form>
- [6] OLD CONCEPT CARS. *AMC Amitron Concept (1967)* [online]. 2014 [cit. 2015-07-12]. Dostupné z: <http://oldconceptcars.com/1930-2004/amc-amitron-concept-1967/>
- [7] SCOTT, D. Hydrobus, gyrobus use brake-generated energy. *Popular Science*. 216. New York: Time4 Media, 1980, (4), 76-77.
- [8] SCOTT, D. a J. YAMAGUCHI Regenerative braking for buses gives big fuel saving. *Automotive engineering*. 92. Warrendale, Pa: Society of Automotive Engineers, 1984, (10), 95-99.
- [9] WILLUMEIT, H. a B. BENNETER Hydro-Bus – a City Bus with Braking-Recovery System. In: *Energy and mobility 19th International Fisita Congress proceedings. Volumes 1 and 2*. Melbourne: Society of Automotive Engineers Australasia, 1982, 65.1 - 65.4.
- [10] KORKMAZ, F., H. WILLUMEIT, B. BENNETER a T. THIER Stadtliniensbus mit hydrostatischer Bremsenergieerückgewinnung („Hydro-Bus“): Teil 2: Versuchsergebnisse. *O + p ölhdraulik und pneumatik*. 1979, **23**(7), 520-522.
- [11] RYDBERG, K. Energy efficient hydraulic hybrid drives. In: *In 11: th Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP'09*.

- Linköping: Linköping University, 2009, s. 14. Dostupné také z:
<http://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:373607/fulltext01.pdf>
- [12] BASELEY, Simon, Christine EHRET, Edward GREIF a Markus KLIFFKEN Hydraulic Hybrid Systems for Commercial Vehicles. *SAE International*. 2007, (2007-01-4150). DOI: 10.4271/2007-01-4150. Dostupné také z:
<http://papers.sae.org/2007-01-4150/>
- [13] TIKKANEN, S., M. KLIFFKEN, Ch. EHRET a S. BASELEY Hydraulic Hybrid Systems for Working Machines and Commercial Vehicles. In: *Proceedings of the 51st National Conference on Fluid Power*. Las Vegas: National Fluid Power Association, 2008, s. 531 - 536.
- [14] LUKIC, S.M., JIAN CAO, R.C. BANSAL, F. RODRIGUEZ a A. EMADI *Energy Storage Systems for Automotive Applications*. IEEE Transactions on Industrial Electronics. 2008, 55(6), 2258-2267. DOI: 10.1109/TIE.2008.918390. Dostupné také z:
<http://ieeexplore.ieee.org/lpdocs/epic03/wrapper.htm?arnumber=4450599>
- [15] DAVE, Sidharth a Aneesh BHARDWAJ. Kinetic Energy Regeneration System for Fuel Efficiency and Performance Enhancement. *International Journal of Scientific & Engineering Research*. 2013, 4(4), 1189-1191. Dostupné také z: <http://www.ijser.org/researchpaper%5CKinetic-Energy-Regeneration-System-for-Fuel-Efficiency-and-Performance-Enhancement.pdf>
- [16] GAO, Yimin a Mehrdad EHSANI. *Electronic Braking System of EV And HEV---Integration of Regenerative Braking, Automatic Braking Force Control and ABS*. 2001, (2001-01-2478), 9. DOI: 10.4271/2001-01-2478. Dostupné také z: <http://papers.sae.org/2001-01-2478/>
- [17] GAO, Yimin, Liping CHEN a Mehrdad EHSANI. *Investigation of the Effectiveness of Regenerative Braking for EV and HEV*. 1999, (1999-01-2910), 9. DOI: 10.4271/1999-01-2910. Dostupné také z:
<http://papers.sae.org/1999-01-2910/>
- [18] DOUCETTE, Reed a Malcolm MCCULLOCH A comparison of high-speed flywheels, batteries, and ultracapacitors on the bases of cost and fuel economy as the energy storage system in a fuel cell based hybrid electric vehicle. *Journal of Power Sources*. 2011, 196(3), 1163-1170. DOI: 10.1016/j.jpowsour.2010.08.100. Dostupné také z:
<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0378775310015855>
- [19] DHAND, A. a K. PULLEN Review of flywheel based internal combustion engine hybrid vehicles. *International Journal of Automotive Technology*. 2013, 14(5), 797-804. DOI: 10.1007/s12239-013-0088-x. Dostupné také z:
<http://link.springer.com/10.1007/s12239-013-0088-x>

- [20] ASHLEY, S. Volvo to test flywheel-KERS hybrid cars. *SAE International* [online]. 2011 [cit. 2015-06-30]. Dostupné z: <http://articles.sae.org/9925/>
- [21] ACHTEN, P. HyDrid. *INNAS BV* [online]. 2008 [cit. 2015-07-07]. Dostupné z: <http://www.innas.com/Assets/files/Hydrid%20brochure.pdf>
- [22] MAN TRUCK & BUS. *Up to 15 percent increase in efficiency with MAN HydroHybrid Fully-integrated hydraulic hybrid system in MAN TGM refuse collection truck* [online]. In: MAN TRUCK & BUS. MAN Corporate Website. 2014 [cit. 2015-10-04]. Dostupné z: http://www.corporate.man.eu/man/media/en/content_medien/doc/global_corporate_website_1/presse_und_medien_1/2014/3_DE_140505_MAN_IFAT_HydroHybrid.pdf
- [23] BOSCH REXROTH AG. Hydrostatic Regenerative Braking System HRB. *Hydraulic Hybrid from Rexroth*. Elchingen: Bosch Rexroth AG Mobile Applications, 2012, (94850), 10.
- [24] BUCHWALD, P., G. CHRISTENSEN, H. LARSEN a P. SUNN PEDERSEN *Improvement of Citybus Fuel Economy Using a Hydraulic Hybrid Propulsion System - A Theoretical and Experimental Study*. SAE Paper. 1979, (790305), -. DOI: 10.4271/790305. Dostupné také z: <http://papers.sae.org/790305/>
- [25] STECKI, Jacek a Paul MATHESON. ADVANCES IN AUTOMOTIVE HYDRAULIC HYBRID DRIVES. In: *Proceedings of the JFPS International Symposium on Fluid Power*. 2005, 2005(6), s. 664-669. DOI: 10.5739/isfp.2005.664. ISSN 2185-6303. Dostupné také z: <http://joi.jlc.jst.go.jp/JST.Journalarchive/isfp1989/2005.664?from=CrossRef>
- [26] FILIPI, Z. a Y. J. KIM *Hydraulic Hybrid Propulsion for Heavy Vehicles: Combining the Simulation and Engine-In-the-Loop Techniques to Maximize the Fuel Economy and Emission Benefits*. *Oil*. 2010, **65**(1), 155-178. DOI: 10.2516/ogst/2009024. ISSN 1294-4475. Dostupné také z: <http://ogst.ifpenergiesnouvelles.fr/10.2516/ogst/2009024>
- [27] [HTTP://WWW.AMMANN-GROUP.COM/](http://WWW.AMMANN-GROUP.COM/). Pneumatic Tyred Roller: AP 240 H Tier 3 (Hydrostatic) [online]. In: [HTTP://WWW.AMMANN-GROUP.COM/](http://WWW.AMMANN-GROUP.COM/). Nové Město nad Metují: **Ammann** Czech Republic a.s, 2013, s. 1 - 2 [cit. 2015-06-29].
- [28] RENZ, Klaus, Karl-Heinz VOGL a Michael BRAND. HYDRAULISCHER ENERGIESPEICHER FÜR HYDROSTATISCHE FAHRANTRIEBE. ATZ: Offhighway [online]. Wiesbaden · Germany: Springer Automotive Media, 2010, , 62-70 [cit. 2015-06-29]. Dostupné z: https://dc-corp.resource.bosch.com/media/general_use/products/product_groups/mobile_hydraulics_1/mobile_hydraulics_systems/hfw/technical_article_atz_hfw.pdf

- [29] NEVRLÝ, Josef. Rekuperační hydrostatický modul *pro užitková vozidla*. Brno, 2015, s. 134. Závěrečná zpráva projektu EUREKA CZ LF12029. VUT v Brně.
- [30] ZHAO, Ding, Miao XU, Peng LIU, Chun XU, Ming LIN a Qun DAI. *Research on Hybrid Hydraulic Excavator Test Bench*. Applied Mechanics and Materials [online]. 2011, 121-126, 3456-3460 [cit. 2015-07-11]. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMM.121-126.3456. Dostupné z: <http://www.scientific.net/AMM.121-126.3456>
- [31] HUI, Sun a Jing JUNQING. Research on the system configuration and energy control strategy for parallel hydraulic hybrid loader. *Automation in Construction* [online]. 2010, 19(2), 213-220 [cit. 2015-07-11]. DOI: 10.1016/j.autcon.2009.10.006. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0926580509001575>
- [32] Fluid Power Research Centres World-Wide. *International Journal of Fluid Power* [online]. 2009, 10(3), 61-69 [cit. 2015-07-11]. DOI: 10.1080/14399776.2009.10780989. Dostupné z: <http://www.tandfonline.com/doi/abs/10.1080/14399776.2009.10780989>
- [33] HO, Triet a Kyoung AHN. Design and control of a closed-loop hydraulic energy-regenerative system. *Automation in Construction* [online]. 2012, 22, 444-458 [cit. 2016-07-11]. DOI: 10.1016/j.autcon.2011.11.004. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0926580511002111>
- [34] POURMOVAHED, A., N. BEACHLEY a F. FRONCZAK Modeling of a Hydraulic Energy Regeneration System: Part I—Analytical Treatment. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*. 1992, 114(1), 155-. DOI: 10.1115/1.2896497. Dostupné také z: <http://DynamicSystems.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1405874>
- [35] POURMOVAHED, A., N. BEACHLEY a F. FRONCZAK Modeling of a Hydraulic Energy Regeneration System: Part II—Experimental Program. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*. 1992, 114(1), 160-. DOI: 10.1115/1.2896498. Dostupné také z: <http://DynamicSystems.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1405877>
- [36] NEVRLÝ, Josef, Zdeněk NĚMEC, Milan KLAPKA, Tomáš PANÁČEK, Miroslav JURÍK a Štěpán DRHA. Use of experimental stand for research kinetic energy recovery. In: *The 22nd International Conference on Hydraulics and Pneumatics*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2013, s. 195 - 202.
- [37] KLAPKA, Milan. *Popis mechanické konstrukce a měřicího řetězce zkušební stanice - stendu*. Brno, 2013. Dílčí zpráva projektu EUREKA. VUT v Brně, FSI.

- [38] KLAPKA, Milan. Úprava měřicího řetězce na experimentálním stendu. Brno, 2013. *Dílčí zpráva projektu EUREKA*. VUT v Brně, FSI.
- [39] NEVRLÝ, Josef. Rekuperační hydrostatický modul pro užitková vozidla. Brno, 2013. Průběžná zpráva projektu EUREKA CZ LF12029. VUT v Brně.
- [40] NEVRLÝ, Josef. Rekuperační hydrostatický modul pro užitková vozidla. Brno, 2014. Průběžná zpráva projektu EUREKA CZ LF12029. VUT v Brně.
- [41] BOSCH REXROTH AG. DRC Travel Drive Control Application Software. Hydraulics: Product Unit *Mobile Electronics*. Elchingen, 2006, (953200606), 20.
- [42] PANÁČEK, Tomáš, Milan KLAPKA a Zdeněk NĚMEC. Optimization of valve manifold timing sequence using differential evolution algorithm. In: *Engineering mechanics 2014*, Book of full texts. Prague: Institute of Thermomechanics, Academy of Sciences of the Czech Republic, 2014, s. 468 - 471.
- [43] MATHESON, Paul a Jacek STECKI Development of *hybrid diesel-hydraulic system for large commercial vehicles*. In: *The Eight Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP'03*. Tampere: Tampere University of Technology, 2003, s. 1251-1263.
- [44] MATHESON, Paul a Jacek STECKI. Development and Simulation of a Hydraulic-Hybrid Powertrain for use in Commercial *Heavy Vehicles*. b.r., , -. DOI: 10.4271/2003-01-3370. Dostupné také z: <http://papers.sae.org/2003-01-3370/>
- [45] OTIS, D. a A. POURMOVAHED *An Algorithm for Computing Nonflow Gas Processes in Gas Springs and Hydropneumatic Accumulators*. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*. 1985, 107(1), 93-. DOI: 10.1115/1.3140714. Dostupné také z: <http://DynamicSystems.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1403656>
- [46] POURMOVAHED, A. a D. OTIS *An Experimental Thermal Time-Constant Correlation for Hydraulic Accumulators*. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*. 1990, 112(1), 116-. DOI: 10.1115/1.2894128. Dostupné také z: <http://DynamicSystems.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1404702>
- [47] SONNTAG, Richard, C BORGNAKKE, Gordon VAN WYLEN a Gordon VAN WYLEN. *Fundamentals of thermodynamics. 5th ed. New York: Wiley*, 1998, xiv, 783 p.
- [48] KLAPKA, Milan, Tomáš PANÁČEK a Josef NEVRLÝ. Experimental rig for simulation of *hydromechanical system with energy regeneration*. *Engineering*

Mechanics [online]. Association for Engineering Mechanics, 2015, **21**(5), 305-309 [cit. 2015-06-23]. Dostupné z:
http://www.engineeringmechanics.cz/pdf/21_5_305.pdf

- [49] PANÁČEK, Tomáš a Milan KLAPKA. Reduction of Pneumatic Tyred Roller Fuel Consumption. *Applied Mechanics and Materials* [online]. 2016, **821**, 614-619 [cit. 2016-06-23]. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMM.821.614. Dostupné z: <http://www.scientific.net/AMM.821.614>
- [50] XIN, Wang, Yu ANCAI a Chen WEI. Optimal Matching on Driving System of Hydraulic Hybrid Vehicle. *Procedia Engineering*. 2011, **15**, 5294-5298. DOI: doi:10.1016/j.proeng.2011.08.981. Dostupné také z: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1877705811024829>
- [51] NĚMEC, Zdeněk. FSI VUT V BRNĚ. Implementace zkratovacího ventilu v modelu rekuperačního pochodu *Decel*. Brno, 2014.

Seznam tabulek

Tab. 1 Provozní parametry hydrogenerátoru	37
Tab. 2 Provozní parametry hydromotoru	39
Tab. 3 Technické parametry hydraulického okruhu zkušební stanice.....	40
Tab. 4 Přehled parametrů a veličin měřených na experimentální stanici.....	47
Tab. 5 Časování ventilového bloku pro režim akcelerace s rekuperací (Accel); je udáváno zpoždění kontrolního signálu na ventily 4, 5 a 6, které jsou při akceleraci přepínány.....	49
Tab. 6 Časování ventilového bloku pro režim decelerace s rekuperací (Decel); je udáváno zpoždění kontrolního signálu na ventily 1, 2, 3 a 4, které jsou při brzdění přepínány.....	49
Tab. 7 Časování ramp pro akceleraci a deceleraci; je udáván čas akcelerace/brzdění z 0 RPM na max.RPM	49
Tab. 8 Vybraná kritéria pro posouzení věrnosti simulovaných dat s měřením, režim SetRPM, rozjezd a brzdění na nominální otáčky $1\ 500\ \text{min}^{-1}$	52
Tab. 9 Vybraná kritéria pro posouzení věrnosti simulovaných dat s měřením, režim Accel, rozjezd na nominální otáčky setrvačnicku $1500\ \text{min}^{-1}$	53
Tab. 10 Vybraná kritéria pro posouzení věrnosti simulovaných dat s měřením, režim Decel, dojezd z nominálních otáček setrvačnicku $1500\ \text{min}^{-1}$	55
Tab. 11 Technické parametry hydraulického okruhu pneumatikového válce.....	61
Tab. 12 Teoretický energetický potenciál pro rekuperaci	61
Tab. 13 Přehled parametrů a veličin měřených na vozidle.....	65
Tab. 14 Přehled vstupů a výstupů řídicího SW rekuperačního modulu [29]	68
Tab. 15 Nastavení zpoždění jednotlivých ventilů pro inicializaci režimu asistované akcelerace válce.....	73
Tab. 16 Nastavení zpoždění jednotlivých ventilů pro ukončování režimu asistované akcelerace válce.....	74
Tab. 17 Nastavení zpoždění jednotlivých ventilů pro inicializaci režimu rekuperačního brzdění válce.....	74
Tab. 18 Nastavení zpoždění jednotlivých ventilů pro ukončování režimu rekuperačního brzdění válce.....	74
Tab. 19 Vybraná kritéria pro posouzení věrnosti simulovaných dat s měřením, režim Decel, dojezd z nominálních otáček setrvačnicku $1500\ \text{min}^{-1}$	76
Tab. 20 Vybrané provozní parametry pro optimalizaci rekuperačního cyklu na vozidle ...	77
Tab. 21 Přehled vybraných cyklických zkoušek na laboratorní stanici	81
Tab. 22 Stanovení rekuperačního potenciálu stanice simulací.....	88
Tab. 23 Stanovení rekuperačního potenciálu stanice z měřených dat.....	89
Tab. 24 Vybrané měřené veličiny pro hodnocení tlakových ztrát na ventilovém rozváděči	95
Tab. 25 Vybrané výsledky experimentálních měření v jednotlivých etapách.....	104
Tab. 26 Odhadovaná návratnost nákladů v letech provozu vozidla	106
Tab. 27 Nejvyšší dosahované úspory paliva při experimentálních jízdách v průběhu řešení	109

Seznam obrázků

Obr. 1 Americký senátor G. P. Wetmore v Kriégerově elektrickém vozidle, rok 1906 [1]	12
Obr. 2 Šasi Gyrobusu s prostorem k uložení setrvačnicku uprostřed vozidla [5].....	13
Obr. 3 AMC Amitron [6]	13
Obr. 4 Koncepce hybridních autobusů s rekuperací brzděné energie [7]	14
Obr. 5 Rozdělení hybridních pohonů s rekuperací podle zapojení rekuperační jednotky k pohonu [11]	16
Obr. 6 Ragoneho diagram technických prvků pro akumulaci rekuperované energie [13] .	16
Obr. 7 Koncepce elektro-mechanické rekuperace u vozidla s palivovým článkem [18]; elektro-mechanické zapojení setrvačnicku (a) a mechanické zapojení setrvačnicku (b)	18
Obr. 8 Ragoneho diagram porovnávající vysokootáčkové setrvačnický, superkapacitory a baterie [18]	19
Obr. 9 Způsoby připojení setrvačnicku k pohonnému agregátu [19]	19
Obr. 10 Kompozitní setrvačnick Flybird [20].....	20
Obr. 11 Mechanická rekuperace v podání konstruktérů firmy Volvo [20].....	20
Obr. 12 Koncepce zapojení sériové hydrostatické rekuperace [21].....	21
Obr. 13 Schéma paralelního rekuperačního systému HRB pro popelářská vozidla firmy BOSCH Rexroth [23] (převodové ústrojí s připojeným axiálním čerpadlem 1; hydraulický tlakový akumulátor 2; ventilový rozváděč 3; řídicí jednotka systému 4; tlakový zásobník hydraulické kapaliny 5).....	22
Obr. 14 Komponenty Paralelního rekuperačního systému HRB firmy BOSCH Rexroth [23] (převodové ústrojí s připojeným axiálním čerpadlem 1; hydraulický tlakový akumulátor 2; ventilový rozváděč 3; řídicí jednotka systému 4; tlakový zásobník hydraulické kapaliny 5)	22
Obr. 15 Srovnání účinnosti hydraulických axiálních čerpadel instalovaných do rekuperačních systémů [11].....	23
Obr. 16 Rozměry experimentálního vozidla (v mm) [27].....	25
Obr. 17 Schéma pohonu pneumatikového válce AP 240H.....	25
Obr. 18 Vývoj cen středomořské ropy Brent od roku 1998 (převzato z http://www.tradingeconomics.com).....	26
Obr. 19 Pneumatikový válec s paralelním rekuperačním modulem Hydraulic flywheel [28]	26
Obr. 20 Komponenty modulu Hydraulic flywheel; 1 – hydrogenerátor, 2 - řízený ventilový blok, 3 – vakový akumulátor, 4 – řídicí jednotka BODAS [28]	27
Obr. 21 Princip funkce HFW modulu; nabíjení akumulátoru při brzdění a následné využití energie pro akceleraci [28]	27
Obr. 22 Hodnocení výsledků experimentů při aplikaci rekuperačního modulu HFW [29]	28
Obr. 23 Schéma zkušební stanice z institutu v Harbinu [32].....	29
Obr. 24 Hydraulický obvod se sériovým zapojením rekuperace a se dvěma hydraulickými akumulátory [33]	29
Obr. 25 Schéma hydraulického obvodu zkušební stanice publikované Pourmovahedem et al. [35]	30
Obr. 26 Schéma hydraulického obvodu experimentální stanice s rekuperací použité při řešení projektu EUREKA [36].....	33
Obr. 27 Pracovní režimy experimentální stanice	34
Obr. 28 Pracovní režim plnění nízkotlakého akumulátoru – Fill ND	34

Obr. 29 Pracovní režim hydrostatického pohonu – SetRPM	35
Obr. 30 Pracovní režim brzdění s rekuperací energie – Decel	36
Obr. 31 Pracovní režim rozjezdu s rekuperací energie - Accel	36
Obr. 32 Blok hydrogenerátoru [37]	37
Obr. 33 Nádrž s filtračním okruhem [37]	38
Obr. 34 Ventilový rozvod (a) Blok hydromotoru (b) [37]	38
Obr. 35 Vakové akumulátory (a) a spojka dynamometru (b) [37]	39
Obr. 36 Mechanická část zkušební stanice (1 – elektromotor, 2 – hydrogenerátor, 3 – hydromotor, 4 – ventilový rozváděč, 5 – dynamometr, 6 – ND akumulátor, 7 – HD akumulátor, 8 – skříň elektrického rozváděče) [38]	40
Obr. 37 Schéma standardního řízení hydrostatického pohonu (BOSCH Rexroth DRCE) [41]	41
Obr. 38 Řídicí jednotka (a) a zapojení rozvodné skříňe řídicího systému (b) [38]	41
Obr. 39 Rozhraní prostředí BODAS-service s parametrizací akčních členů [40]	42
Obr. 40 Ovládací panel řídicího systému [37]	43
Obr. 41 Schéma měřicího řetězce [38]	43
Obr. 42 Snímač tlaku [37]	44
Obr. 43 Průtokoměry [37]	44
Obr. 44 Snímač krouticího momentu [37]	45
Obr. 45 Sekundární měřicí karta NI USB 6009 [38]	45
Obr. 46 Elektronické prvky pro měření činného výkonu a řídicího signálu akčních členů [38]	47
Obr. 47 Zjednodušené hydraulické schéma zkušební stanice [42]	48
Obr. 48 Ověření simulace režimu SetRPM pro rozsah provozních otáček 0 až 1 500 min ⁻¹ (simulace – plná čára, měření – přerušovaná čára)	50
Obr. 49 Korelační diagram pro režim Set RPM, rozjezd a brzdění na nominální otáčky 1 500 min ⁻¹	51
Obr. 50 Ověření simulace režimu Accel pro rozsah provozních otáček 0 až 1 500 min ⁻¹ (simulace – plná čára, měření – přerušovaná čára)	52
Obr. 51 Korelační diagram pro režim Accel, akcelerace s využitím rekuperované energie na nominální otáčky 1 500 min ⁻¹	53
Obr. 52 Ověření simulace režimu Decel pro rozsah provozních otáček 1500 až 0 min ⁻¹ (simulace – plná čára, měření – přerušovaná čára)	54
Obr. 53 Korelační diagram pro režim Decel, decelerace s ukládáním brzděné energie z nominálních otáček 1 500 min ⁻¹	55
Obr. 54 Hierarchická struktura paralelního asynchronního optimalizátoru (DE1 – nejvyšší instance, DE2, 3 a 4 podřízené instance) [49]	56
Obr. 55 Průběhy vybraných veličin při optimalizaci; True power – činný výkon motoru, Velocity – pracovní otáčky setrvačnicku; čárkovane – před optimalizací, tečkovaně – 1. optimalizace, plná – 2. optimalizace [42]	59
Obr. 56 Výřez ze schématu hydraulického okruhu pneumatikového válce AP 240 H v experimentální verzi	60
Obr. 57 Blokové schéma pracovních režimů pneumatikového válce	62
Obr. 58 Schéma pracovního režimu Free Run	62
Obr. 59 Schéma pracovního režimu Decel	63
Obr. 60 Schéma pracovního režimu Accel	63
Obr. 61 Analyzátor Hydrotechnik MultiSystem 5060 [38]	64

Obr. 62 Schéma měřicího řetězce na vozidle [38]	65
Obr. 63 Původní ŘS válce	66
Obr. 64 Standardní algoritmus řízení systému DRCE [41].....	67
Obr. 65 Modifikovaný ŘS válce	67
Obr. 66 Funkční schéma ŘS pojezdu a rekuperačního modulu [40].....	69
Obr. 67 Zjednodušené hydraulické schéma pohonu experimentálního vozidla [29].....	72
Obr. 68 Graf závislosti otáček motoru (červená) na sešlápnutí akceleračního pedálu (modrá) [29]	72
Obr. 69 Vážení pneumatikového válce [29].....	73
Obr. 70 Experimentální verifikace simulačního modelu vozidla v režimu s rekuperací [29]	75
Obr. 71 Korelační diagram pro rozjezd a dojezd experimentálního vozidla v režimu s aktivní rekuperací	76
Obr. 72 Optimalizace pracovního cyklu válce v simulačním modelu (vstupní hodnoty – přerušovaná; optimalizované hodnoty – plná) [49].....	78
Obr. 73 Blokové schéma experimentů na stanici	79
Obr. 74 Průběhy vybraných měřených veličin při roztáčení a zastavování setrvačnicku na 1 500 min ⁻¹ otáček	82
Obr. 75 Průběhy vybraných měřených veličin při roztáčení a zastavování setrvačnicku na 2 000 min ⁻¹ otáček	84
Obr. 76 Průběhy vybraných měřených veličin při roztáčení a zastavování setrvačnicku na 2 500 min ⁻¹ otáček	86
Obr. 77 Areál firmy BOSCH Rexroth s vyznačením zkušební oblasti	89
Obr. 78 Schéma zkušební trati	90
Obr. 79 Ukázka záznamu cyklické zkoušky na vozidle	91
Obr. 80 Prototyp první verze rekuperačního modulu na vozidle s tlakovými zásobníky o objemu 10 l [38]	92
Obr. 81 Průběh tlaků a provozních otáček HM a ICE při měření tlakových ztrát ventilového rozváděče.....	94
Obr. 82 Fotografie chybně provedeného vrtání hydraulického kanálu v prvním prototypu ventilového bloku	95
Obr. 83 Průběh rekuperačního brzdění při zkušební jízdě a vliv zkratovacího obvodu na tlak v okruhu HG	96
Obr. 84 Simulace rekuperačního brzdění bez hydraulického zkratovacího obvodu [51] ...	97
Obr. 85 Simulace rekuperačního brzdění s hydraulickým zkratovacím obvodem [51]	98
Obr. 86 Průběh vybraných veličin během zkoušky s prvním prototypem rekuperačního modulu.....	100
Obr. 87 Upravený prototyp rekuperačního modulu s většími hydraulickými akumulátory a novým prototypem rozváděče [49]	101
Obr. 88 Srovnání průběhů vybraných veličin měřených na vozidle (noregen – bez rekuperace, regen – s rekuperací před optimalizací, opt – s rekuperací po optimalizaci).	102
Obr. 89 Pneumatikový válec v zajetí sněhu a ledu.....	105

8 Přílohy

Příloha 1 Matematický model hydraulického okruhu

Pro simulaci a optimalizaci chování navrhovaného rekuperačního modulu pro hydraulický pohon pneumatikového válce bylo třeba sestavit matematický simulační model. Podrobná řešerše problematiky matematického modelování hydraulických komponent spadala do kompetence skupiny pracovníků VUT v Brně, která měla za úkol vývoj a implementaci matematického simulačního modelu. Protože jsem se podílel na experimentální parametrizaci a ověření modelu hydraulického okruhu, uvádím zde zkrácený teoretický základ, který jsem zpracoval na základě studia dostupné literatury. Následující rovnice popisují zejména fyzikální základ funkce jednotlivých prvků hydraulického obvodu a energetickou bilanci v hydraulickém obvodu, které byly následně implementovány v modelu týmem prof. Nevrlého.

Čerpadlo

Okamžitý geometrický průtok čerpadlem na základě variace Wilsonova vztahu, jak jej publikovali Pourmovahed et al. [1], [2] a Stecki s Mathesonem [3], [4]

$$Q_o = \omega x D \eta_v, \quad (1)$$

kde x je poměrná část maximálního průtokového objemu čerpadla, ω definuje okamžitou úhlovou rychlost hřídele čerpadla, D je maximální geometrický objem čerpadla a η_v je účinnost čerpadla v závislosti na průtoku. Poměr x pro axiální čerpadlo lze vyjádřit jako

$$x = \frac{\sin \alpha_0}{\sin \alpha_{0,max}}, \quad (2)$$

kde α_0 je úhel naklonění desky čerpadla.

Průtoková účinnost čerpadla $\eta_{vč}$ je dána vztahem

$$\eta_{vč} = \frac{Q_o}{Q_i}, \quad (3)$$

kde Q_i je ideální geometrický průtok čerpadlem, který lze určit, pokud v rovnici (1) položíme $\eta_v = 1$.

Pro průtokovou účinnost HM platí

$$\eta_{vm} = \frac{Q_i}{Q_o}. \quad (4)$$

Pro praktické užití lze při zanedbání kavitace upravit rovnici (3) následovně pro čerpadlo:

$$\eta_{vč} = 1 - \frac{C_s}{xS} - \frac{\Delta p}{\beta} - \frac{C_{st}}{x\sigma}. \quad (5)$$

Pro hydromotor platí:

$$\eta_{vm} = \frac{1}{1 + \frac{C_s}{xS} + \frac{\Delta p}{\beta} + \frac{C_{st}}{x\sigma}}. \quad (6)$$

C_s a C_{st} jsou výpočtové konstanty pro laminární a turbulentní proudění, Δp je rozdíl tlaků čerpadla a hydromotoru, β je modul pružnosti hydraulické kapaliny, S a σ jsou bezrozměrné koeficienty. Stanovení jednotlivých parametrů je uvedeno v literatuře, např. [1].

Okamžitý moment potřebný pro pohon čerpadla lze určit podle vztahu

$$M_o = x\Delta p D \eta_m . \quad (7)$$

Pokud v rovnici (7) položíme $\eta_m = 1$ získáme moment M_i potřebný pro pohon ideálního čerpadla. Momentová účinnost čerpadla je dána

$$\eta_{m\check{c}} = \frac{M_o}{M_i} \quad (8)$$

a pro motor platí

$$\eta_{mm} = \frac{M_i}{M_o} . \quad (9)$$

Podobně jako u objemové účinnosti lze vztahy upravit do tvaru vhodného pro analytické modelování následovně

$$\eta_{m\check{c}} = \frac{1}{1 + \frac{C_v S}{x} + \frac{C_f}{x} + C_h x^2 \sigma^2} , \quad (10)$$

$$\eta_{mm} = 1 - \frac{C_v S}{x} - \frac{C_f}{x} - C_h x^2 \sigma^2 . \quad (11)$$

Konstanty C_v , C_f a C_h vyjadřují viskózní (proudění kapaliny), mechanické (tření) a hydrodynamické ztráty v čerpadle.

Hydraulické akumulátory

Vakové hydraulické akumulátory jsou v modelu popsány na základě teorie publikované Pourmovahedem a Otisem [5] a [6]. Podle této teorie je akumulátor uzavřený termodynamický systém, který lze popsat rovnicí

$$\frac{dT}{dt} = \frac{T_0 - T}{\tau} - \frac{T}{c_v} \left(\frac{\partial p}{\partial T} \right) \frac{dv}{dt} . \quad (12)$$

Teplotně-časová konstanta akumulátoru τ je

$$\tau = \frac{m_p c_v}{h S_a} . \quad (13)$$

Je-li třeba popsat závislost p-v-T lze pro ideální plyn uvažovat vztah

$$pV = nRT , \quad (14)$$

kde n je polytropický exponent a R plynová konstanta. Uvedený vztah však v praxi není příliš přesný a často se nahrazuje úpravou vedoucí na tzv. Benedict-Webb-Rubinovu rovnici popsanou v literatuře [1], [3] a [7].

Hydraulické vedení

Ztráty v hydraulickém vedení lze popsat rovnicí odvozenou z modelu zohledňujícího činnou délku vedení. Platí následující vztah vyjadřující tlakovou ztrátu

$$\Delta p_L = f \frac{L \rho Q_o^2}{2 d_p S_p} , \quad (15)$$

kde f je součinitel tření, L je činná délka vedení, ρ je hustota oleje, d_p je vnitřní průměr vedení a S_p je plocha vnitřního průřezu vedení. Hodnoty f se liší pro laminární a turbulentní proudění a lze je určit na základě vztahů popsanych v literatuře [1] a [3].

Setrvačník

Setrvačník reprezentuje v modelu setrvačnou hmotu zatěžující hydrostatický pohon. Pohybovou rovnici momentové ztráty setrvačníku lze analyticky vyjádřit vztahem

$$\Delta M_s = I \frac{d\omega_s}{dt} = 2\pi I \frac{dn_s}{dt}, \quad (16)$$

kde I je moment setrvačnosti setrvačníku, ω_s je okamžitá úhlová rychlost setrvačníku a n_s jsou okamžité otáčky setrvačníku. Pro numerické řešení je výhodné rovnici vyjádřit polynomicky, aby bylo možné vyjádřit závislost momentové ztráty na otáčkách setrvačníku a zohlednit tak mechanické a třecí ztráty setrvačníku. Výsledná rovnice má tvar

$$\Delta M_s = \sum_{i=0}^3 f_i n_s^i, \quad (17)$$

Parametry pro polynomické vyjádření je však třeba získat separátním experimentem. Tedy změřit pokles otáček setrvačníku při doběhu. Experimentálně získaná data lze následně proložit křivkou dle rovnice (17) a určit součinitel poklesu otáček setrvačníku f_i .

[1] POURMOVAHED, A., N. BEACHLEY a F. FRONCZAK Modeling of a Hydraulic Energy Regeneration System: Part I—Analytical Treatment. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*. 1992, 114(1), 155-. DOI: 10.1115/1.2896497. Dostupné také z: <http://DynamicSystems.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1405874>

[2] POURMOVAHED, A., N. BEACHLEY a F. FRONCZAK Modeling of a Hydraulic Energy Regeneration System: Part II—Experimental Program. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*. 1992, 114(1), 160-. DOI: 10.1115/1.2896498. Dostupné také z: <http://DynamicSystems.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1405877>

[3] MATHESON, Paul a Jacek STECKI Development of hybrid diesel-hydraulic system for large commercial vehicles. In: *The Eight Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP'03*. Tampere: Tampere University of Technology, 2003, s. 1251-1263.

[4] MATHESON, Paul a Jacek STECKI. Development and Simulation of a Hydraulic-Hybrid Powertrain for use in Commercial Heavy Vehicles. b.r., , -. DOI: 10.4271/2003-01-3370. Dostupné také z: <http://papers.sae.org/2003-01-3370/>

[5] OTIS, D. a A. POURMOVAHED An Algorithm for Computing Nonflow Gas Processes in Gas Springs and Hydropneumatic Accumulators. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*. 1985, 107(1), 93-. DOI: 10.1115/1.3140714. Dostupné také z: <http://DynamicSystems.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1403656>

[6] POURMOVAHED, A. a D. OTIS An Experimental Thermal Time-Constant Correlation for Hydraulic Accumulators. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and*

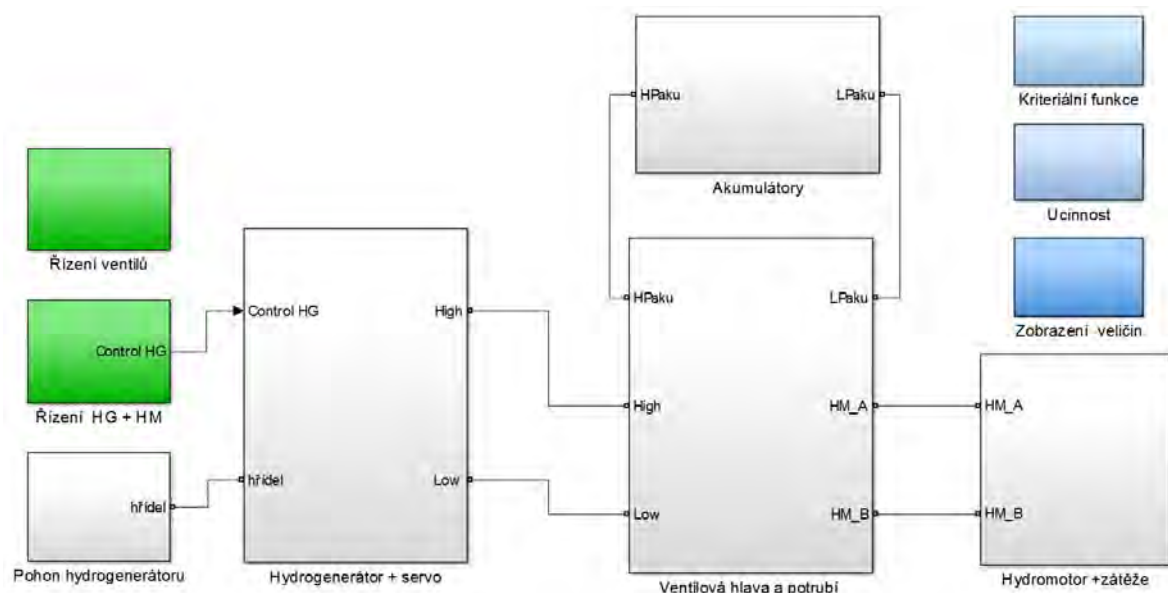
Control. 1990, 112(1), 116-. DOI: 10.1115/1.2894128. Dostupné také z:
<http://DynamicSystems.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1404702>

[7] SONNTAG, Richard, C BORGNACKE, Gordon VAN WYLEN a Gordon VAN WYLEN. Fundamentals of thermodynamics. 5th ed. New York: Wiley, 1998, xiv, 783 p.

Příloha 2 Implementace simulačního modelu laboratorní stanice v prostředí Matlab

V příloze jsou popsány klíčové části matematického modelu zkušební stanice, na jehož parametrizaci a verifikaci jsem se podílel. Model byl sestaven týmem pracovníků VUT v Brně.

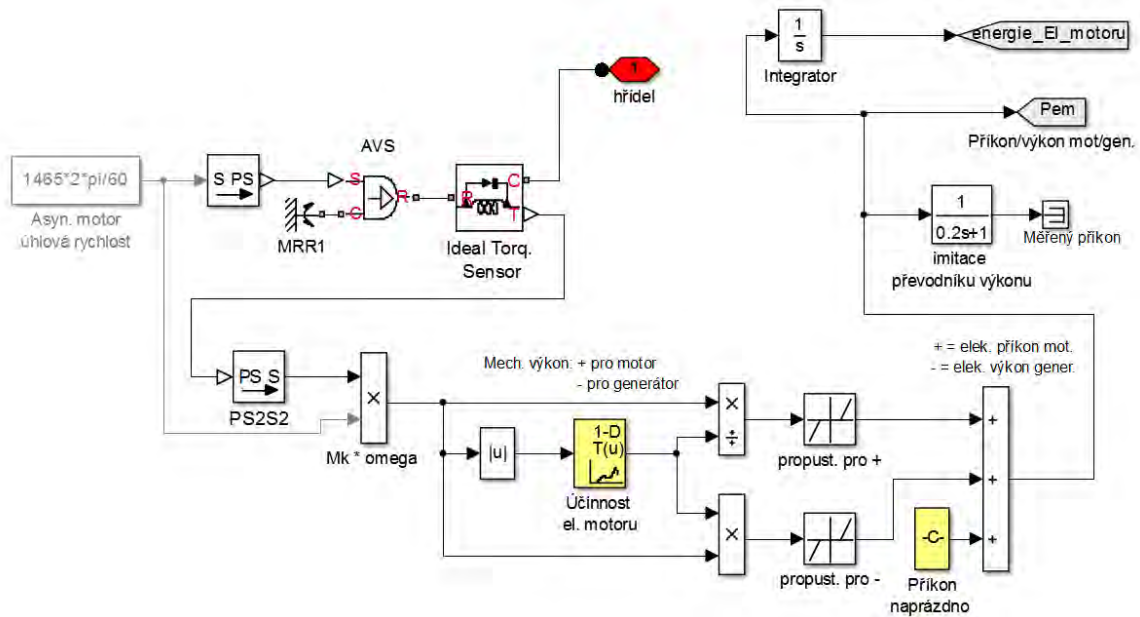
Na Obr. 2 - 1 je zobrazena nejvyšší vrstva simulačního modelu sestaveného v prostředí Matlab/Simulink odpovídající zjednodušenému hydraulickému schématu zkušební stanice. Jednotlivé bloky představují podmodely, které simulují jednotlivé subsystémy hydraulického okruhu experimentální stanice. Popřípadě se jedná o bloky funkcí pro zpracování vstupních a výstupních dat z/do modelu a bloky s parametry řízení experimentální stanice. Pro účely modelování byly vyvinuty samostatné simulační modely pro každý z provozních režimů experimentální stanice. To se ukázalo jako výhodné z pohledu jednodušší parametrizace vstupních dat pro řízení simulovaných akčních členů hydraulického obvodu. Jádro jednotlivých modelů tedy bylo vždy stejné (tj. šedé bloky na obr. 2 - 1), odlišné byly bloky parametrů řízení (zelené bloky na obr. 2 - 1). V závěrečných fázích modelování došlo ke sloučení modelů jednotlivých provozních režimů do jednoho simulačního matematického modelu. Tento krok byl nutný pro posuzování účinnosti simulací cyklických zkoušek, které by bylo velmi obtížné simulovat v samostatných modelech jednotlivých navazujících cyklů.



Obr. 2 - 1 Blokové schéma simulačního modelu experimentální stanice v prostředí Matlab/Simulink [1]

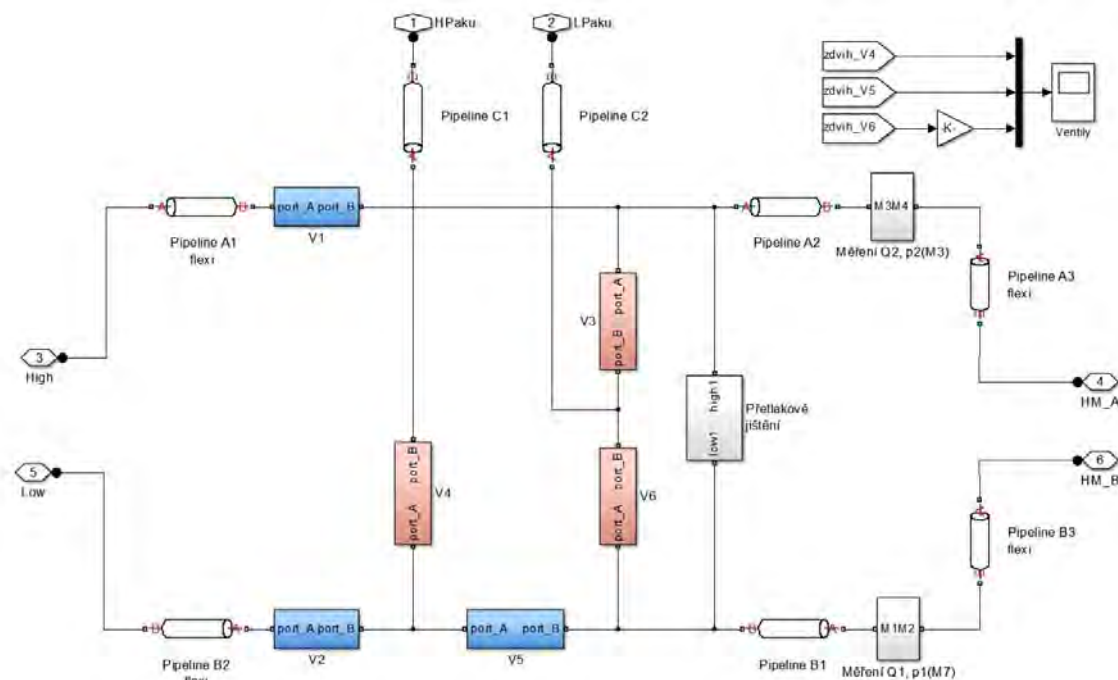
Obr. 2 - 2 představuje implementaci pohonu HG. Jedná se o blok simulující elektromotor experimentální stanice. V tomto případě byl pohon idealizován a uvažují se konstantní otáčky motoru. Ve skutečnosti elektromotor není schopen konstantní otáčky udržet, nebyl

však k dispozici dostatek parametrů k přesnějšímu popisu chování elektromotoru použitého pro pohon experimentální stanice. Bylo tedy třeba pracovat se zjednodušením, které se při následné verifikaci ukázalo jako přijatelné.



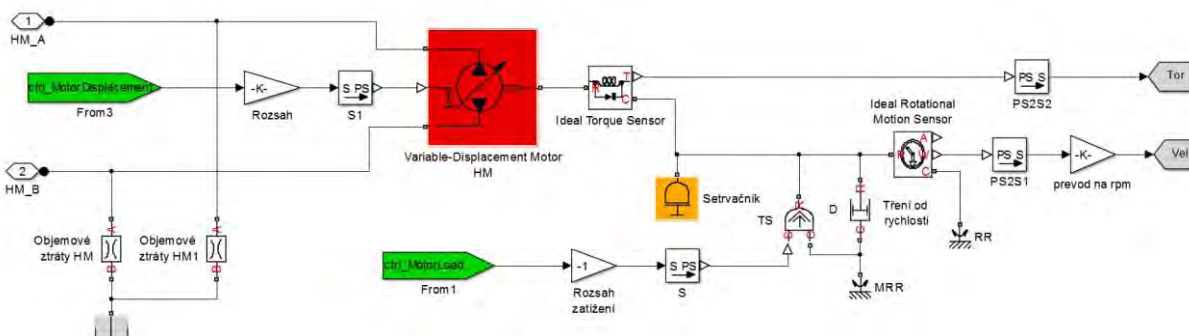
Obr. 2 - 2 Blokové schéma podmodelu pohonu čerpadla experimentální stanice v prostředí Matlab/Simulink [1]

Na obr. 2 - 3 je zobrazena implementace podmodelu simulujícího funkci řízeného ventilového bloku. Jedná se o klíčový prvek skutečné stanice i jejího simulačního modelu. Jak se v průběhu řešení potvrdilo, správné nastavení řídicího algoritmu pro přepínání jednotlivých ventilů má zásadní vliv na celkovou účinnost rekuperačního cyklu. Jak již bylo zmíněno algoritmus řízení ventilového bloku je zpracován v samostatném podmodelu zvlášť pro každý sledovaný režim (Decel/Accel).



Obr. 2 - 3 Blokové schéma podmodelu ventilového bloku experimentální stanice v prostředí Matlab/Simulink [1]

Podmodel simulující HM se setrvačником je na Obr. 2 - 4. Zatížení setrvačником je idealizováno a jsou zanedbány ztráty v uložení setrvačniku a třením vzduchu v závislosti na otáčkách. V tomto případě se jedná o přijatelné zjednodušení, neboť pokles otáček setrvačniku vlivem uvedených ztrát je zanedbatelný vzhledem ke ztrátám v hydraulickém okruhu, což se potvrdilo i experimentálně. Podrobnější popis implementovaného simulačního modelu je součástí výstupů projektu EUREKA [1], [2] a [3].

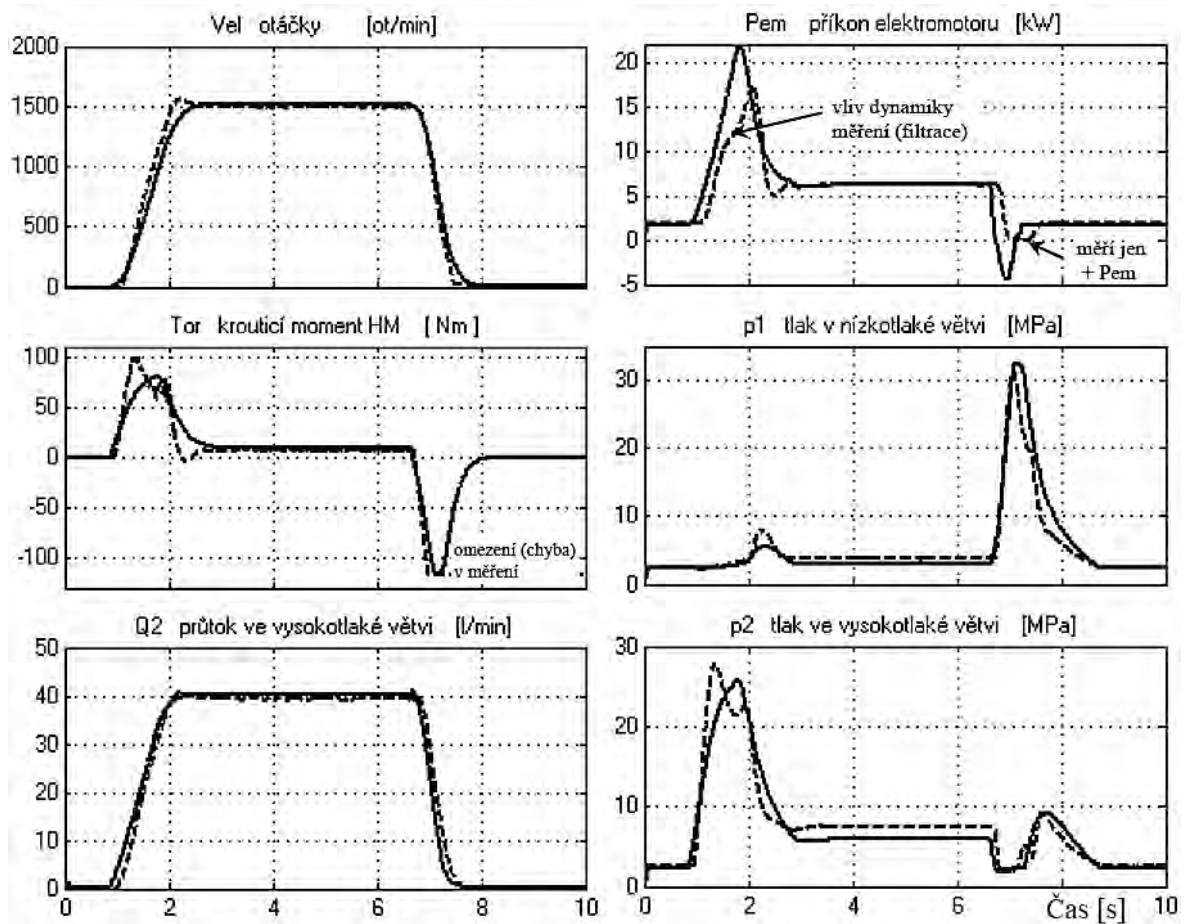


Obr. 2 - 4 Blokové schéma podmodelu zatížení experimentální stanice v prostředí Matlab/Simulink [1]

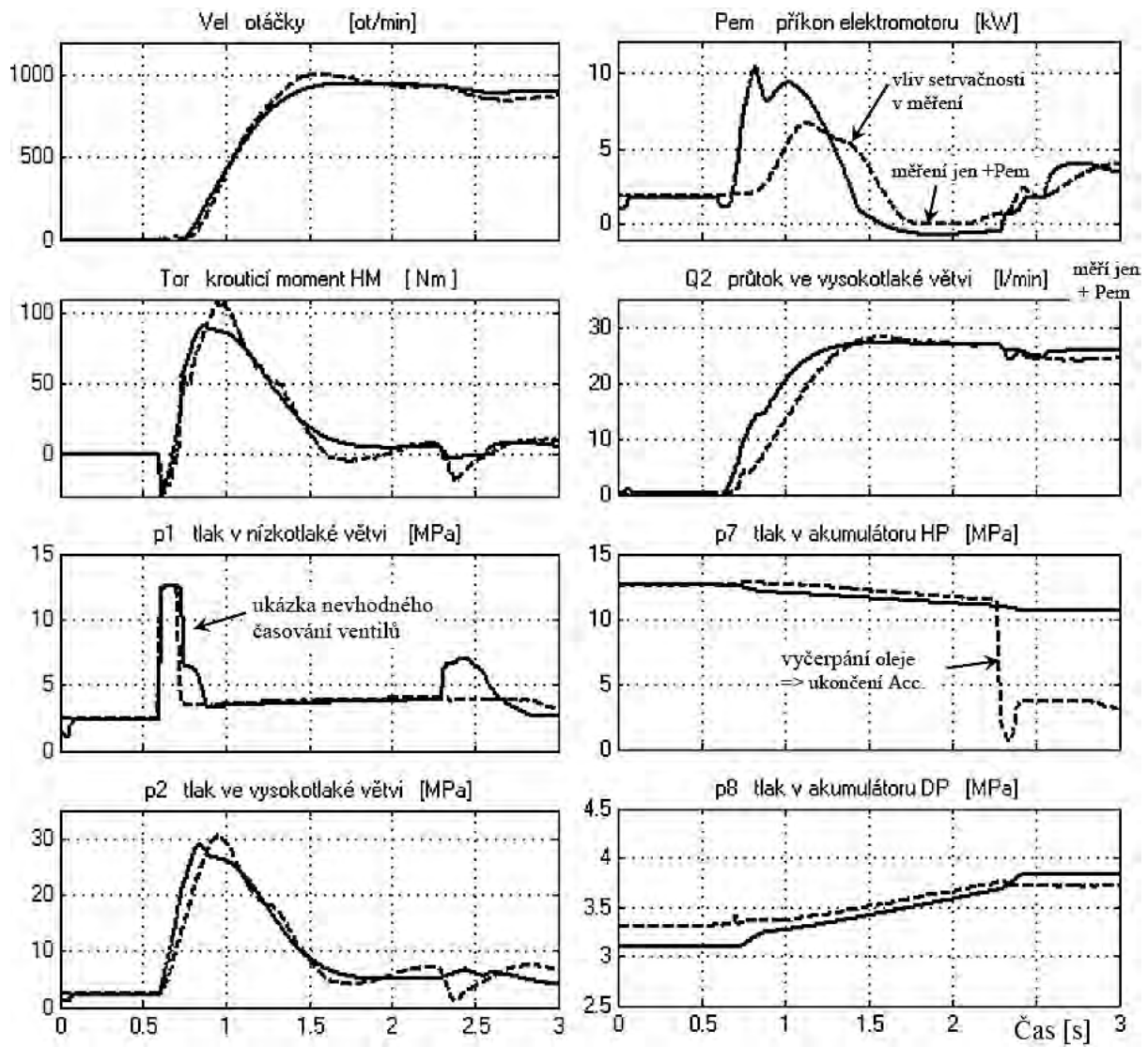
- [1] NEVRLÝ, Josef. Rekuperační hydrostatický modul pro užitková vozidla. Brno, 2014. Průběžná zpráva projektu EUREKA CZ LF12029. VUT v Brně.
- [2] NEVRLÝ, Josef. Rekuperační hydrostatický modul pro užitková vozidla. Brno, 2015, s. 134. Závěrečná zpráva projektu EUREKA CZ LF12029. VUT v Brně.
- [3] NEVRLÝ, Josef. Rekuperační hydrostatický modul pro užitková vozidla. Brno, 2013. Průběžná zpráva projektu EUREKA CZ LF12029. VUT v Brně.

Příloha 3 Grafické podklady pro verifikaci simulačního modelu stanice

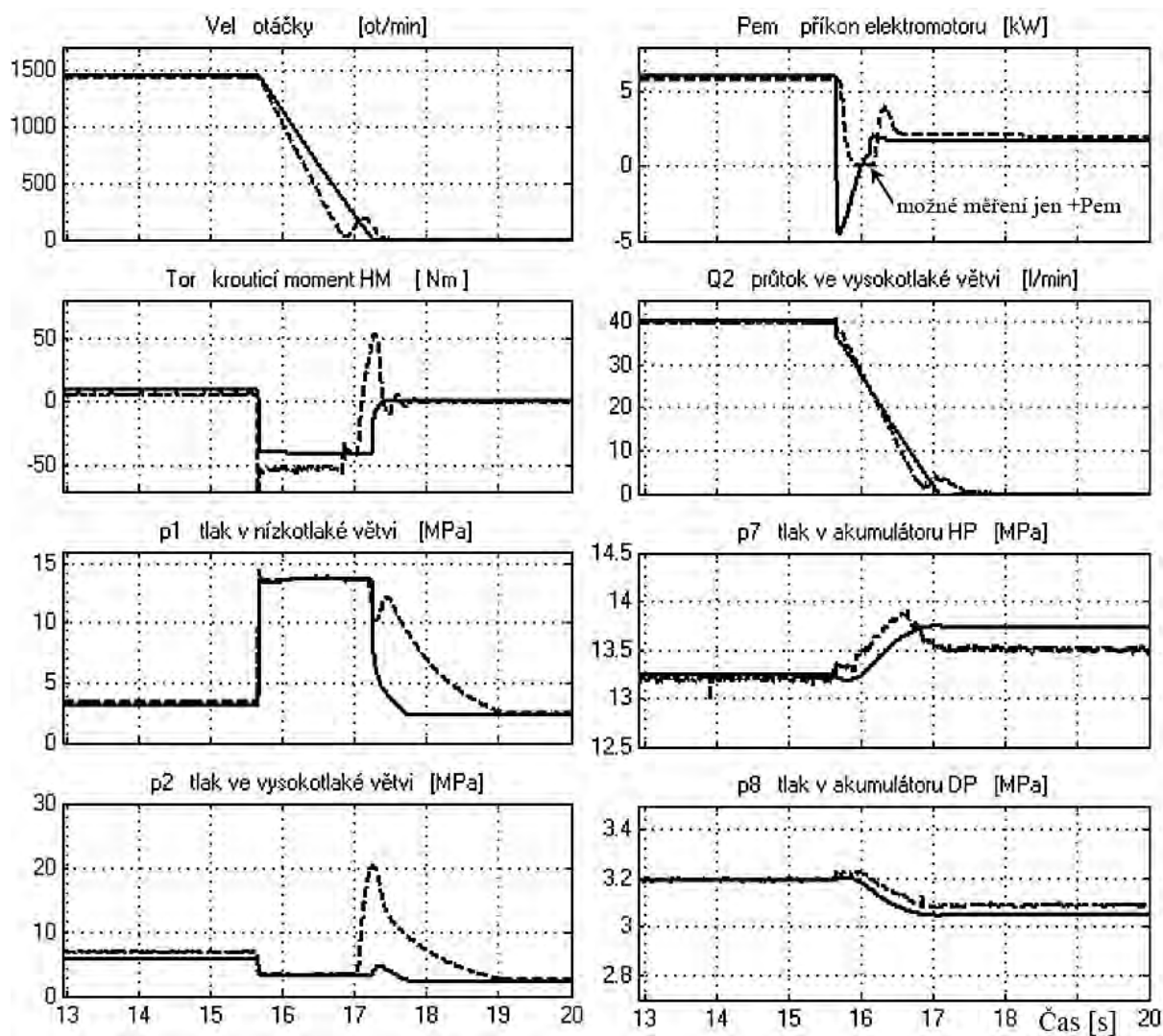
Příloha obsahuje grafické znázornění průběhů sledovaných fyzikálních veličin, které jsem využil při posouzení věrnosti chování simulačního modelu s experimenty. V první části přílohy jsou uvedeny průběhy sledovaných fyzikálních veličin, které k verifikaci modelů použil tým prof. Nevrlého. Průběhy simulované v těchto grafech byly realizovány v rané fázi vývoje simulačního modelu experimentální stanice. Pro účely habilitační práce jsem se rozhodl verifikovat až finální verzi modelu po nepřímém odladění vstupních parametrů simulace, které nebylo možné přímo určit pomocí měření (např. pasivní odpory hydraulických hadic apod.). Výsledky simulací jsou uvedeny graficky a doplněny o grafické vyjádření korelace měření a simulace a grafický přehled rozdělení jednotlivých souborů zpracovávaných dat. Komentář k výsledkům verifikace modelu stanice je obsažen v kapitole 4.2.3 habilitační práce.



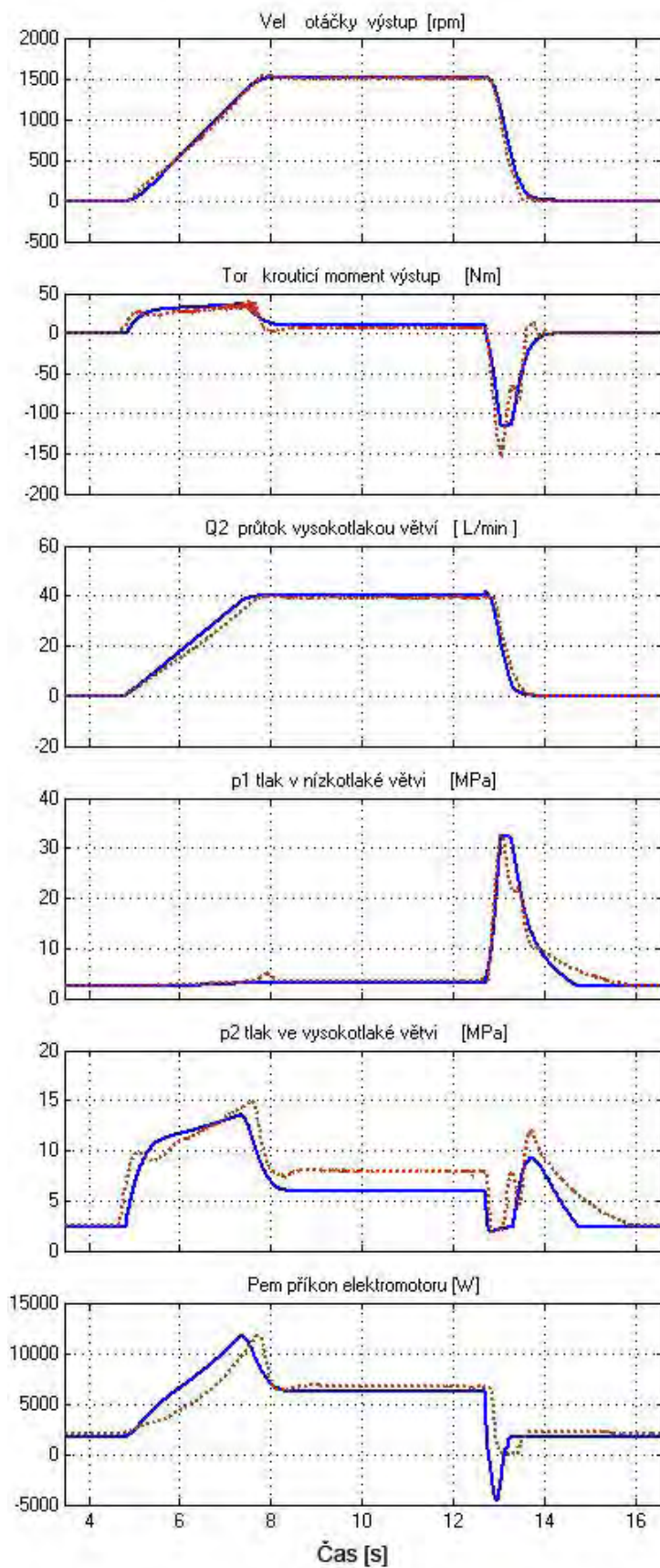
Obr. 3 - 1 Ověření simulace režimu SetRPM pro rozsah provozních otáček 0 až 1 500 min⁻¹ (simulace – plná čára, měření – přerušovaná čára) [1]



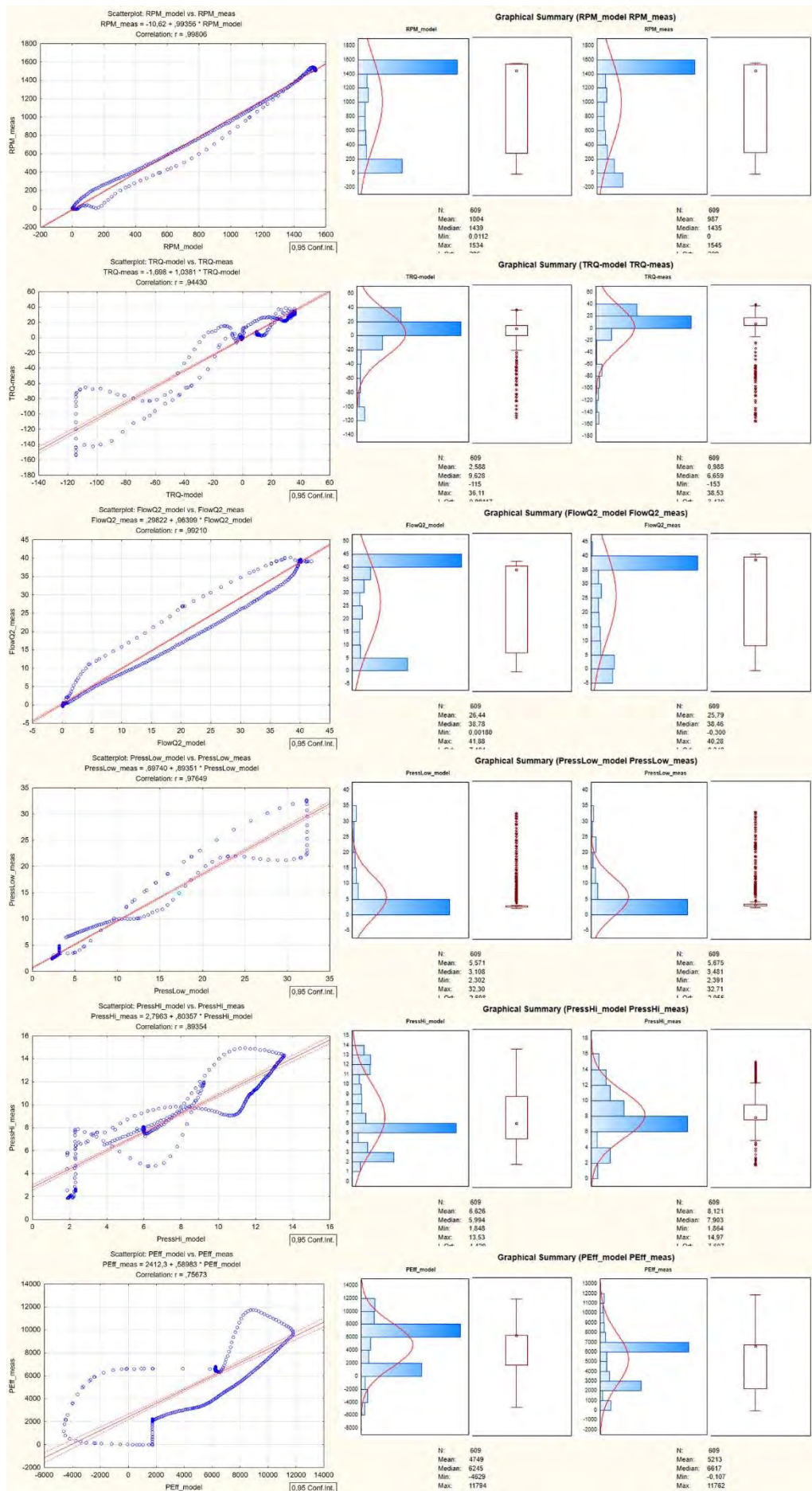
Obr. 3 - 2 Ověření simulace režimu Accel pro rozsah provozních otáček 0 až 1 500 min^{-1} (simulace – plná čára, měření – přerušovaná čára) [1]



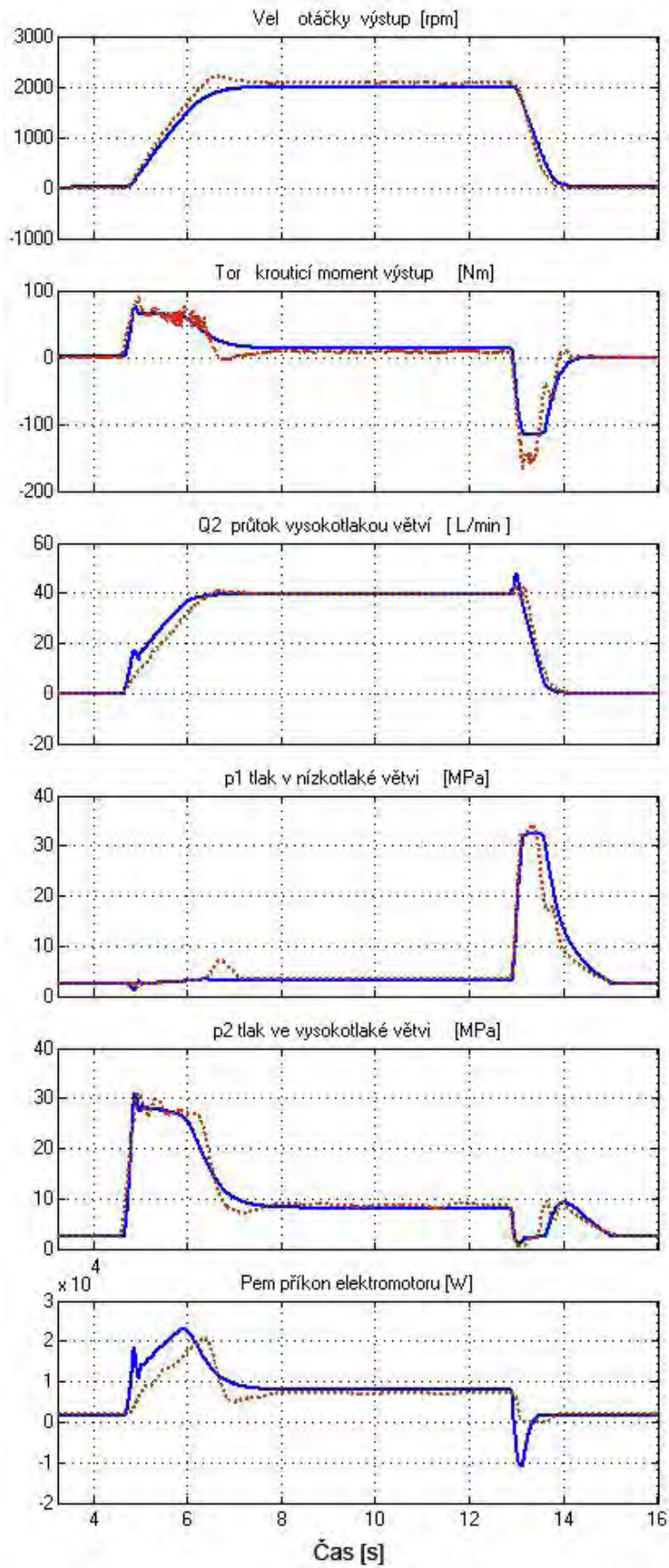
Obr. 3 - 3 Ověření simulace režimu Decel pro rozsah provozních otáček 0 až 1 500 min^{-1} (simulace – plná čára, měření – přerušovaná čára) [1]



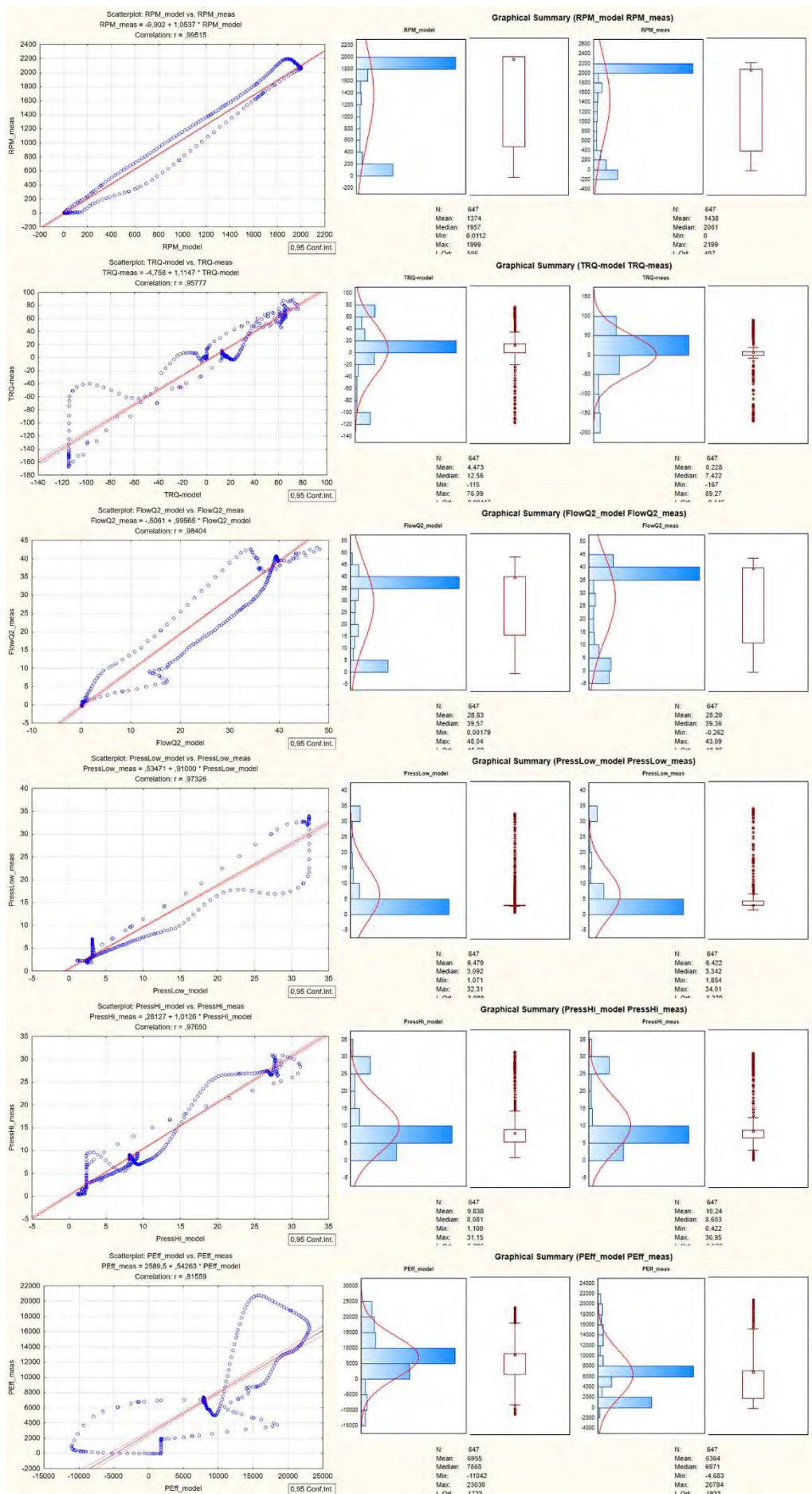
Obr. 3 - 4 Ověření simulace režimu SetRPM pro rozsah provozních otáček 0 až 1 500 min^{-1} (simulace – plná čára, měření – přerušovaná čára)



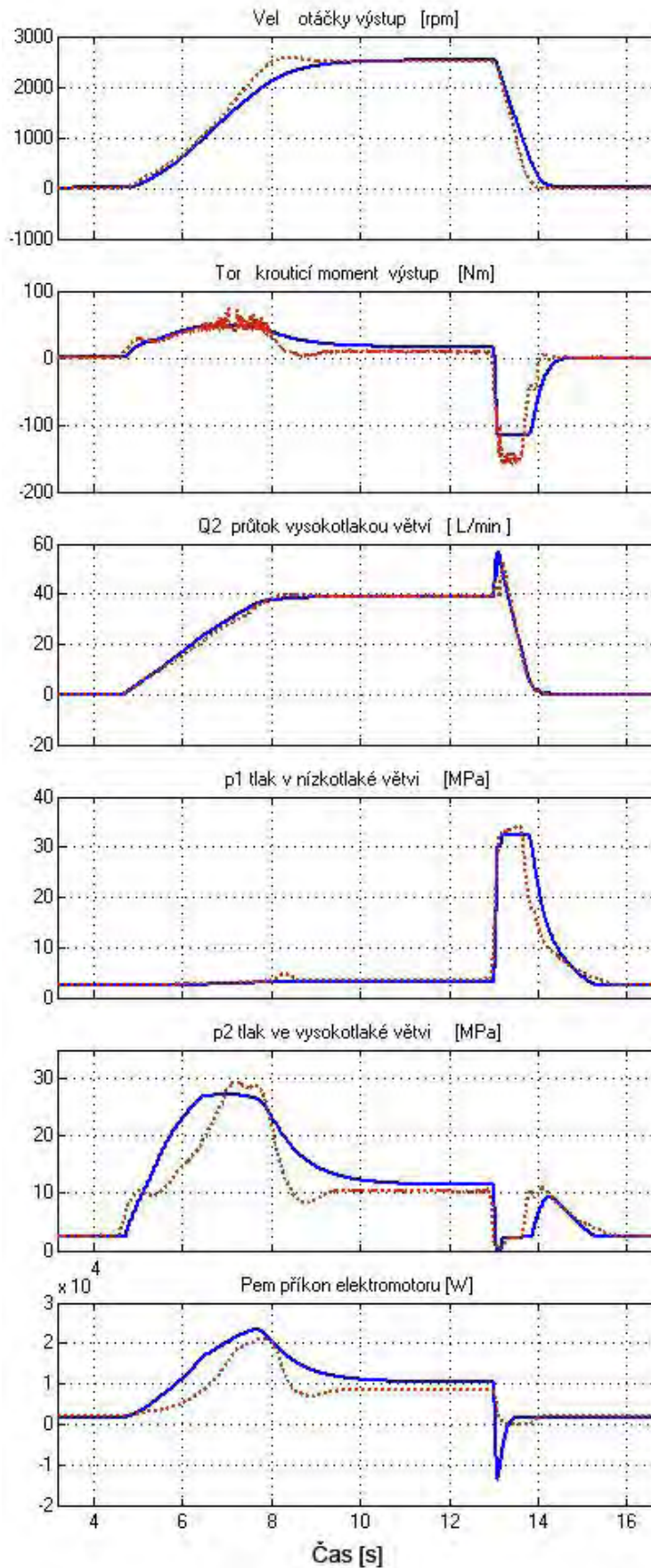
Obr. 3 - 5 Vybrané statistické veličiny pro verifikační režim SetRPM pro rozsah provozních otáček 0 až 1 500 min⁻¹



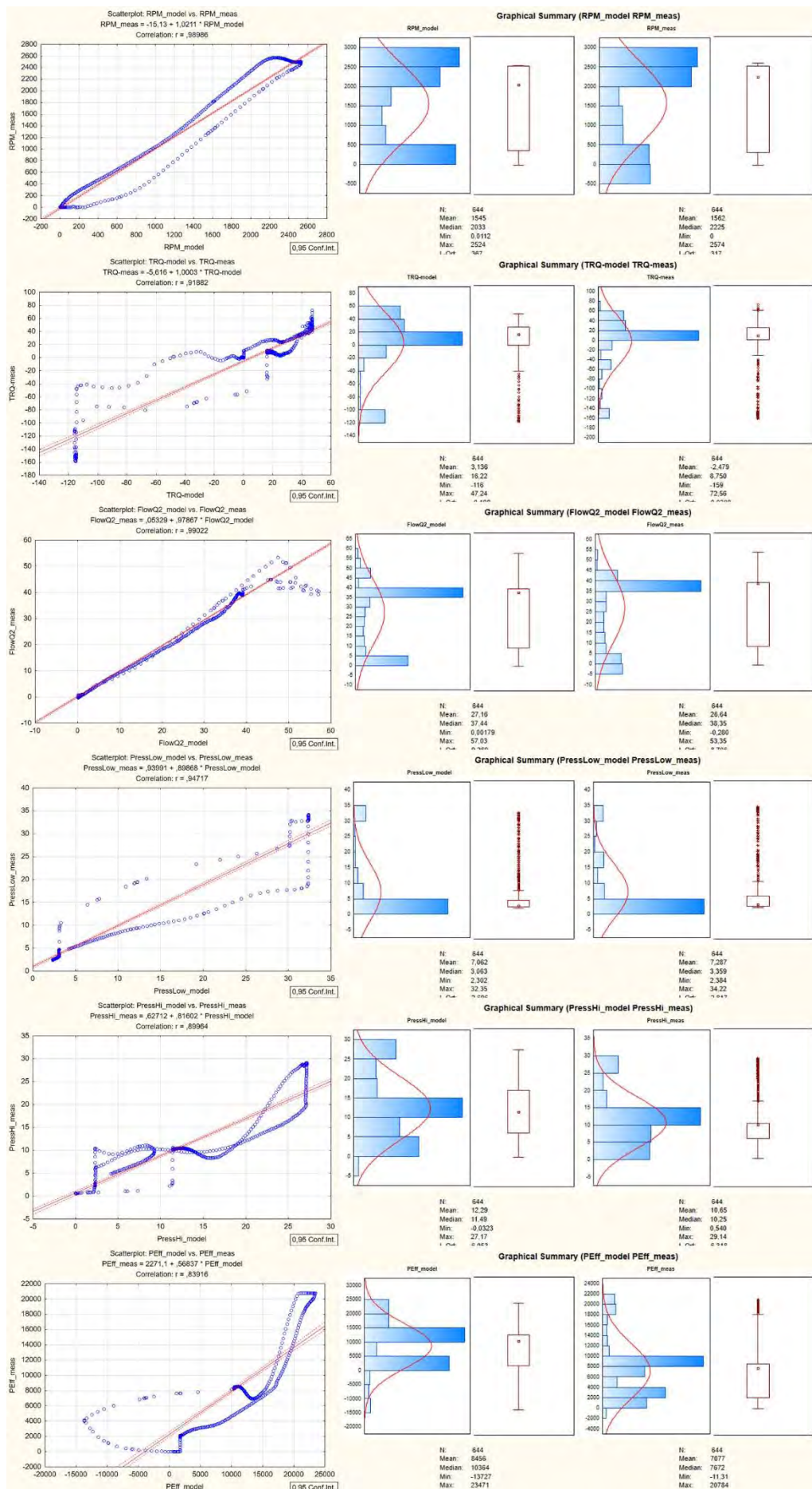
Obr. 3 - 6 Ověření simulace režimu SetRPM pro rozsah provozních otáček 0 až 2 000 min⁻¹ (simulace – plná čára, měření – přerušovaná čára)



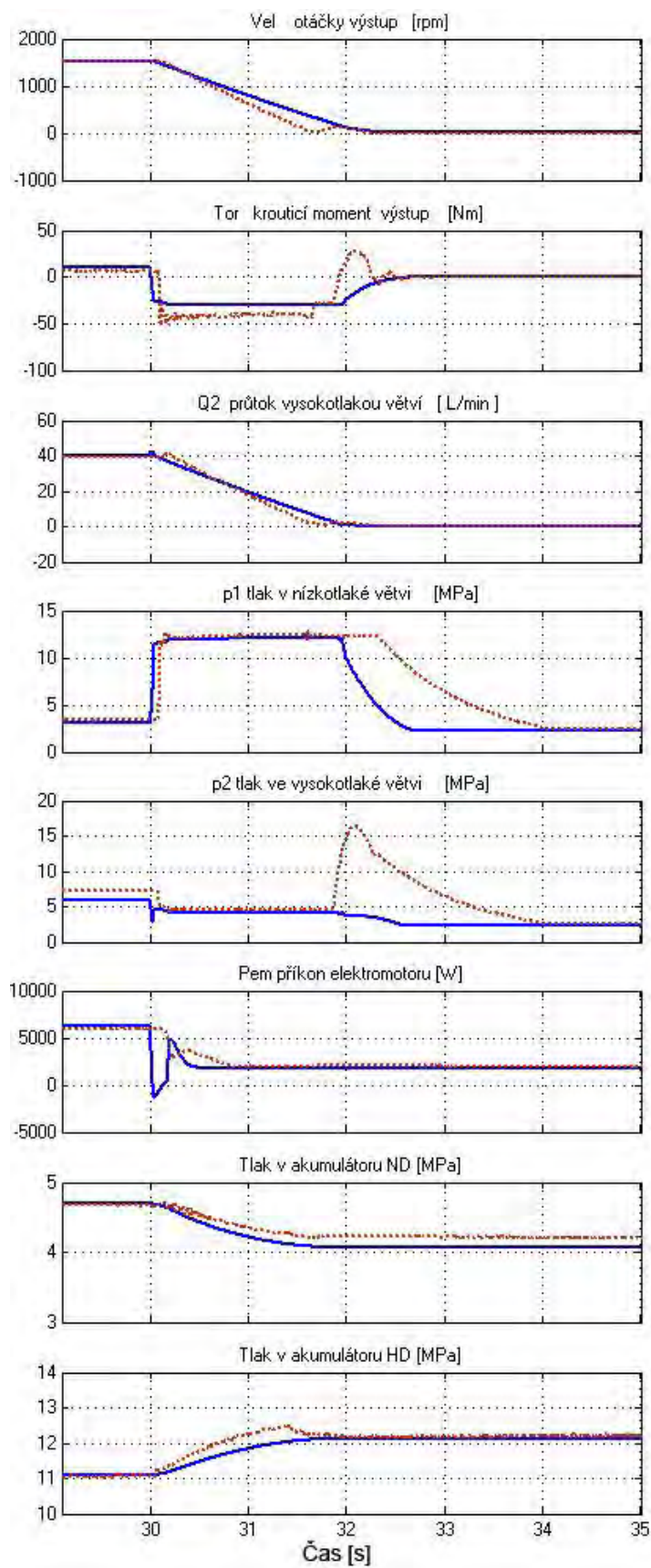
Obr. 3 - 7 Vybrané statistické veličiny pro verifikaci režimu SetRPM pro rozsah provozních otáček 0 až 2 000 min⁻¹



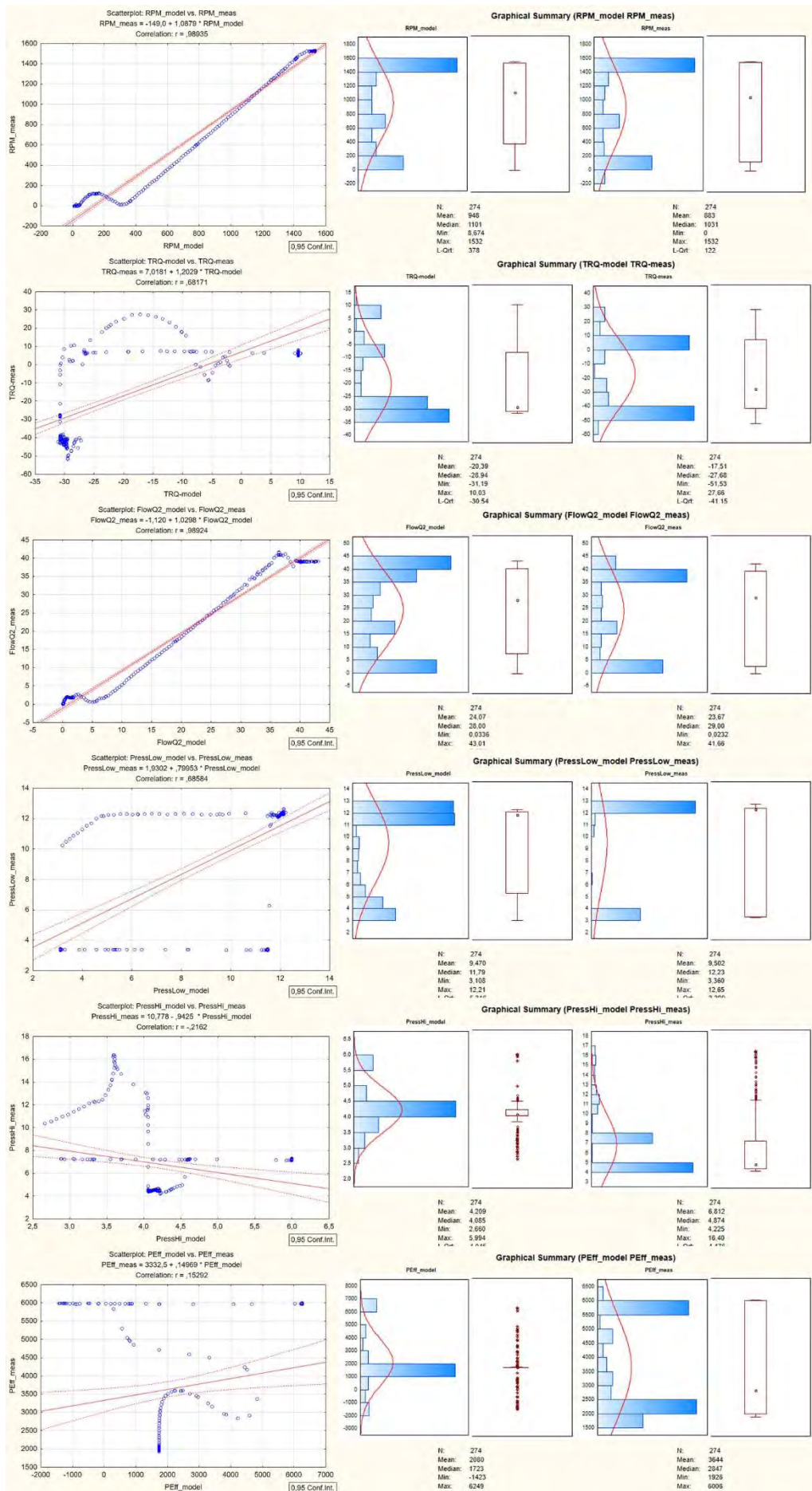
Obr. 3 - 8 Ověření simulace režimu SetRPM pro rozsah provozních otáček 0 až 2 500 min⁻¹ (simulace – plná čára, měření – přerušovaná čára)



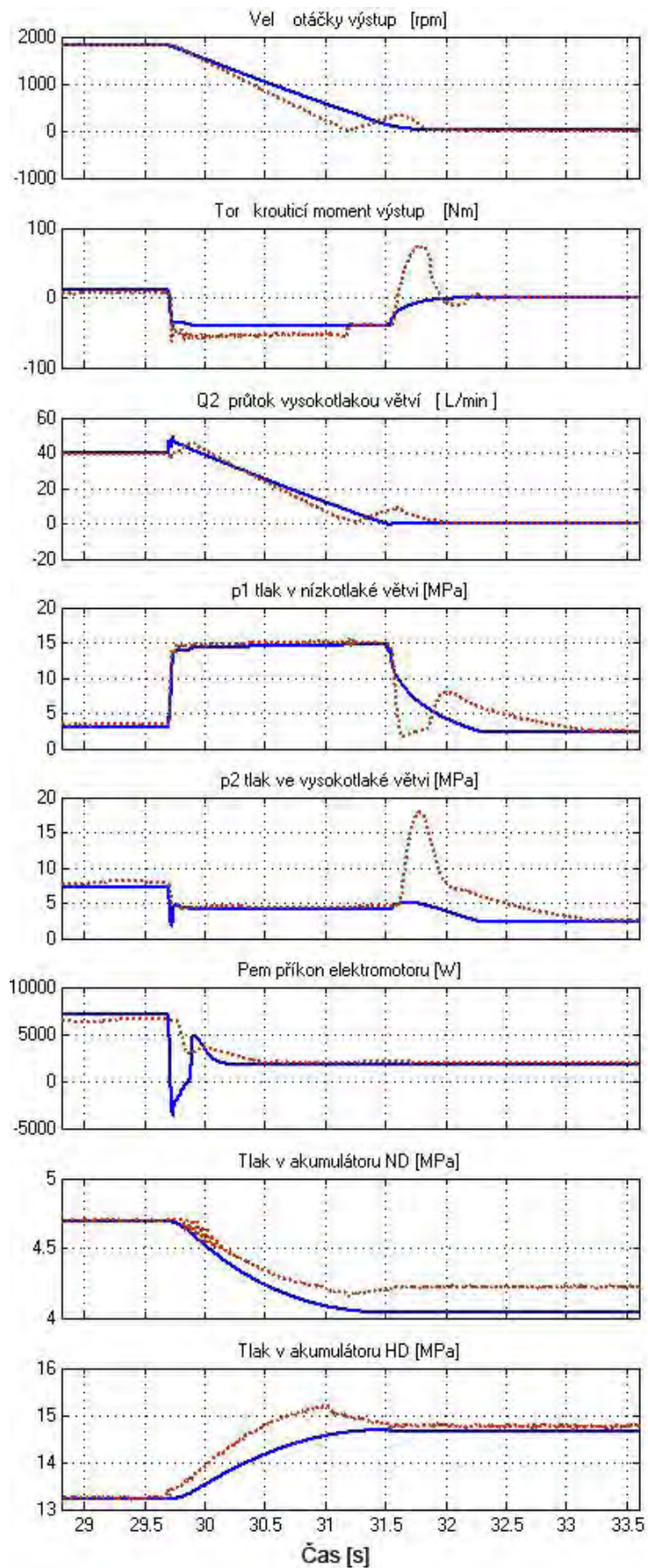
Obr. 3 - 9 Vybrané statistické veličiny pro verifikaci režimu SetRPM pro rozsah provozních otáček 0 až 2 500 min⁻¹



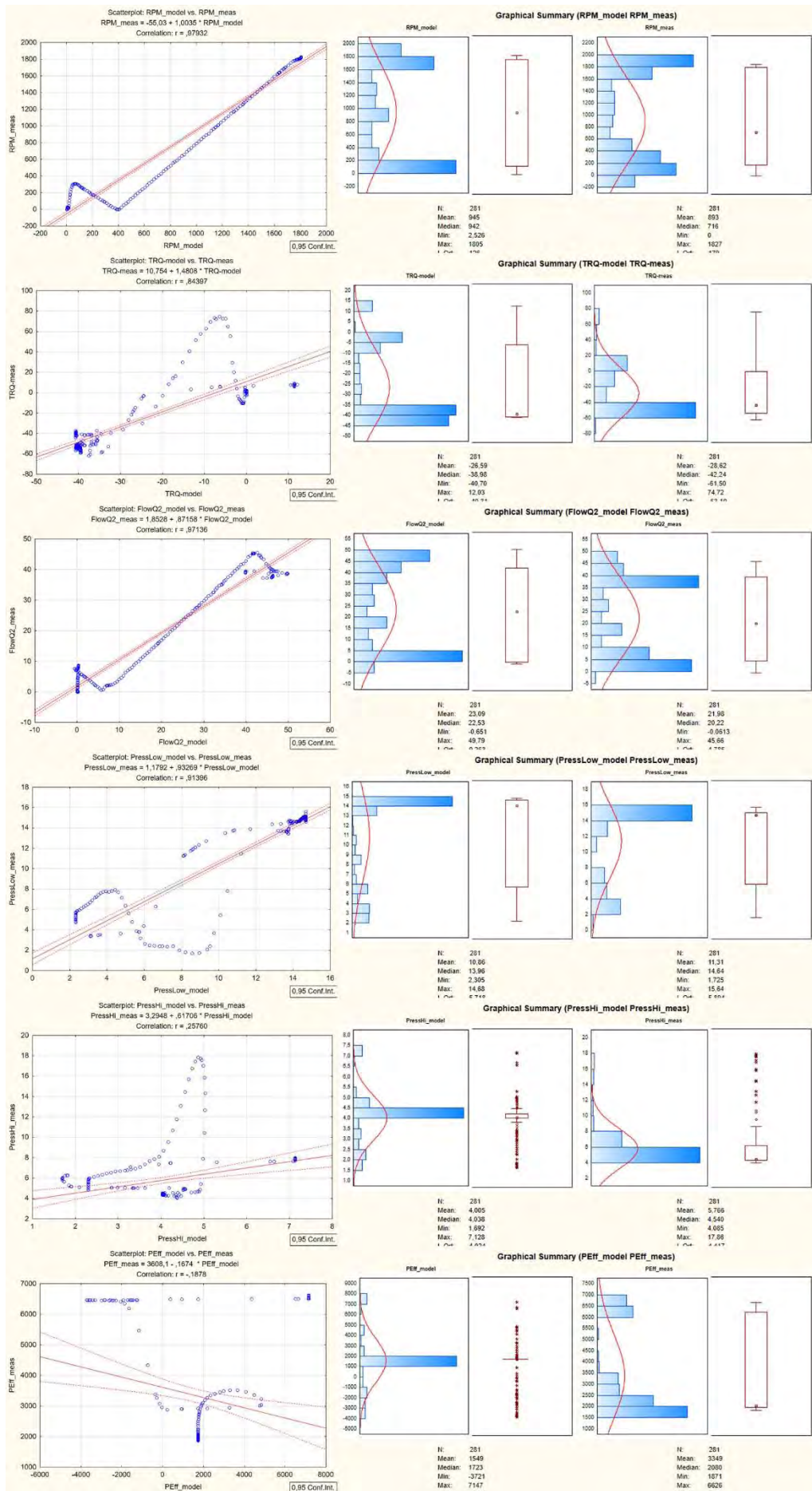
Obr. 3 - 10 Ověření simulace režimu Decel pro rozsah provozních otáček 0 až 1 500 min^{-1} (simulace – plná čára, měření – přerušovaná čára)



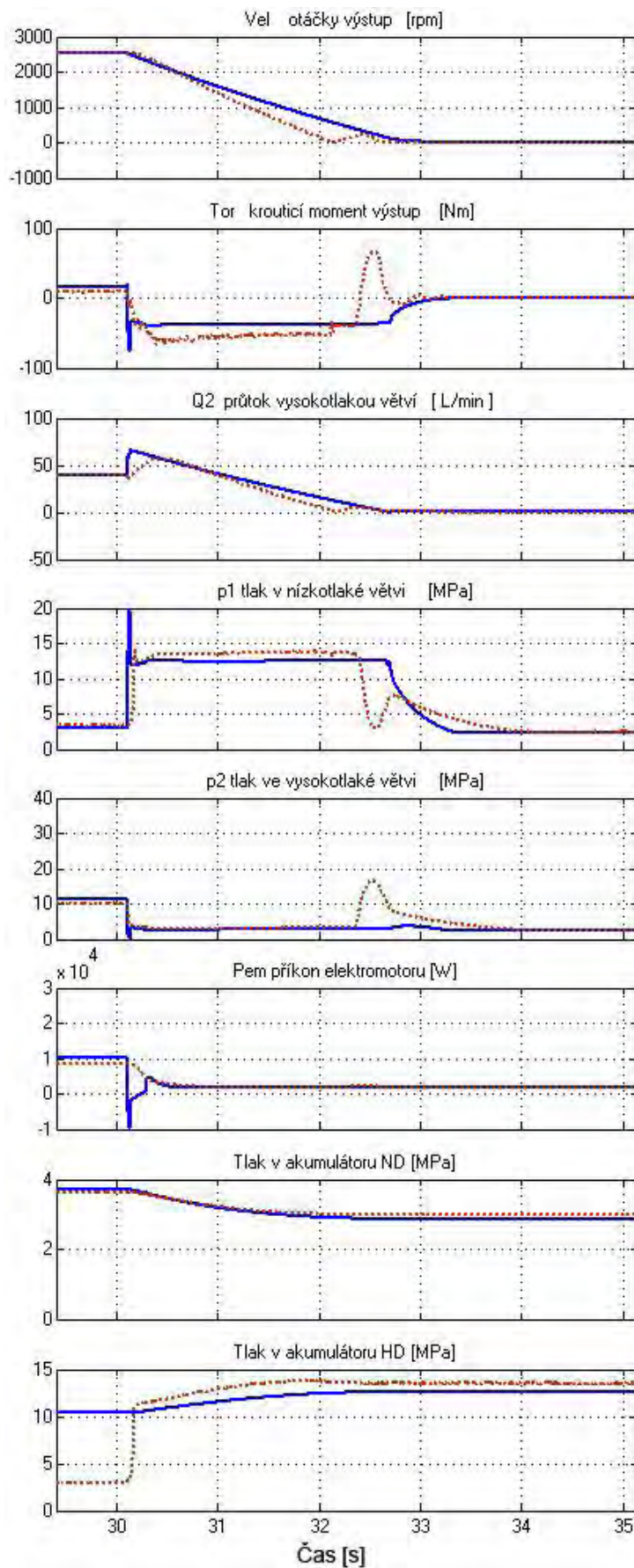
Obr. 3 - 11 Vybrané statistické veličiny pro verifikaci režimu Decel pro rozsah provozních otáček 0 až 1 500 min⁻¹



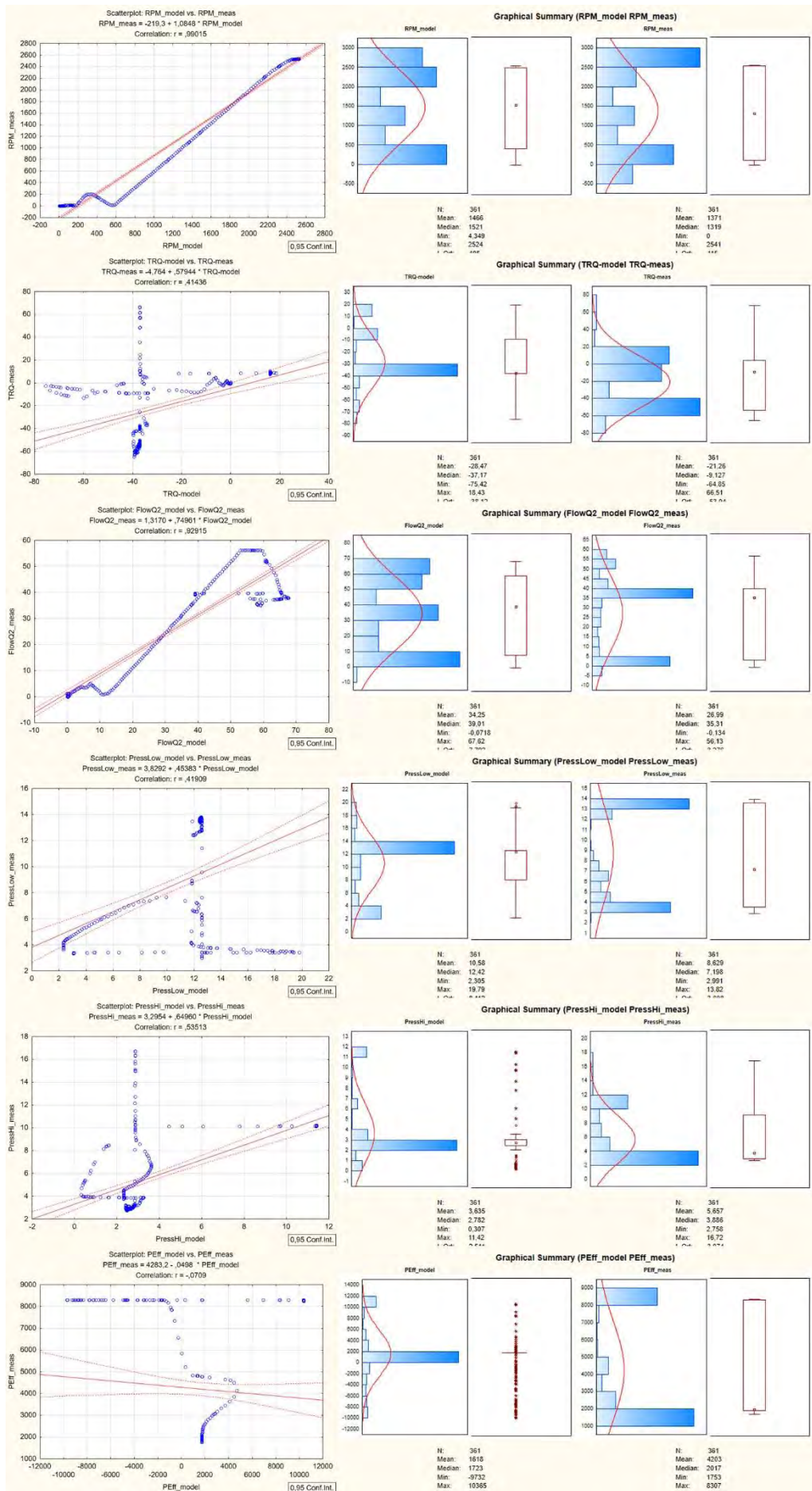
Obr. 3 - 12 Ověření simulace režimu Decel pro rozsah provozních otáček 0 až 2 000 min^{-1} (simulace – plná čára, měření – přerušovaná čára)



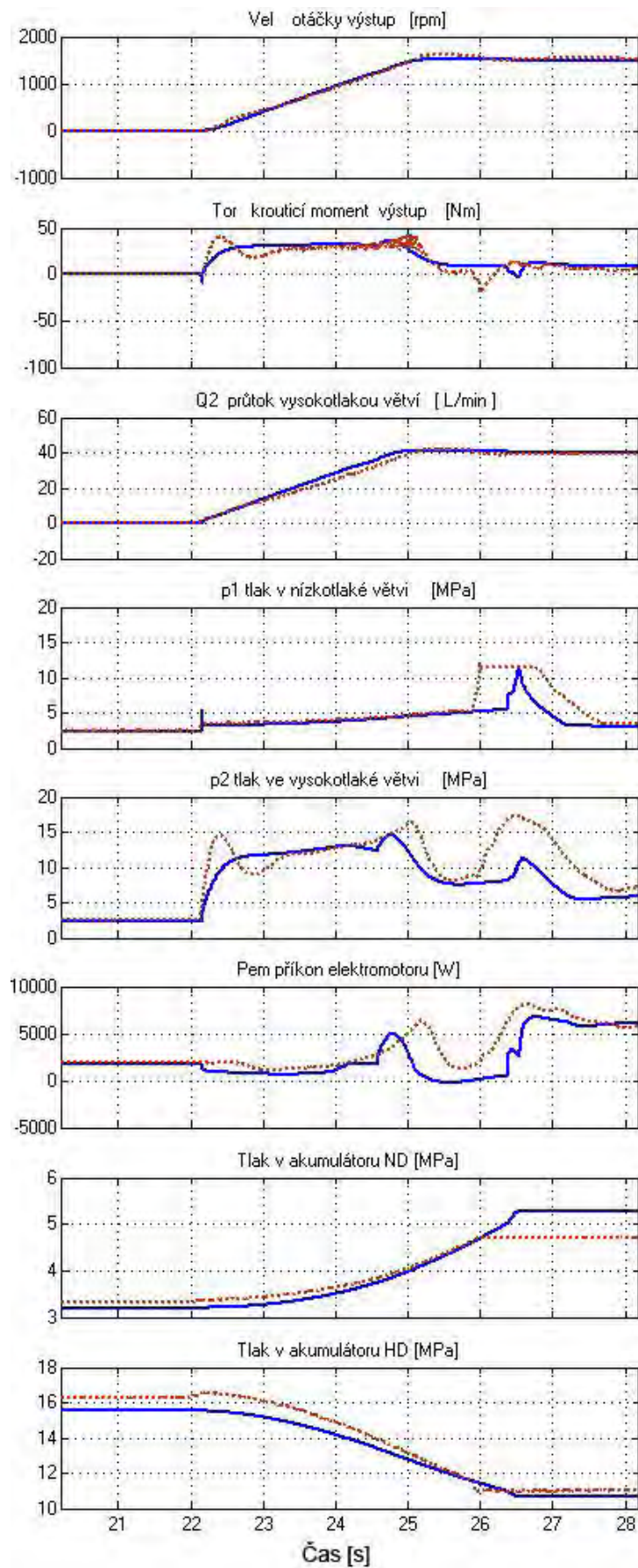
Obr. 3 - 13 Vybrané statistické veličiny pro verifikační režim Decel pro rozsah provozních otáček 0 až 2 000 min⁻¹



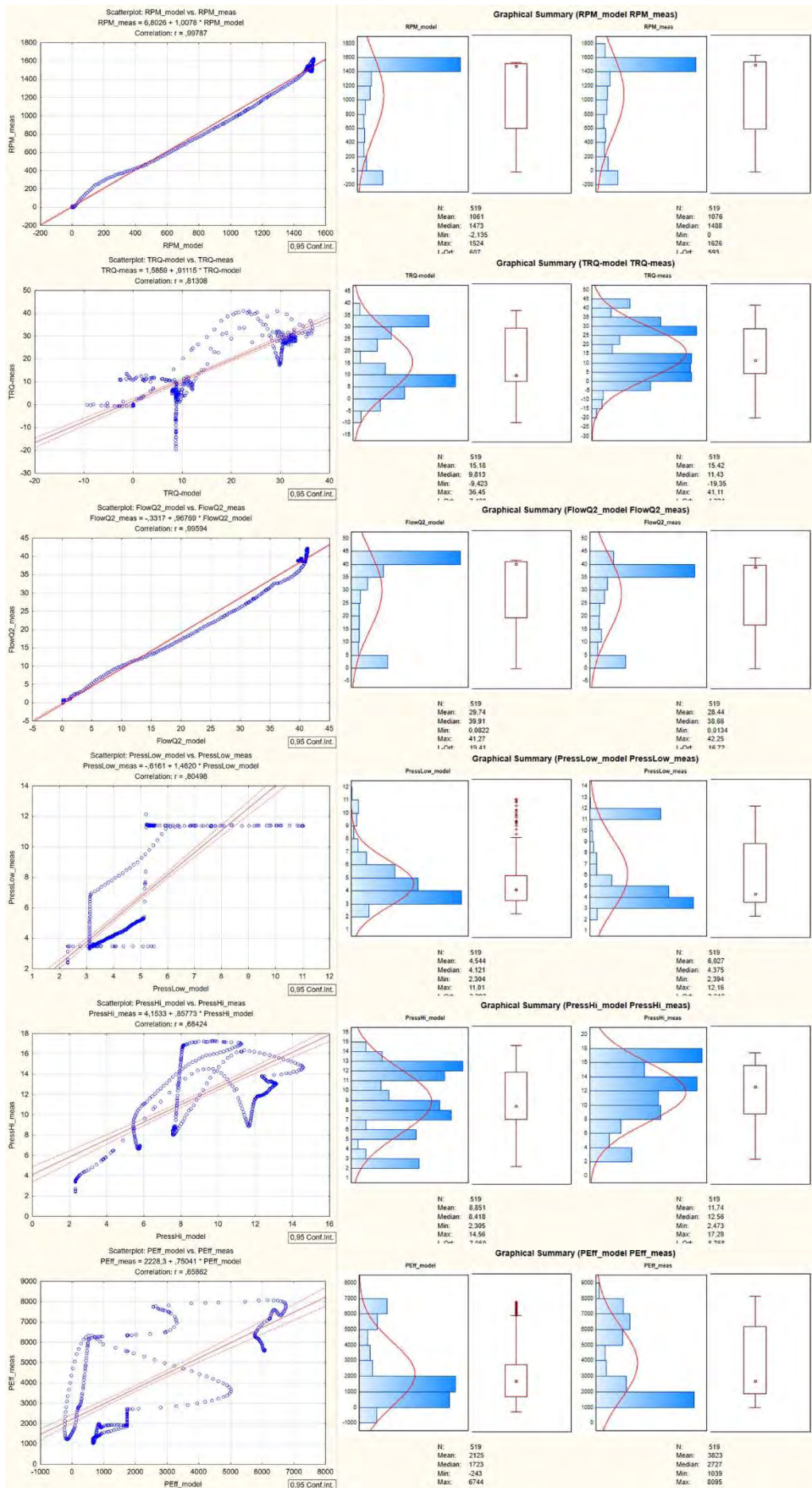
Obr. 3 - 14 Ověření simulace režimu Decel pro rozsah provozních otáček 0 až 2 500 min^{-1} (simulace – plná čára, měření – přerušovaná čára)



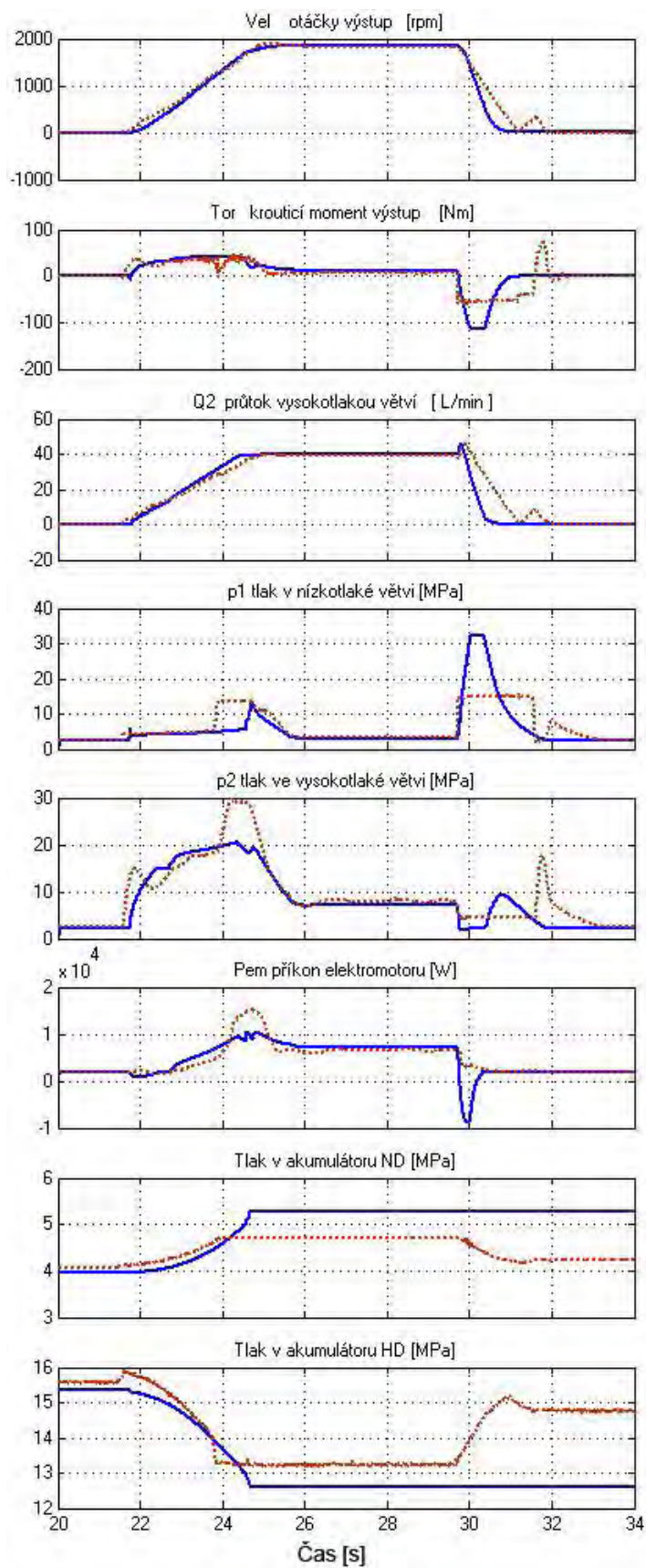
Obr. 3 - 15 Vybrané statistické veličiny pro verifikaci režimu Decel pro rozsah provozních otáček 0 až 2 500 min⁻¹



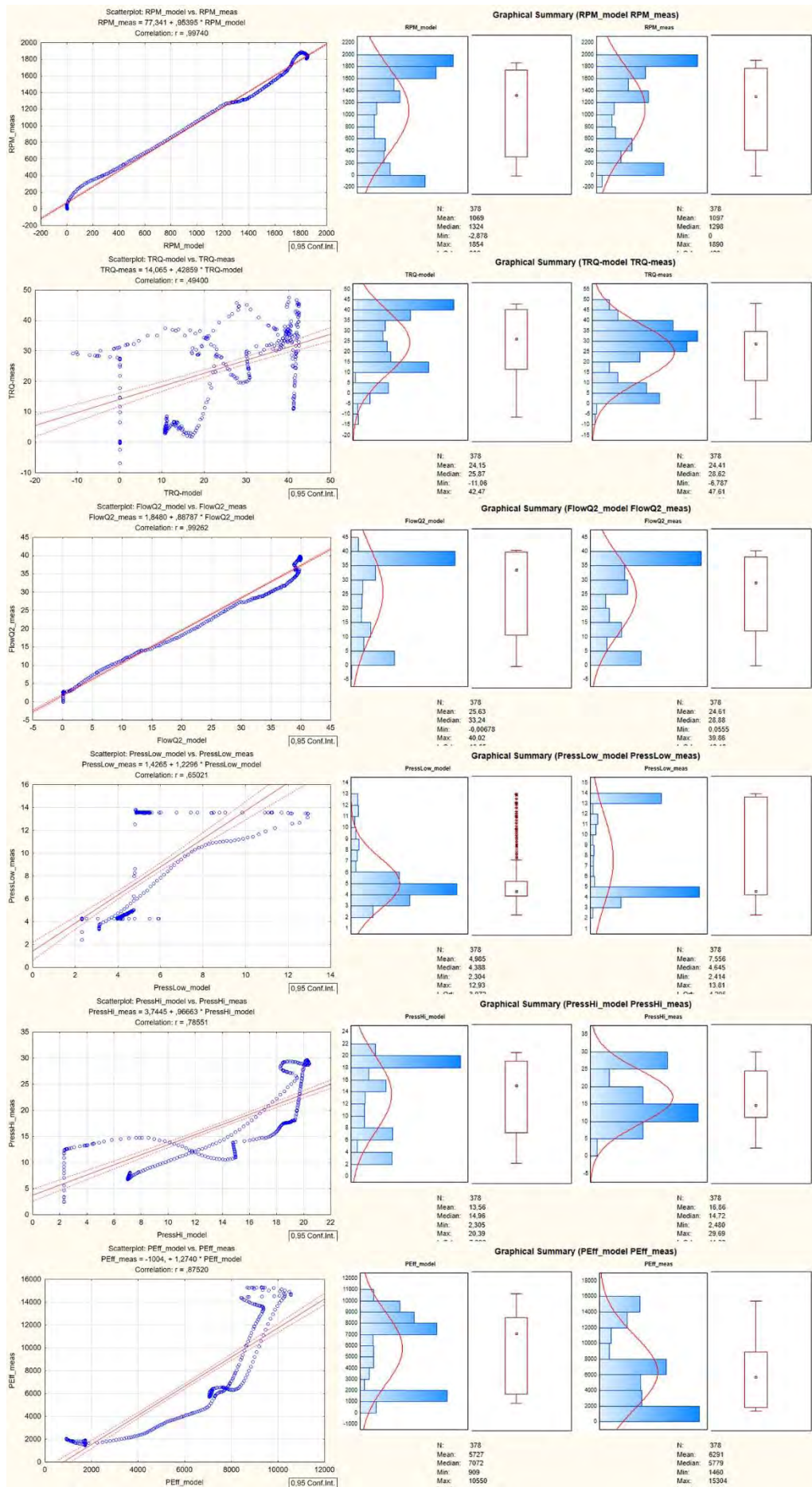
Obr. 3 - 16 Ověření simulace režimu Accel pro rozsah provozních otáček 0 až 1 500 min^{-1} (simulace – plná čára, měření – přerušovaná čára)



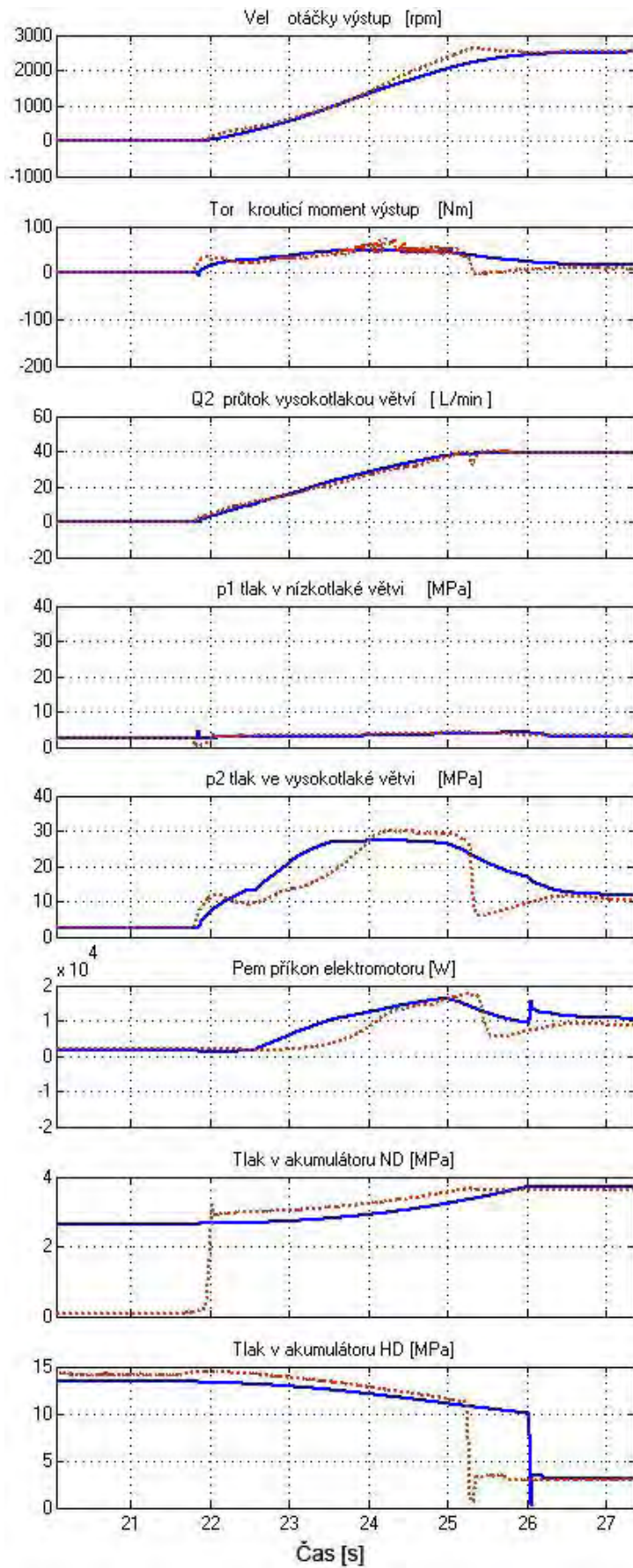
Obr. 3 - 17 Vybrané statistické veličiny pro verifikační režimu Accel pro rozsah provozních otáček 0 až 1 500 min⁻¹



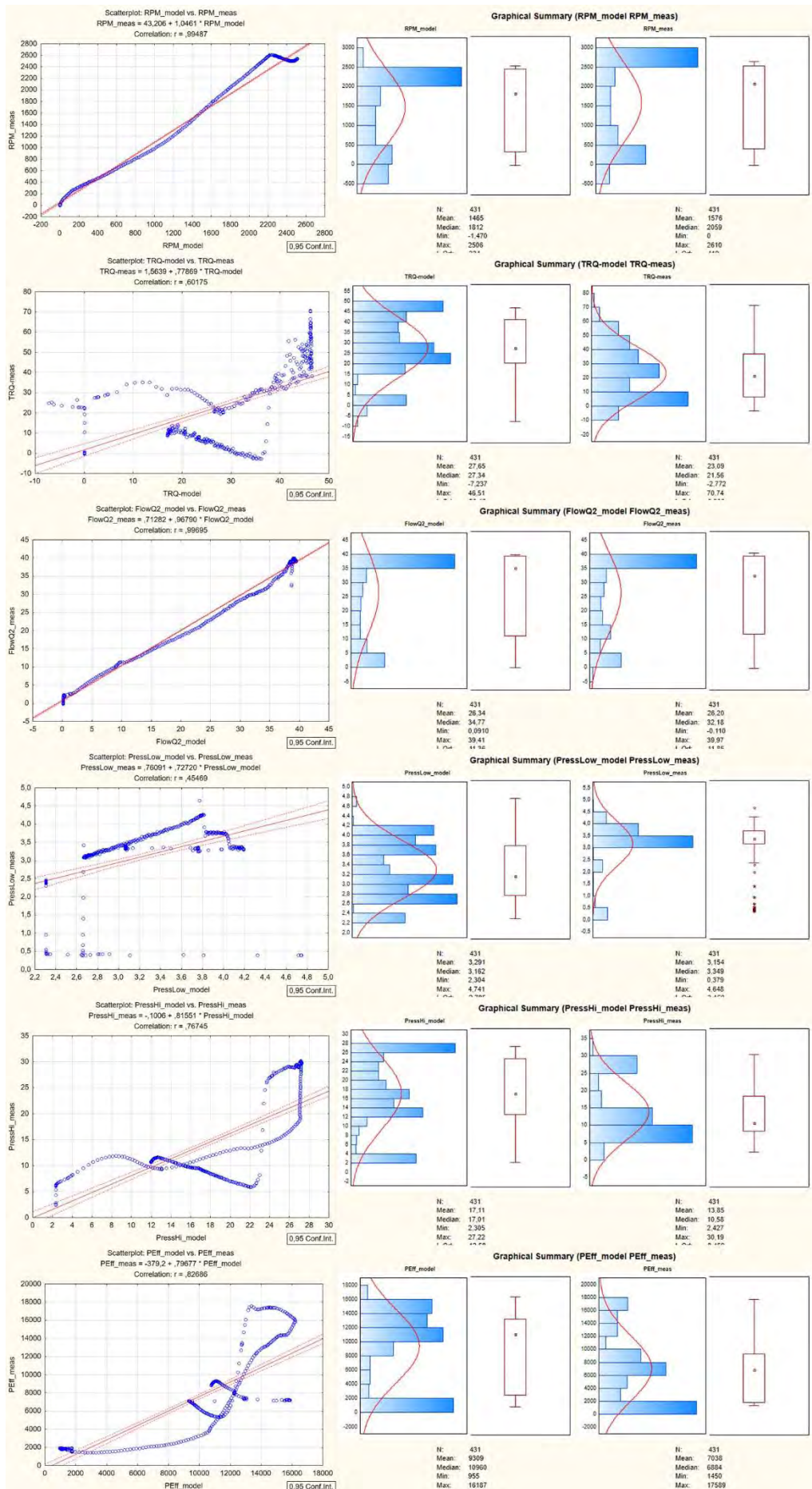
Obr. 3 - 18 Ověření simulace režimu Accel pro rozsah provozních otáček 0 až 2 000 min^{-1} (simulace – plná čára, měření – přerušovaná čára)



Obr. 3 - 19 Vybrané statistické veličiny pro verifikaci režimu Accel pro rozsah provozních otáček 0 až 2 000 min⁻¹



Obr. 3 - 20 Ověření simulace režimu Accel pro rozsah provozních otáček 0 až 2 500 min^{-1} (simulace – plná čára, měření – přerušovaná čára)



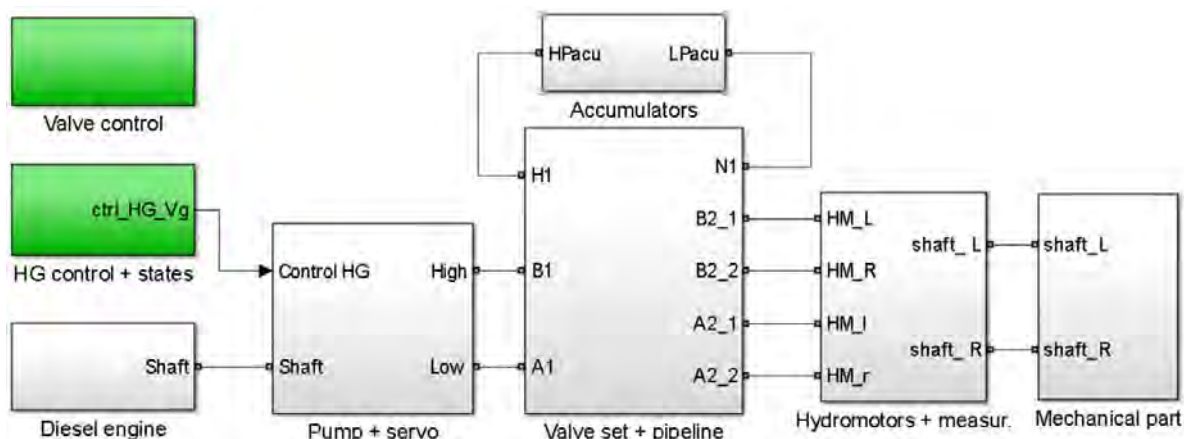
Obr. 3 - 21 Vybrané statistické veličiny pro verifikaci režimu Accel pro rozsah provozních otáček 0 až 2 500 min⁻¹

[1] NEVRLÝ, Josef. Rekuperační hydrostatický modul pro užitková vozidla. Brno, 2014. Průběžná zpráva projektu EUREKA CZ LF12029. VUT v Brně.

Příloha 4 Implementace simulačního modelu silničního válce v prostředí Matlab

V příloze jsou popsány klíčové části simulačního modelu pneumatikového válce, na jehož parametrizaci a verifikaci jsem se podílel. Model vozidla byl, stejně jako v případě laboratorní stanice, sestaven týmem pracovníků VUT v Brně.

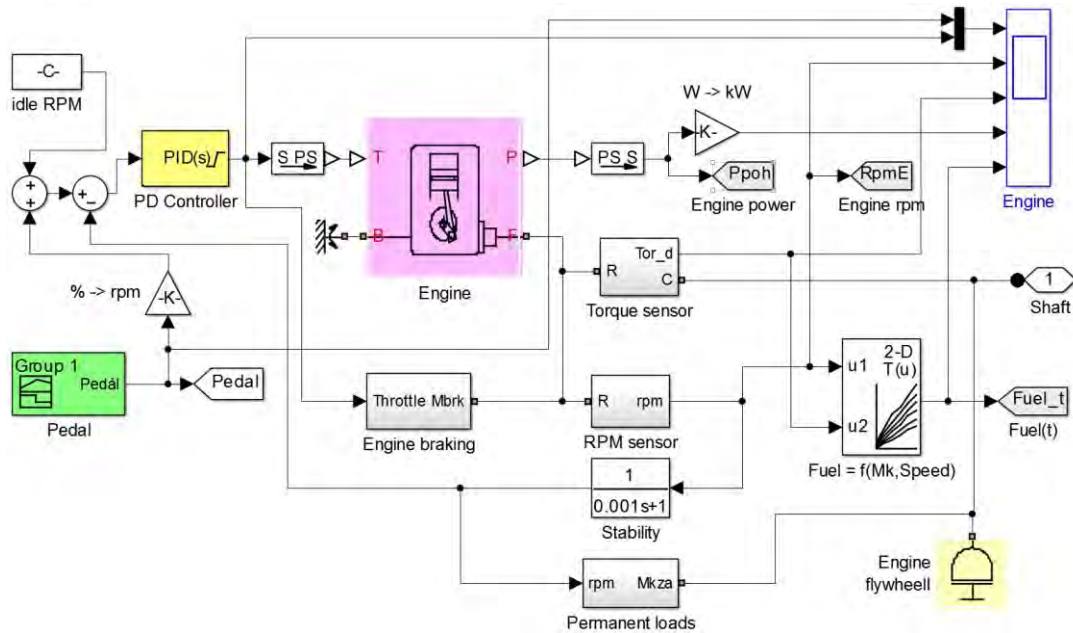
Na obr. 4 - 1 je zobrazena nejvyšší vrstva simulačního modelu sestaveného v prostředí Matlab/Simulink odpovídající zjednodušenému hydraulickému schématu vozidla. Bloky vybarvené šedou barvou představují podmodely, které simulují jednotlivé subsystémy hydraulického okruhu pneumatikového válce. Bloky funkcí pro zpracování vstupních a výstupních dat z/do modelu a bloky s parametry řízení experimentální stanice jsou zvýrazněny zeleně. Na základě zkušeností se simulacemi zkušební stanice bylo u modelu vozidla upuštěno od modelování jednotlivých provozních stavů samostatně. Bloky vstupů do modelu a řízení byly proto vhodně upraveny, aby obsahovaly potřebné údaje pro všechny režimy vozidla. Z pohledu na blokové schéma je zřejmé, že struktura modelu vozidla je velmi podobná modelu stanice. Větší odlišnosti lze nalézt až v jednotlivých podmodelech.



Obr. 4 - 1 Nejvyšší vrstva bloků simulačního modelu vozidla [1]

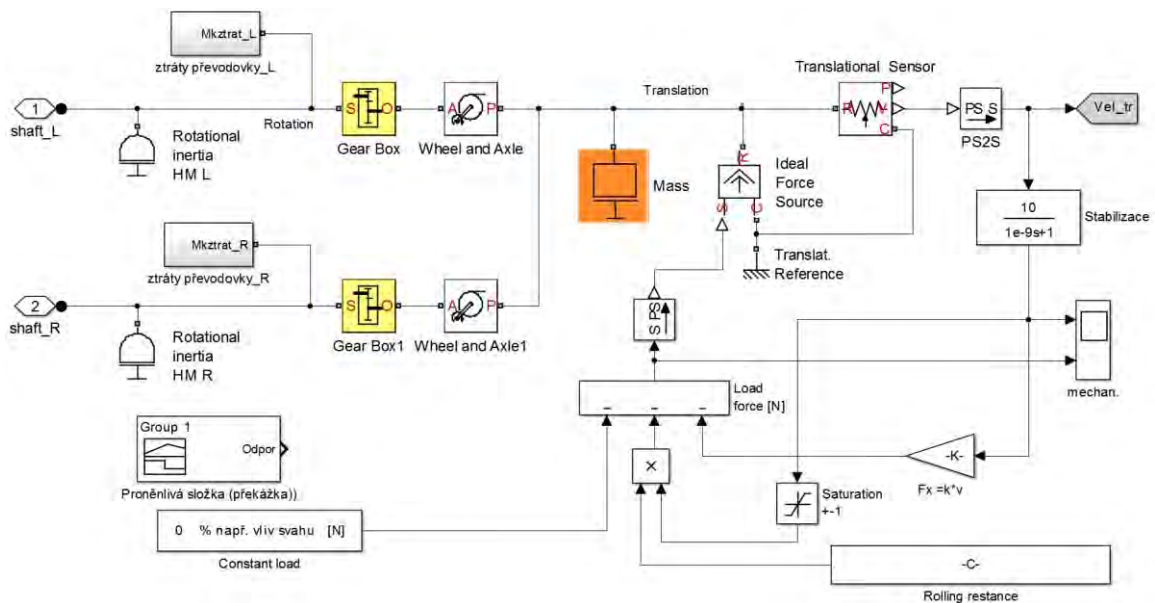
Významně změněn musel být blok simulující pohon HG v hydraulickém okruhu vozidla. Implementace spalovacího motoru v prostředí Matlab/Simulink je na obr. 4 - 2. Je zřejmé, že simulace spalovacího motoru vyžaduje komplexnější model, než zjednodušený elektromotor implementovaný v simulaci stanice. Při modelování spalovacího motoru se projevil nedostatek údajů, které popisovaly chování motoru Cummins v celém pracovním spektru otáček. Výrobce motoru poskytl pouze omezené základní informace o parametrech motoru. Pro účely optimalizace by však bylo třeba mít komplexní informace o průběhu točivého momentu a výkonu v závislosti na otáčkách a palivové mapy. V simulacích proto

byly chybějící vstupní parametry odhadnuty, nebo přiměřeně zjednodušeny a následně verifikovány experimentálně.



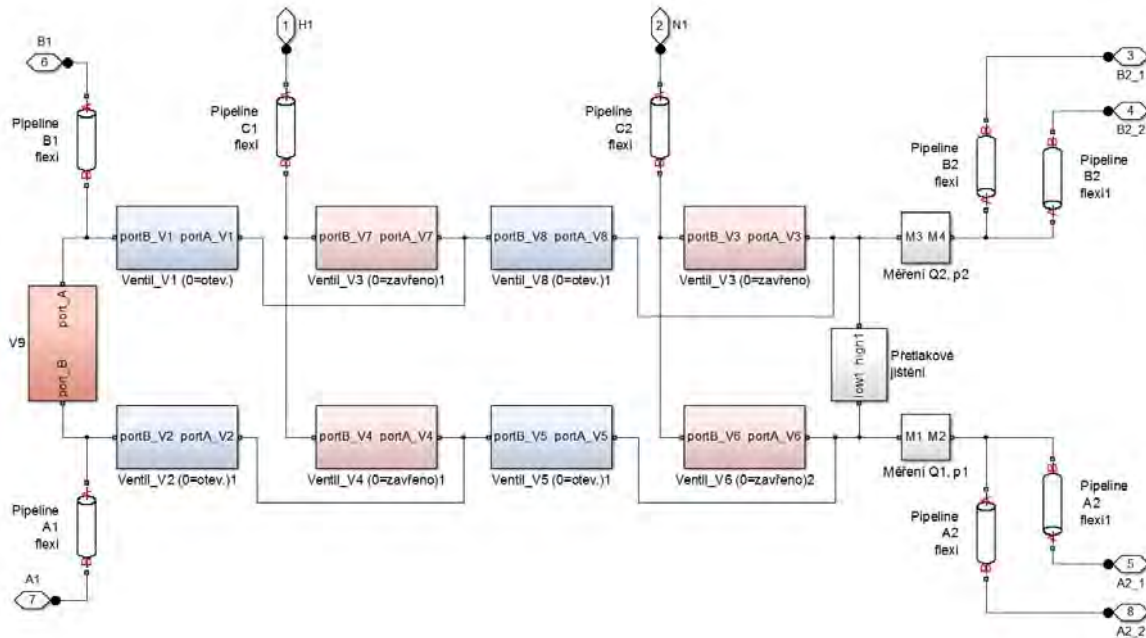
Obr. 4 - 2 Blok simulace spalovacího motoru [2]

V případě simulačního modelu vozidla byl také významně přepracován blok představující zatížení pohonu. Zatímco model stanice pracoval pouze se setrvačnou hmotou setrvačnicku (Příloha 2), u vozidla bylo třeba uvažovat také pasivní odpory, které nebyly zanedbatelné. Zejména lze zmínit odpor proti valení vozidla. Jak je patrné z obr. 4 - 3, model respektuje pohon vozidla prostřednictvím dvou hydromotorů. Celkové pasivní odpory vozidla jsou dány součtem pasivních odporů hydrostatického pohonu a odporu proti valení kol válce. Pasivní ztráty pohonu byly odhadnuty simulací, nebo zjištěny z katalogových či tabulkových údajů. Hodnotu odporu proti valení pneumatikového válce poskytl výrobce vozidla a posléze byla experimentálně upřesněna viz kap Příloha 8 v habilitační práci.



Obr. 4 - 3 Podmodel zatížení hydrostatického pohonu vozidla [2]

Významná změna podmodelu byla třeba také v případě simulace ventilového bloku rekuperačního modulu. Ventilový blok pro vozidlo byl osazen odlišným typem ventilů, počet použitých ventilů byl o dva vyšší a způsob zapojení do hydraulického okruhu vozidla byl odlišný, jelikož vozidlo musí být schopno reverzace pohonu. Podmodel ventilového bloku představuje obr. 4 - 4.



Obr. 4 - 4 Podmodel ventilového bloku rekuperačního modulu vozidla [2]

[1] PANÁČEK, Tomáš a Milan KLAPKA. Reduction of Pneumatic Tyred Roller Fuel Consumption. Applied Mechanics and Materials [online]. 2016, 821, 614-619 [cit. 2016-06-23]. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMM.821.614. Dostupné z: <http://www.scientific.net/AMM.821.614>

[2] NEVRLÝ, Josef. Rekuperační hydrostatický modul pro užitková vozidla. Brno, 2015, s. 134. Závěrečná zpráva projektu EUREKA CZ LF12029. VUT v Brně.

Příloha 5 Návrh ventilového bloku

Konstrukční návrh ventilového bloku pro prototyp rekuperačního modulu pneumatikového válce byl realizován na VUT v Brně [1]. Ventilový rozváděč je klíčovým prvkem navrhovaného rekuperačního modulu, jehož ostatní součásti jsou složeny z vhodné dimenzovaných sériově vyráběných hydraulických komponent. Požadavky na konstrukci podléhaly plánovanému nasazení na sériově vyráběné stroje. Bylo tedy třeba hledat vhodný kompromis mezi velikostí rozváděče, nároky na výrobu a očekávanými hydraulickými ztrátami ve vrtání tělesa rozváděče. Jak se později ukázalo při testech na vozidle (viz kapitola 5.2.2 v habilitační práci), konstrukce rozváděče má významný vliv na celkovou účinnost rekuperačního modulu, a proto jsem se rozhodl popis rozváděče uvést v přílohách k habilitační práci.

Konstrukce ventilového rozváděče musí umožnit provoz vozidla ve standardním režimu hydrostatického pohonu bez rekuperace, aniž by ventilový rozváděč tento režim ovlivnil. Při konstrukci bylo nutné zohlednit také nutnost zpětného chodu vozidla. Aby byla tato funkčnost zajištěna, bylo třeba zvolit vhodné dvoucestné ventily s možností logického řízení

stavu. Vzhledem k tomu, že ventilový rozváděč pouze určuje směr toku hydraulického oleje, nebylo nutné uvažovat ventily s možností proporcionálního řízení otevření/zavření. Zvolené ventily musely umožňovat pouze změnu stavu otevřen/zavřen. S autorem návrhu první verze ventilového rozváděče, Ing. Ranušou, jsem řešil zejména výběr řízených ventilů s ohledem na případné hydraulické ztráty. Výběr ventilů jsme řešili experimentálním ověřením typově vhodných ventilů na experimentální stanici. Vyhodnocení proběhlo operativně na místě a nebyl pořizován kompletní zápis. Výsledkem zkoušek bylo zjištění, že sedlové ventily použité na experimentální stanici vykazují vyšší hydraulické ztráty než ventily s vložkou, tzv. „cartridgeové.“ S ohledem na technické parametry hydraulického okruhu válce byly následně zvoleny dvoucestné spínané ventily LFA 25 GWA-7X (obr. 5 - 1) s logickým řízením ve víčku a pasivní ventilovou vložkou (cartridge).

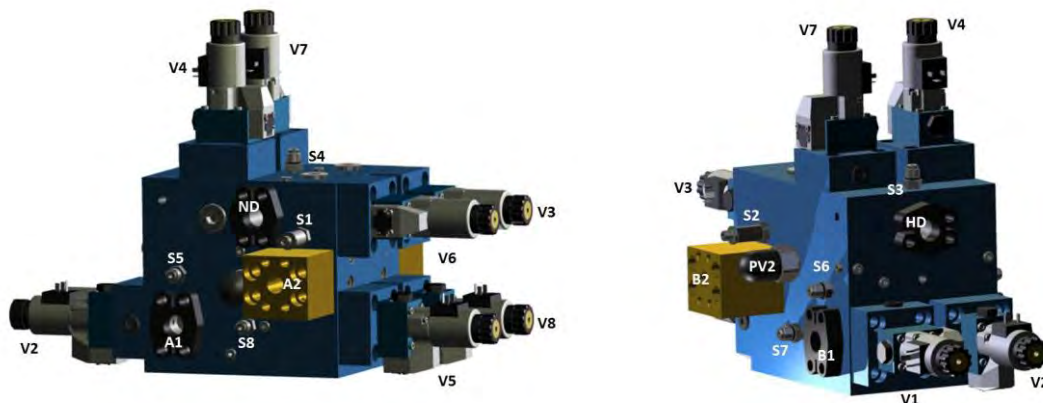


Obr. 5 - 1 Dvoucestný spínaný vestavný ventil; řídicí víčko [2] a vložka s ventilem [3]

Celkový počet ventilů v rozváděči potřebných pro řízení toku hydraulického oleje v okruhu je 8. Zvolené ventily dovolují volbu základního stavu ventilu, který může být buď otevřený, nebo uzavřený. Ventily byly vybrány tak, aby v základním stavu bez nutnosti řízení umožňovaly provoz v režimu hydrostatického pohonu. Dalším parametrem, který bylo při konstrukci třeba zohlednit, byl požadavek na co nejkratší propojení vstupů a výstupů z rozváděče s co možná nejmenším počtem zalomení. Požadavek měl dva důvody, jedním bylo zjednodušení výroby a druhým zmenšení pasivních odporů rozváděče a tím i hydraulických ztrát. Ve fázi konstrukčního návrhu bylo třeba pracovat také s požadavky na bezpečnost a doplnit do rozváděče bezpečnostní tlakové ventily. Prototyp rozváděče musel být rovněž uzpůsoben pro připojení snímačů tlaku použitých při sběru experimentálních dat. Pro sériovou verzi rozváděče by se vrtání pro měřicí aparaturu neobráběly.

Návrh konstrukce proběhl v několika etapách, které vedly k postupnému zvyšování kompaktnosti prototypu. Jednotlivé verze návrhu byly diskutovány s výrobcem prototypu, který určoval, zda je schopen rozváděč obrobit. Tvar spojovacích kanálů byl konzultován také s aplikační skupinou z firmy BOSCH Rexroth, aby bylo dosaženo pokud možno co nejmenších odporů proti proudění kapaliny. Vzhledem k vysokému tlaku až 35 MPa v hydraulickém okruhu byly realizovány taktéž MKP analýzy, aby byla zajištěna dostatečná tloušťka stěn mezi vrtanými kanály [1].

Výsledný konstrukční návrh rozváděče včetně osazení jednotlivých ventilů a potřebných normalizovaných připojovacích přírub je na obr. 5 - 2.



Obr. 5 - 2 Dvoucestný spínaný vestavný ventil [1]

[1] RANUŠA, Matuš. Návrh ventilového bloku rekuperačního hydrostatického modulu vozidla. Brno, 2014. Dostupné také z: http://uk.fme.vutbr.cz/digitalni_knihovna/detail_dokumentu/1990/navrh-ventiloveho-bloku-rekuperacniho-hydrostatickeho-modulu-vozidla. Diplomová práce. VUT v Brně.

[2] BOSCH REXROTH AG. 2cestné vestavné ventily: Logické prvky – funkce rozváděče LC (montážní sady). BOSCH REXROTH AG. Bosch Rexroth Industrial Hydraulics [online]. 2015 [cit. 2015-09-24]. Dostupné z: <http://www.boschrexroth.com/ics/Vornavigation/VorNavi.cfm?Language=CS&Region=none&VHist=Start%2Cp537333%2Cp537338%2Cp537705&PageID=p667845>

[3] BOSCH REXROTH AG. 2cestné vestavné ventily: Logické prvky – funkce rozváděče LFA (víko řízení). BOSCH REXROTH AG. Bosch Rexroth Industrial Hydraulics [online]. 2015 [cit. 2015-09-24]. Dostupné z: <http://www.boschrexroth.com/ics/Vornavigation/VorNavi.cfm?Language=CS&Region=none&VHist=Start%2Cp537333%2Cp537338%2Cp537705&PageID=p560271>

Příloha 6 Umístění prototypu rekuperačního modulu na zkušební vozidlo

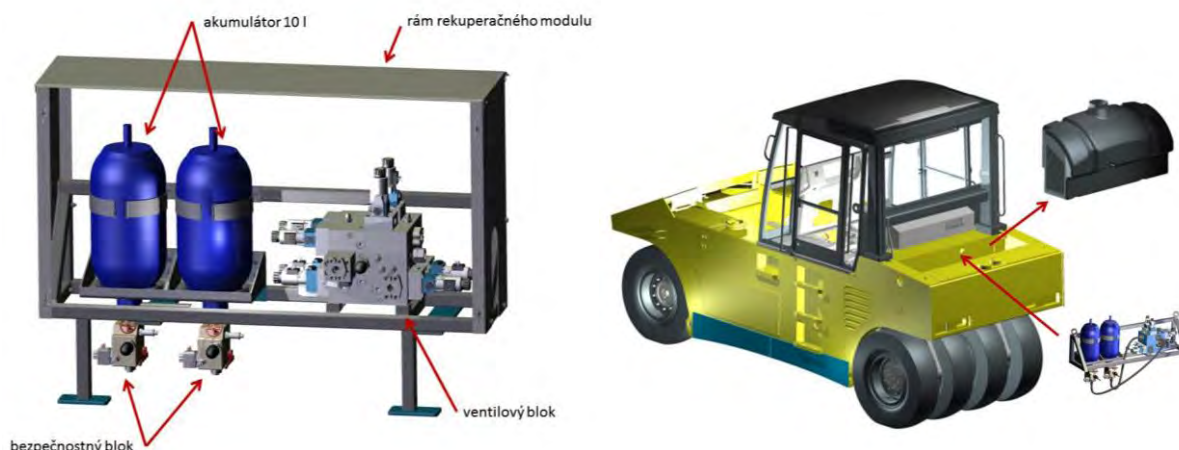
K přílohám práce zařazuji také popis realizace umístění prototypu rekuperačního modulu na zkušebním stroji a jeho připojení k hydraulickému okruhu pohonu.

Po ukončení fáze konstrukčního návrhu prototypu rekuperačního modulu bylo třeba nalézt způsob, jak rekuperační modul namontovat na experimentální vozidlo. Na umístění modulu na vozidle byly kladeny následující požadavky:

- ukotvení k vozidlu bez nutnosti trvalých nevratných zásahů do konstrukce vozidla,
- co možná nejjednodušší instalace komponent modulu,
- snadný přístup k modulu při experimentech.

Uvedené požadavky vyplynuly z očekávané nutnosti zásahů do konstrukce modulu v průběhu testování, ať už z důvodů úprav nebo oprav částí prototypu modulu, ke kterým může ve zkušebním provozu dojít. Dalším důvodem bylo přání firmy AMMANN, která vozidlo zapůjčila, aby jej bylo možné po ukončení zkoušek uvést do původního stavu.

V neposlední řadě bylo také nutné zajistit přístup k měřicím místům na ventilovém rozváděči prototypu modulu.



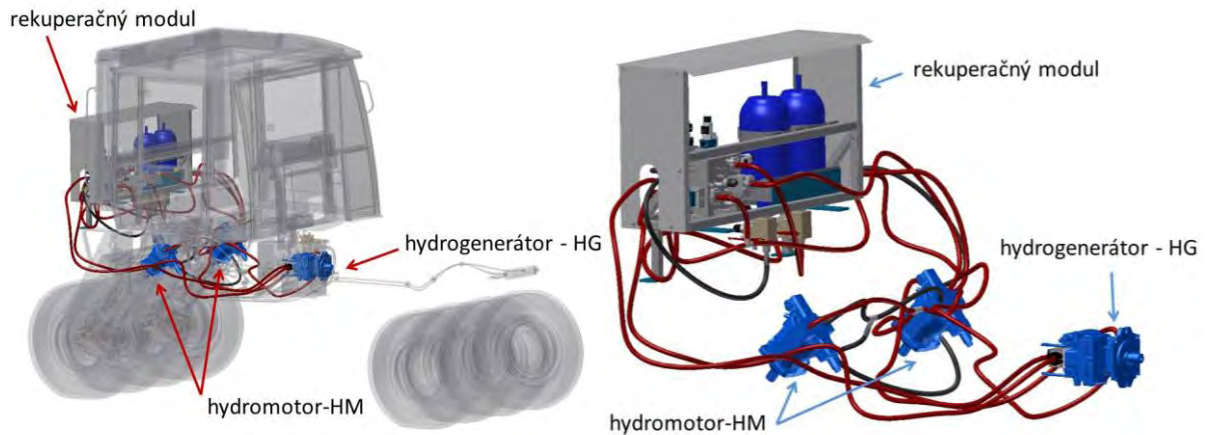
Obr. 6 - 1 Nosný rám s instalovaným rekuperačním modulem a jeho umístění na vozidle [1]

Na základě uvedených konstrukčních požadavků bylo zvoleno umístění kompletního rekuperačního modulu na nosný rám ze svařovaných profilů viz obr. 6 - 1. Výhodou byla také variabilita volby připojovacích bodů na konstrukci rámu.

Následně bylo třeba zvolit vhodné umístění rámu na vozidlo. Zpočátku byla uvažována varianta s umístěním komponent rekuperačního modulu do karosérie vozidla. Tato varianta se ukázala jako neřešitelná, neboť by vyžadovala demontáž kabiny vozidla. Násobně by tím vzrostly ekonomické i časové nároky na montáž prototypu a zřejmě by nešlo dodržet požadavek na bezzásahovost do konstrukce vozidla. Jako jediné možné řešení se tedy jevilo nalézt vhodné montážní místo vně vozidla. S ohledem na požadavky poskytovatele vozidla se jako nejvhodnější ukázala varianta montáže rámu s modulem místo nádrže na vodu, která slouží k chlazení pneumatik při dokončování povrchů pokládaných za tepla, viz obr. 6 - 1. Demontáž nádrže byla poměrně snadná, nevyžadovala speciální vybavení a nejednalo se o trvalý zásah do konstrukce. Plánované experimenty k ověření funkce prototypu modulu navíc chlazení pneumatik nevyžadovaly. Výhodou byla také obdobná hmotnost nádrže naplněné vodou (cca 550 kg) a rekuperačního modulu s rámem (cca 350 kg). Připojovací místa na stroji byla dostatečně dimenzována pro váhu modulu a připojovací body na nosném rámu byly následně snadno přizpůsobeny k montáži modulu místo nádrže. Umístění se jevilo jako výhodné také z hlediska dobrého přístupu ke všem komponentům rekuperačního modulu. Za nevýhody řešení lze považovat slabou ochranu modulu proti povětrnostním vlivům. Plechové opláštění navržené při řešení modulu [1] nebylo realizováno s ohledem na snadnost přístupu ke komponentům modulu.

Samotná instalace prototypu poté proběhla v prostorách firmy BOSCH Rexroth v Brně. Vzhledem k obtížnému přístupu k připojovacím místům hydraulického okruhu válce skrz servisní otvory v kapotáži bylo rozhodnuto o propojení modulu s hydrostatickým pohonem prostřednictvím hydraulických hadic. Toto řešení je nevýhodné z pohledu očekávaných ztrát vlivem pružných vlastností hadic, které se negativně projevují při změnách tlaků ve vedení. Lepším řešením by zřejmě bylo propojení pevným potrubím, toto však na prototypu nebylo realizovatelné. Propojení prototypu rekuperačního modulu

s hydraulickým okruhem hydrostatického pohonu pneumatikového válce je znázorněno na modelech na obr. 6 - 2.



Obr. 6 - 2 Model zapojení prototypu rekuperačního modulu na experimentální vozidlo [1]

Navržené řešení lze označit za značně kompromisní a domnívám se, že negativně ovlivnilo celkovou účinnost rekuperace. Jako nejvýznamnější v tomto ohledu očekávám hydraulické ztráty způsobené napojením rekuperačního modulu pružnými a relativně dlouhými hadicemi.

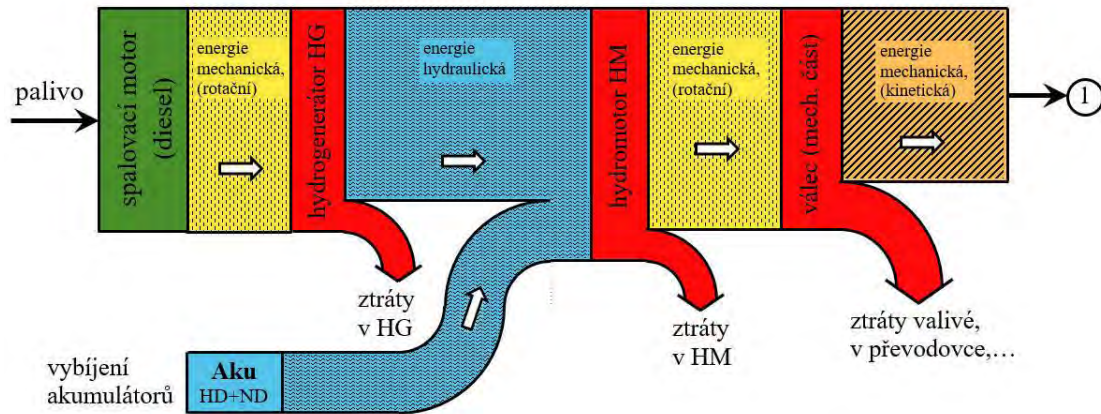
[1] RANUŠA, Matuš. Návrh ventilového bloku rekuperačního hydrostatického modulu vozidla. Brno, 2014. Dostupné také z: http://uk.fme.vutbr.cz/digitalni_knihovna/detail_dokumentu/1990/navrh-ventiloveho-bloku-rekuperacniho-hydrostatickeho-modulu-vozidla. Diplomová práce. VUT v Brně.

Příloha 7 Toky energií v hydraulickém obvodu při rekuperaci

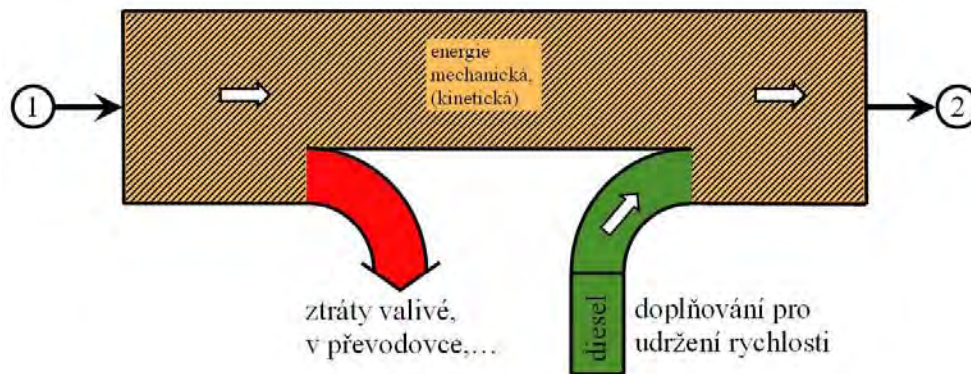
Na základě realizovaných experimentů byly identifikovány toky energií v hydraulickém obvodu pneumatikového válce. Následující obrázky představují přehledné grafické znázornění energetických toků pro sledované provozní režimy pneumatikového válce, které zpracoval doc. Němec [1] pro interní účely. Šířka jednotlivých energetických toků proporcionálně odpovídá zjištěným středním hodnotám příslušných energií a ztrát v hydraulickém obvodu. V příloze habilitační práce jsem grafické podklady doc. Němce doplnil barevným podkreslením polí a doplnil o stručný komentář. Přílohu uvádím zejména pro přehlednost zobrazení sledovaných dějů, což může přispět k pochopení procesu rekuperace, jak je na pneumatikovém válci zamýšlen.

Obr. 7 - 1 představuje energetické závislosti a ztráty v hydraulickém obvodu pneumatikového válce při asistované akceleraci. Na vstupu v levé části grafu je palivo, které je spalováno v motoru a přeměněno na mechanickou práci. Mechanická energie je předána připojenému čerpadlu hydrogenerátoru (s pomocným vyrovnávacím čerpadlem). Hydrogenerátor přemění mechanickou energii na hydraulickou, dojde však ke ztrátám odpovídajícím pasivním a hydrodynamickým odporům v čerpadle. Hydraulická energie je navýšena o uspořené hydraulickou energii získanou při brzdění a přivedena na vstup čerpadla hydromotoru. Hydromotor zajišťuje přeměnu hydraulické energie na energii mechanickou. Konverze energie je opět zatížena pasivními a hydrodynamickými ztrátami v HM. Mechanická energie je přes planetové převodovky přenesena na kola válce

a přeměněna na kinetickou energii potřebnou k rozpohybování vozidla. Opět je však mechanickou energii nutno snížit o ztráty odpovídající pasivním ztrátám v mechanických převodech a odporu valení vozidla. Po ukončení akcelerace následuje režim ustálené jízdy bez rekuperace. Přechod mezi režimy je graficky znázorněn číslem 1.

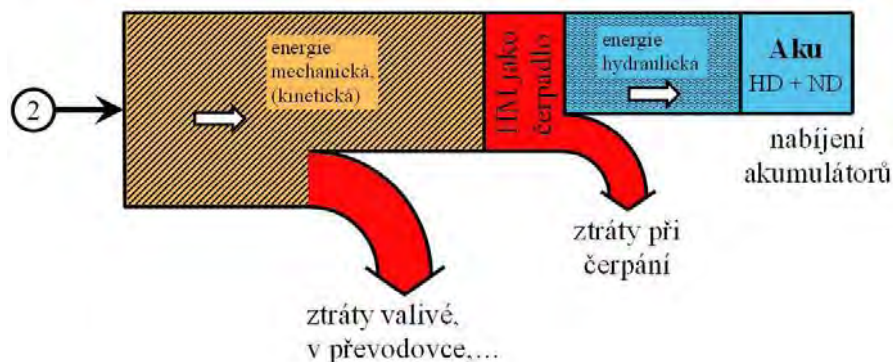


Obr. 7 - 1 Toky energií v hydraulickém okruhu válce při asistované akceleraci [1]



Obr. 7 - 2 Toky energií v hydraulickém okruhu válce při jízdě ustálenou rychlostí [1]

V režimu ustálené jízdy je potřebná kinetická energie pro pohyb vozidla konstantní. Dochází však ke ztrátám v mechanické i hydraulické části pohonu, které jsou také konstantní. Tuto ztrátu je třeba neustále dorovnávat, tj. spalovací motor musí dodat HG dostatečné množství mechanické práce k vyrovnání ztrát a udržení konstantního toku kinetické energie. Následuje přechod do režimu rekuperačního brzdění naznačený číslem 2 na výstupu z pracovního režimu. Uvedený princip je ilustrován na obr. 7 - 2.



Obr. 7 - 3 Toky energií v hydraulickém okruhu válce při rekuperačním brzdění [1]

Režim rekuperačního brzdění pneumatikového válce je graficky ilustrován na obr. 7 - 3. Při brzdění je třeba transformovat kinetickou energii vozidla na jiné druhy energií, které neslouží k pohybu vozidla. Obvykle se kinetická energie brzdění maří mechanických způsobem při tření brzdných povrchů a dochází k přeměně na tepelnou energii, která se následně vyzáří do okolí. Při rekuperačním brzdění je však záměrem mařit tímto způsobem co nejmenší množství energie potřebné k zastavení vozidla. Jak je patrné z obrázku, nelze v navrženém řešení zabránit mechanickým a hydrodynamickým ztrátám. Kinetická energie snížená o ztráty v nápravových převodovkách a valivé odpory vstupuje do hydromotoru. Hydromotor při brzdění pracuje jako hydrogenerátor a přemění kinetickou energii na energii hydraulickou. Opět dochází při konverzi ke ztrátám daných pasivními a hydrodynamickými odpory v HM. Zbývající hydraulická energie je převedena do hydraulického akumulátoru, kde může být následně vrácena do energetického toku při asistované akceleraci.

[1] NĚMEC, Zdeněk. Hydrostatický pohon s rekuperačí: toky a konverze energií v jednom cyklu jízdy silničního válce Ammann AP 240 H. Brno, 2014.

Příloha 8 Měření valivého odporu válce

V počátečních fázích experimentální verifikace matematického simulačního modelu vozidla byla zjištěna významná neshoda mezi měřenými a simulovanými výsledky dynamiky jízdy vozidla. Dynamika jízdy byla sledovaným parametrem při verifikaci simulačního modelu, jak bylo zmíněno v kapitole 4.4.3. Z tohoto pohledu se jako podezřelý vstup do modelu jevil pasivní odpor pneumatikového válce proti valení. Výrobce vozidla poskytl hodnotu valivého odporu, kterou měřil na svém zkušebním polygonu. Nebyly však známy podmínky provedené zkoušky a nebylo ani jisté, zda byla zkouška provedena se zapůjčeným strojem. Bylo proto přistoupeno k ověření hodnoty valivého odporu zapůjčeného vozidla. Cílem provedené zkoušky bylo stanovit velikosti tažných sil potřebných k rozpohybování válce. Následně bylo možné stanovit valivý odpor a koeficient valivého odporu zapůjčené upravené verze válce AP 240H.

Metoda měření

Měřený pneumatikový válec byl tažen traktorem po zkušební dráze s asfaltovým povrchem. Jednalo o stejnou zkušební dráhu, na jaké se prováděly testy spotřeby se zabudovaným prototypem rekuperačního modulu. Traktor byl s válcem spojen soustavou lan a spojovacích prvků (tyče a oka) mezi které byl vložen siloměr, jak ilustruje obr. 8 - 1. Data ze siloměru byly zaznamenávány do připojeného přenosného počítače přes frontend Spider 8 osazený moduly pro zpracování signálu ze snímače (můstkový zesilovač). Délka záznamů byla řízena ručně tak, aby byl zachycen rozjezd soupravy i následná jízda ustálenou rychlostí. Vyhodnocení měřených dat bylo provedeno v postprocessingu. Na místě se kontrolovaly pouze průběhy měřených veličin, aby byla zajištěna validita měřených dat.

Aby se eliminoval vliv nedokonalosti zkušební dráhy, která nebyla ideálně rovná, bylo třeba provést větší množství zkoušek s různou kombinací směru pohybu válce. Dále bylo třeba ověřit, jaký vliv na tažné síly má smysl pohybu experimentálního vozidla, tj. jízda vpřed nebo couvání. Z výsledného vyhodnocení byly vyřazeny zkoušky, v jejichž průběhu byla nutná korekce řízení vozidel a došlo k šikmému tahu. Dále také zkoušky, kde se nepodařilo udržet konstantní rychlost po dostatečně dlouhou dobu pro vyhodnocení, zkoušky se studeným hydraulickým olejem, zkoušky s příliš velkou akcelerací traktoru

apod. V průběhu měření se projevila vysoká závislost měřených tažných sil na rychlosti jízdy. Proto byly zvoleny 3 ustálené hladiny rychlostí 1, 1,5, a 2 km/hod (odpovídá přibližně pracovním otáčkám 1 000, 1 500, 2 000 min⁻¹ motoru traktoru).



Obr. 8 - 1 Měření valivého odporu pneumatikového válce

Měřicí řetězec

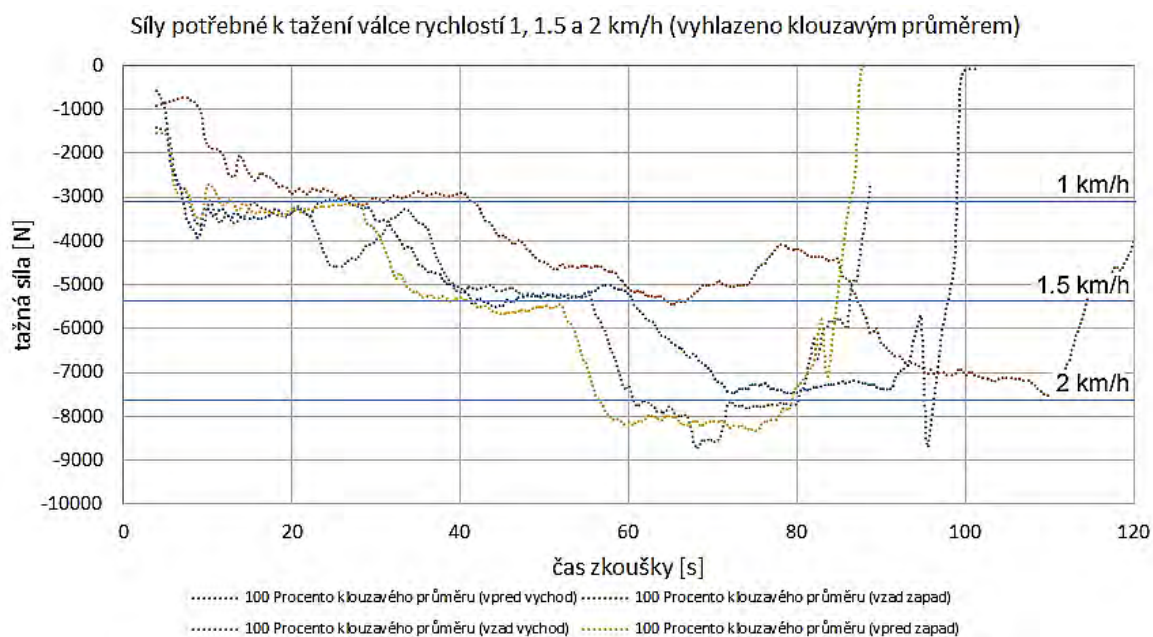
Měření proběhlo ve spolupráci s pracovníky Vojenského technického ústavu, s.p. Vyškov, kteří disponovali technikou pro měření valivého odporu těžkých vozidel. Zpracování měřených výsledků pak provedl tým řešitelů projektu na VUT Brno. K měření tažné síly byl použit tenzometrický siloměr výrobce Precision Transducers Ltd., typ LPC 5000 s rozsahem 0 – 50 kN. Signál z tenzometrů zpracovával měřicí frontend Spider8 od výrobce HBM. Frontend zajišťuje úpravu měřeného signálu (signal conditioning), tj. zesílení, filtraci apod. Zařízení zajišťuje také digitalizaci signálu s 16 bitovým rozlišením díky vestavěnému A/D převodníku. Měřená data se ukládají do připojeného řídicího počítače (PC s operačním systémem Windows). Měřicí řetězec byl kalibrován ve třídě přesnosti 0.1 %. Vzorkovací frekvence měření byla zvolena 25 Hz.

Stanovení valivého odporu a koeficientu tření

Valivým odporem je myšlena konstantní síla F_{vo} nezávislá na rychlosti pohybu, která je potřebná k tažení válce ustálenou rychlostí. Měřená velikost tažné síly byla při zkoušce ovlivněna hnacím ústrojím válce a bylo třeba zavést vhodnou korekci, aby mohl být valivý odpor vyčíslen. Přídavné odpory při tažení válce způsobovaly připojené hydromotory (pravý a levý), které nebylo možné jednoduše odpojit od náprav. Při tažení válce se hydromotory chovají jako hydrogenerátory s vnitřními hydraulickými odpory, které jsou závislé na rychlosti tažení. K tomu je třeba uvažovat také vliv dalších součástí hydraulického okruhu, které jsou s hydromotory spojeny. Částečného zmírnění problému se dosáhlo hydraulickými zkraty na vývodech hydromotorů. Průběhy měřených tažných sil jsou ilustrovány na obr. 8 - 2. Na průběhy tažných sil v grafu jsem aplikoval klouzavý průměr sestavený ze 100 vzorků pro vyhlazení zákmitů od pružnosti tažného lana a nerovnoměrnosti tažení.

Pro odhad valivého odporu válce jsem určil potřebné tažné síly při ustálených rychlostech valení. Síly byly určeny jako aritmetický průměr v intervalu odpovídajícímu ustálené rychlosti tažení. Odhad je proveden pro případ maximálního tlaku v pneumatikách, tj.

7.5 kPa. Absolutní hodnoty zjištěných tažných sil v závislosti na rychlosti tažení jsou vyneseny v grafu na obr. 8 - 3.



Obr. 8 - 2 Průběh tažných sil potřebných pro roztažení válce na rychlost 1, 1.5 a 2 km/h

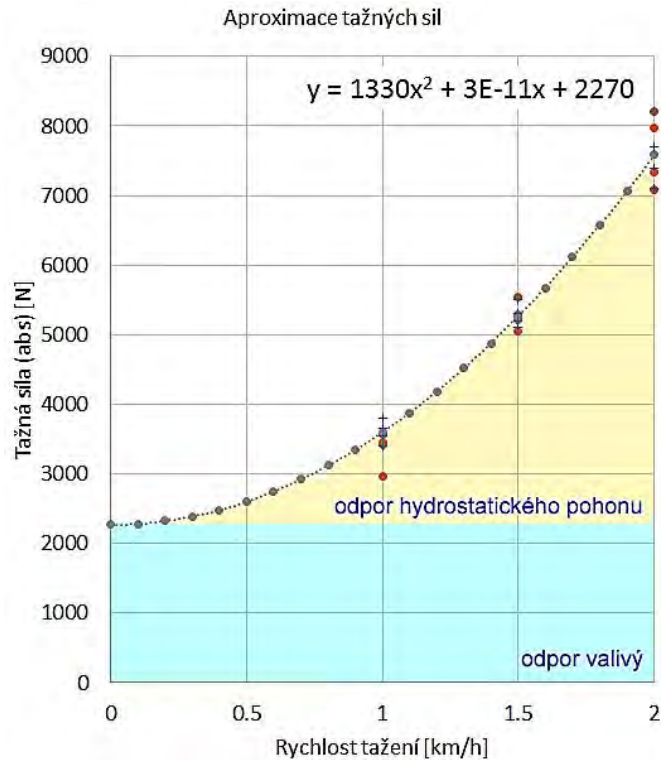
Při určitém zjednodušení lze předpokládat, že měřená tažná síla F_m má dvě složky, statickou a dynamickou. Statickou složku tažné síly představuje hledaný valivý odpor válce F_{vo} a dynamická složka F_{ho} souvisí s hydraulickým odporem připojeného hydraulického obvodu a je závislá především na rychlosti proudění média v obvodu a setrvačnosti rotačních hmot členů obvodu. Protože odpory hydraulického okruhu nejsou známé, stejně jako setrvačné hmoty pohonu, nebylo možné jednoznačně obě složky oddělit. Proto bylo třeba odhad valivého odporu korigovat dle rovnice (1) uvedené také v [1].

$$F_{vo} = F_m - F_{ho} . \quad (1)$$

Budeme-li předpokládat, že proudění je laminární, hydraulické vedení ideálně tuhé, třecí odpor vedení a setrvačné hmoty jsou konstantní je možné nahradit hydraulický odpor jedinou konstantou k . Z Bernoulliho rovnice lze odvodit, že hydraulický odpor k je kvadraticky závislý na posuvné rychlosti válce $v(t)$ podle předpisu:

$$F_{ho} = kv^2(t) . \quad (2)$$

Hodnotu součinitele hydraulického odporu k nebylo možné spolehlivě zjistit měřením. Určení valivého odporu bylo proto realizováno graficky, odhadem z aproximace tažných sil, viz obr. 8 - 3. Do grafu jsou vyneseny střední hodnoty zjištěných tažných sil (v absolutní hodnotě) v závislosti na zvolených rychlostech tažení válce. Hodnotami je pak proložena parabolická aproximační křivka podle vztahu (2) což odpovídá postupu uvedenému v [1]. Odhad valivého odporu odpovídá hodnotě aproximační funkce při nulové rychlosti válce, tedy offsetu proložené křivky. Rovnice aproximační křivky je zobrazena v grafu na Obr. 8 - 3, člen rovnice v první mocnině se pro výpočty zanedbává.



Obr. 8 - 3 Grafické stanovení valivého odporu z aproximace měřených dat

Zjištěná hodnota odhadu $F_{vo} = 2\,270$ N platí pro hmotnost válce a tlak v pneumatikách při experimentu. Hmotnost válce bez obsluhy byla stanovena vážením (kapitola 4.4.2) a je 9 940 kg. Ke hmotnosti stroje je přičtena ještě odhadovaná hmotnost posádky dvou osob (řidič + technik), proto $m_V = 10\,070$ kg.

Hlavním cílem měření bylo ověření katalogové hodnoty koeficientu valivého tření dodané výrobcem vozidla. Pro stanovení experimentálně zjištěného koeficientu valivého tření f_t byl z rovnice třecí síly odvozen vztah

$$f_t = \frac{F_{vo}}{m_v g} \quad (3)$$

Kde tíhové zrychlení $g = 9,81 \text{ ms}^{-2}$.

Z rovnice (3) byla vyčíslena hodnota koeficientu valivého tření $f_t = 0,023$. Katalogová hodnota uváděná výrobcem válce je 0,025. Výrobce však neuvádí podmínky zkoušky. Nižší zjištěná hodnota proto může být pravděpodobně ovlivněna nahuštěním pneumatik, kdy při našem experimentu byl nastaven maximální doporučený tlak v pneumatikách. Dále se může projevat vliv zvolené zkušební dráhy, která může mít odlišný povrch a sklon a také aktuální provozní hmotnost vozidla. Rozdíl katalogové a experimentálně zjištěné hodnoty koeficientu lze však označit za přijatelný. V simulačních modelech byla používána hodnota experimentálně zjištěná. Pro určení valivého odporu jsem aplikoval obdobný postup, jaký je pospaný v závěrečné zprávě projektu [1]. Vyhodnocení dat proběhlo paralelně s týmem prof. Nevrlého a bylo dosaženo téměř totožného výsledku.

[1] NEVRLÝ, Josef. Rekuperační hydrostatický modul pro užitková vozidla. Brno, 2015, s. 134. Závěrečná zpráva projektu EUREKA CZ LF12029. VUT v Brně.