

ŘÍZENÍ TRAKČNÍHO POHONU SPECIÁLNÍHO KOLEJOVÉHO VOZIDLA MUV 74.2

Zdeněk Mašek

Katedra elektrotechniky, elektroniky a zabezpečovací techniky v dopravě, DFJP, Univerzita Pardubice
Studentská 95, 532 10 Pardubice, Česká republika
tel.: +420 466 036 403, fax: +420 466 036 399, email: zdenek.masek@upce.cz
web: <http://www.upce.cz>

Abstrakt: Příspěvek popisuje způsob regulace hydrostatického trakčního pohonu vozidla MUV 74.2 se zaměřením na problémy naladění pohonu, které se mohou vyskytnout při výrobě větších sérií vozů.

Klíčová slova: kolejové, vozidlo, MUV 74.2, řídicí systém, software, hydrostatická, převodovka, trakční, charakteristika, CZ Loko.

1 Úvod

Vozidlo MUV 74.2 z produkce CZ Loko navazuje na předchozí typy vozidel MUV 74.1, MUV 74.1 KSF (kolejová sněžná fréza) a MMD (malá měřicí drezína) sloužících v několika kusech u Správy železniční a dopravní cesty (SŽDC).

U motorového univerzálního vozíku MUV 74.2 je použit stejný typ trakčního pohonu jako u malé měřicí drezíny MMD a kolejové sněžné frézy MUV 74.1 KSF. Je použit hydrostatický pohon s otevřeným hydraulickým okruhem, s jedním hydrogenerátorem hnaným ze spalovacího motoru C4.4 129,5 kW, dvěma paralelně zapojenými hydromotory a proporcionálním ventilem pro hydraulické brzdění v režimech automatické regulace rychlosti.

Pohon MUV 74.2 přebírá od MUV 74.1 KSF režim plíživé rychlosti 2 – 10 km/h (na rozdíl od KSF, ale nejsou MUV 74.2 vybaveny redukční převodovkou), od MMD přebírá MUV 74.2 režim tempomatu (10 – 75 km/h). Z pohledu možností trakčního pohonu se jedná o nejvyspělejší typ z výše uvedených.



Obr. 1.1 Vozidlo MMD



Obr. 1.2 Vozidlo MUV 74.2

Vozidel MUV 74.2 má být postupně vyrobeno celkem přes 30 kusů. Katedra KEEZ Univerzity Pardubice, Dopravní fakulty Jana Pernera dodává pro tato vozidla software do řídicího systému trakčního pohonu.

Oživování prvního kusu (MUV 74.2 001) bylo prováděno v průběhu srpna 2015 v prostorách výrobního závodu CZ Loko v České Třebové a následně i na okruhu v Cerhenicích. V době tvorby tohoto příspěvku je vyrobeno již 23 vozidel.

Tab. 1.1 Porovnání parametrů trakčního pohonu vozidel MUV 74.x a MMD

	MUV 74.1	MUV 74.1 KSF	MMD	MUV 74.2
Typ SM	Caterpillar C4.4 129,5 kW STAGE IIIB			
Otáčky SM	800 – 2200 1/min	800 – 1950 1/min		
Hydraulická výzbroj	Bosch Rexroth Uzavřený hydr. okruh 1x RHG, 2x RHM	Parker Otevřený hydr. okruh 1x RHG, 2x RHM		
Max. hydr. tlak	380 bar	310 bar	310 bar	310 bar
Plíživá rychlost	0 – 10 km/h (bez zpětné vazby)	1 – 5 km/h s redukcí 2 – 10 km/h bez redukce	NE	2 – 10 km/h
Tempomat	NE	NE	ANO do 75 km/h	ANO do 75 km/h
PTO	ANO	ANO	NE	ANO
Počet vyrobených kusů	10	1	1	více než 30

RHG – regulační hydrogenerátor

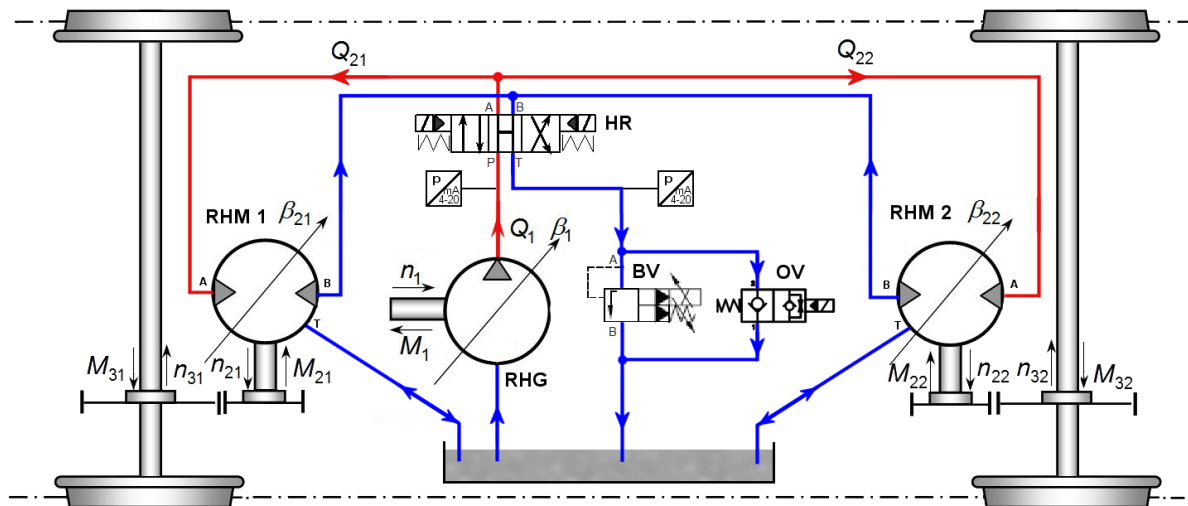
RHM – regulační hydromotor

PTO – manuální nastavování otáček SM pomocí tlačítka, funkce řídicí jednotky SM

2 Hydrostatický přenos výkonu

2.1 Obecně k funkci

Základní struktura hydrostatického přenosu výkonu na vozidle JHMD M27 pro jeden podvozek je na Obr. 2.1.



Obr. 2.1 Zjednodušené schéma hydrostatického pohonu MUV 74.2

Hlavní hydraulické komponenty v obvodu jsou:

- RHG – regulační hydrogenerátor
- RHM 1 a RHM 2 – regulační hydromotory
- HR – hydraulický rozvaděč pro volbu směru jízdy
- BV – proporcionální brzdňý ventil
- OV – odlehčovací (bypass) ventil
- Olejová nádrž

Snímače použité v obvodu:

- Snímač absolutního tlaku na výstupu hydrogenerátoru
- Snímač absolutního tlaku na brzdňém ventilu
- Snímač geometrického objemu hydrogenerátoru
- Snímač otáček hydromotoru 1
- Snímač otáček hydromotoru 2
- Snímač teploty hydraulického oleje v nádrži

Otevřený hydraulický systém se osvědčil již na vozidle MUV 74.1 N KSF (snadná změna směru jízdy, lepší chlazení oleje vůči uzavřenému hydraulickému obvodu) a to i

vzhledem k faktu, že bylo nutné přijmout opatření ke zvýšení účinnosti pohonu (na hydraulickém rozvaděči a brzděném ventilu vznikají výkonové ztráty zejména při vyšších průtocích). Zlepšení účinnosti spočívalo v instalaci bypass ventilu k brzděnému ventilu pro snížení tlakových ztrát, snížení max. otáček SM z 2200 1/min na 1950 1/min pro snížení průtoku a tím výkonových ztrát na hydraulickém rozvaděči a brzděném ventilu, celkové zvýšení tlaku v oblasti konstantního výkonu pro dorovnání snížení průtoku, aby výkon zůstal zachován.

Podrobný způsob řízení hydrostatického pohonu na vozidlech MUV 74.1 a MMD lze nalézt v [4] a [5] **Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.** Proto jen stručně.

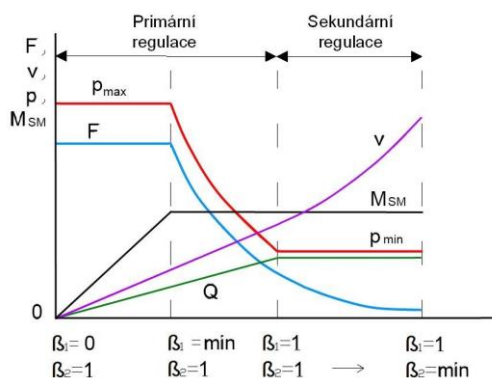
Regulace tažné síly (resp. výkonu) vozidla je založena na regulaci tlaku na výstupu hydrogenerátoru. Tlak na výstupu z hydrogenerátoru se měří snímačem tlaku BP11. Tlak se reguluje prostřednictvím řízení geometrických objemů hydrogenerátoru (β_1) a hydromotorů (β_{21} a β_{22}). Hydromotory jsou řízeny oba dva současně, stejně velkým řídicím signálem $\beta_{21}=\beta_{22}=\beta_2$, stejně (jako kdyby se jednalo o jeden hydromotor o dvojnásobném jmenovitém geometrickém objemu). Geometrický objem každého hydromotoru se nastavuje pomocí proporcionálního ventilu, který je řízen elektrickým proudem. Geometrický objem hydrogenerátoru je nastavován z regulátoru tlaku, kterým je hydrogenerátor vybaven (RHG je vybaven regulátorem tlaku, nikoliv regulátorem geometrického objemu). Řídicí systém tedy neovládá geometrický objem hydrogenerátoru přímo, nýbrž prostřednictvím řízení tlaku, pomocí elektrohydraulického proporcionálního ventilu. Tlak v hydraulickém obvodu je úměrný vnější zatěžovací síle, která je v ustáleném stavu rovna hnací síle.

Řídicí veličina β je poměrný (bezrozměrný) geometrický objem definovaný vztahem:

$$\beta = \frac{V_g}{V_{g \max}} \quad (1)$$

Poměrný nebo také bezrozměrný geometrický objem je tedy bezrozměrná veličina daná poměrem aktuálního průchozího geometrického objemu oleje V_g a maximálního možného průchozího geometrického objemu oleje $V_{g \max}$ hydrogenerátoru resp. hydromotoru. Nabývá hodnot 0 až 1.

Při rozjezdu vozidla je tlak na výstupu hydrogenerátoru regulován prostřednictvím geometrického objemu hydrogenerátoru. Po vyčerpání regulačního rozsahu hydrogenerátoru (nastává cca při 20 km/h při zadaném 100 % tahu) pohon přechází z tzv. primární do sekundární regulace. V sekundární regulaci je řízen geometrický objem hydromotorů tak, aby zůstal tlak konstantní. Tím se docílí řízení pohonu podle trakční charakteristiky (modrá křivka F v Obr. 2.2).



Obr. 2.2 Řídicí charakteristiky hydraulických veličin a řízeného momentu

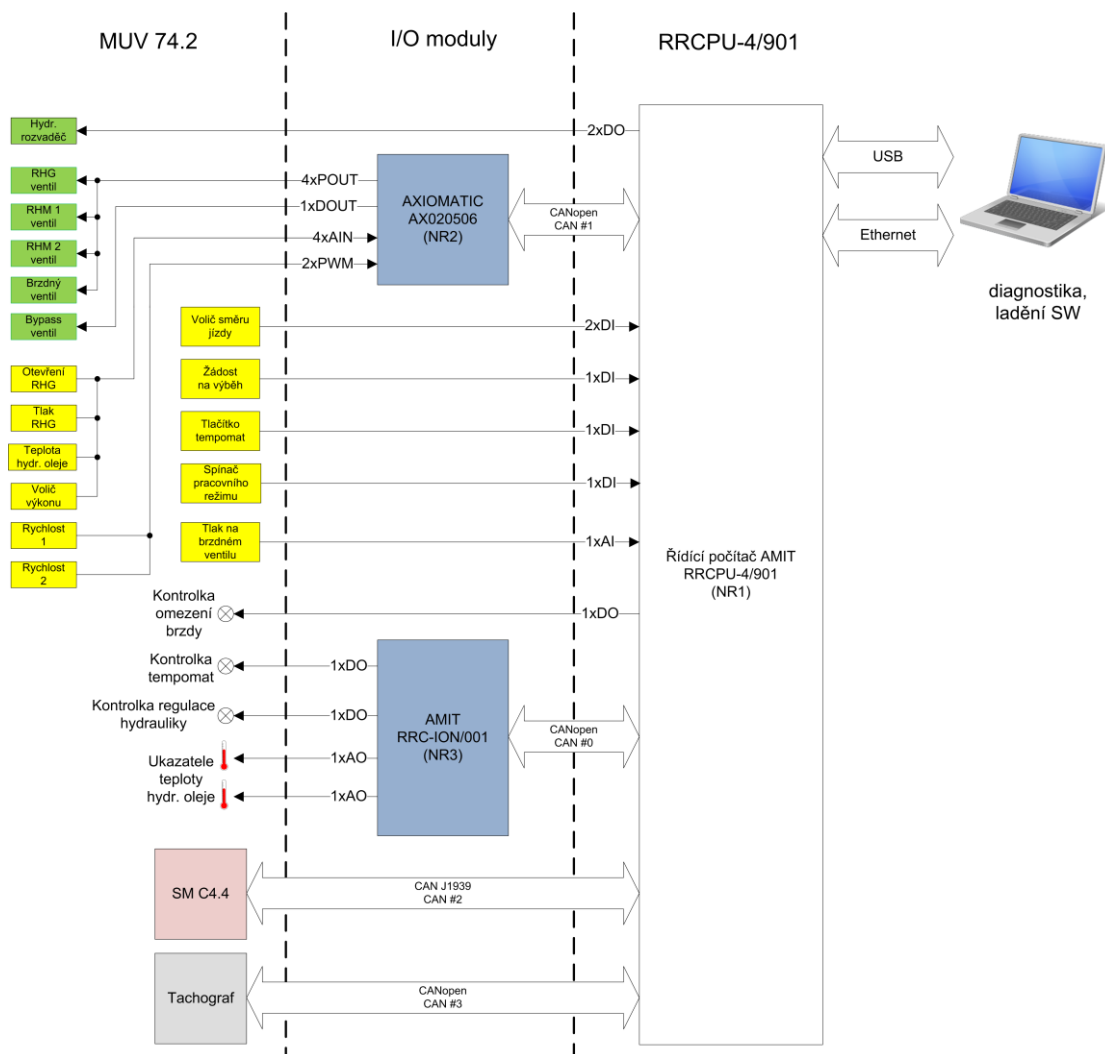
2.2 HW struktura řídicího systému trakčního pohonu

Řídicí systém trakčního pohonu zajišťuje pouze funkce spojené výlučně s regulací hydrostatického pohonu vozidla. Veškeré ostatní funkce (např. startování motoru, osvětlení) jsou řešeny svými vlastními autonomními obvody a odděleny od řídicího systému trakčního pohonu.

Stejně jako na předchozích vozidlech řady MUV 74.x a MMD je použit modulární systém AMiT, který splňuje požadavky drážní legislativy, zejména požadavky normy [1]. I/O modul Axiomatic AX020506 (NR2) slouží pro řízení hydraulických ventilů v kombinaci s univerzálními AI/DI/FI/PWM vstupy pro zpracování signálu ze snímačů. Pro rozšíření počtu výstupů je dále použit I/O modul Amit RRC-ION/001 (NR3), který zajišťuje ovládání některých kontrolkek a signalizačních prvků. Řídicí počítač RRCPU (NR1) zajišťuje algoritmus řízení pohonu.

I/O moduly a tachograf komunikují s řídicím počítačem RRCPU přes datové linky CANopen. Řízení spalovacího motoru probíhá po separátní CAN lince v protokolu SAE J1939. Některé signály ze snímačů a ovládacích prvků jsou zavedeny přímo do příslušných DI/AI vstupů řídicího počítače RRCPU za účelem lepšího využití všech dostupných vstupů a výstupů.

Rozhraní Ethernet na RRCPU slouží pro připojení notebooku s diagnostickým SW, který slouží pro servisní diagnostiku včetně přehrávání aplikace v RRCPU.



Obr. 2.3 HW architektura řídicího systému trakčního pohonu MUV 74.2

3 Oživení pohonu vozidla

Oživení pohonu vozidla spočívá především v:

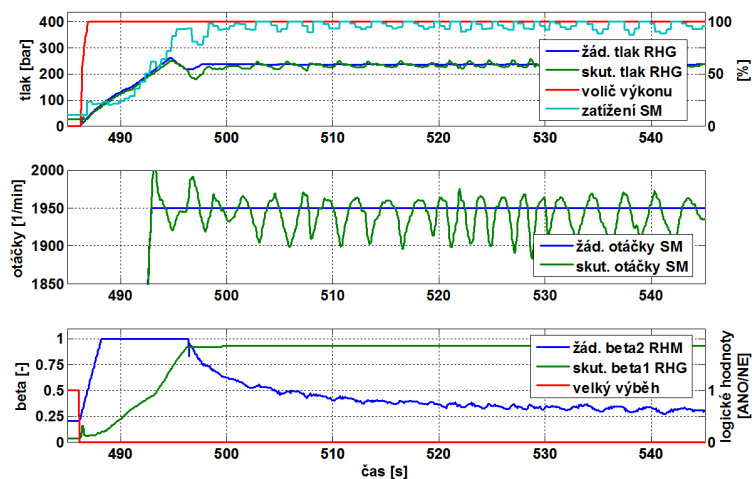
- Ověření funkce vstupů do řídicího systému.
- Ověření funkce ovládání akčních členů.
- Nastavení konstant regulátorů tlaku a rychlosti.
- Naladění zatěžovací charakteristiky spalovacího motoru.
- Ověření funkce regulace tlaku, výběhu a přechodových stavů.
- Ověření funkce plíživé rychlosti a tempomatu.
- Ověření funkce PTO.
- Ověření bezpečnostních prvků pohonu (reverzace za jízdy, odpadnutí tahu při aktivaci samočinné brzdy apod.).
- Ověření funkcí diagnostického systému (rozpoznání a hlášení závad).

Oživovací práce probíhaly v areálu závodu CZ Loko v České Třebové a následně na zkušebním okruhu v Cerhenicích, kde byly ověřovány zejména dynamické stavy pohonu a jízdy maximální rychlostí.

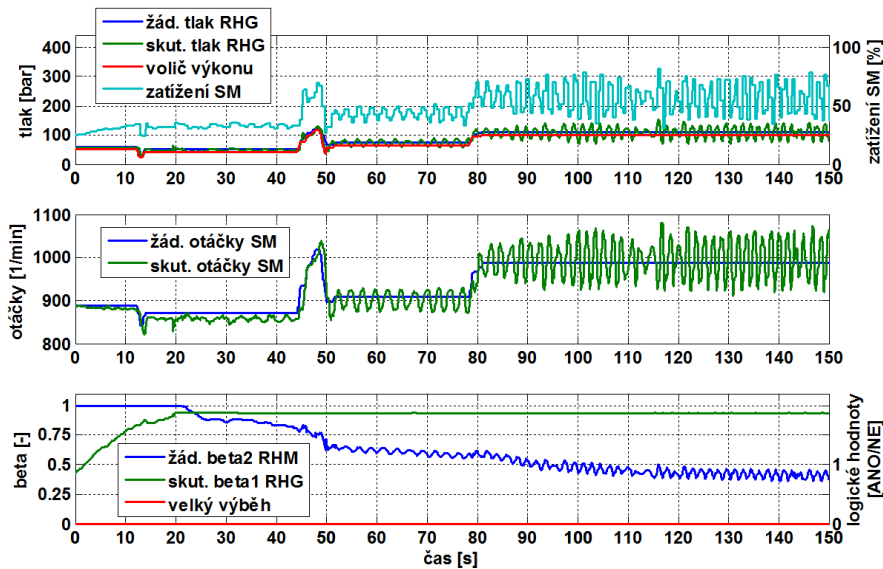
3.1 Zjištěné problémy pohonu

Vozidlo MUV 74.2 s pořadovým číslem 001 bylo zdárně oživoeno v průběhu srpna 2015 a následně předáno zákazníkovi. Všechny funkce regulace pohonu pracovaly bez problémů.

V průběhu listopadu 2015 začala některá následně vyráběná vozidla vykazovat problémy s oscilací otáček spalovacího motoru v určitých režimech pohonu. Otáčky SM kolísaly až o ± 50 1/min s frekvencí cca 0,5 Hz. Analýzou nasnímaných záznamů z palubní diagnostiky bylo zjištěno, že kmitání otáček SM způsobuje nestabilní regulační smyčka tlaku hydraulického oleje v sekundární regulaci (řízení geometrického objemu hydromotorů). Problémy se neobjevovaly na každém vozidle, ale pouze na některých a navíc v různé síle. K oscilacím tlaku docházelo pouze v sekundární regulaci a zejména při menších geometrických objemech hydromotorů.



Obr. 3.1 Kmitání tlaku a otáček SM, tah 100 % – vozidlo 010



Obr. 3.2 Kmitání tlaku a otáček SM, malý tah – vozidlo 011

Byly určeny možné příčiny problému:

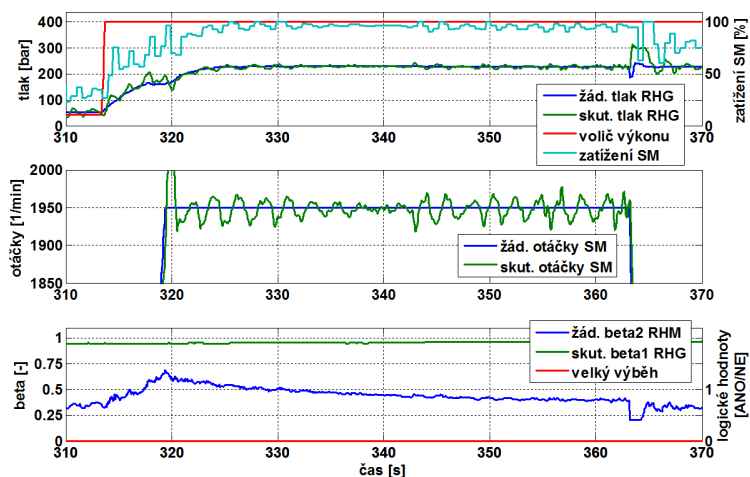
- Závada proudového výstupu I/O modulu, který nastavuje proud proporcionálním ventilem každého RHM – kontrolér nastavuje proud jiný než požadovaný.
- Vliv nízké teploty hydr. oleje (listopad – ranní teploty okolo 0 až 10 °C) zapříčiňující změnu parametrů regulované soustavy (hydromotoru) s následkem nestability regulační smyčky tlaku.
- Nedostatečný dithering proudu proporcionálního ventilu zapříčiňující vážnutí pohybu servoválce řídicího geometrický objem RHM (vznik příliš velké hystereze v akčním členu).
- Rozptyl v převodních charakteristikách proporcionálních ventilů RHM na jednotlivých vozech.

Závada proudového výstupu kontroléru proporcionálních ventilů

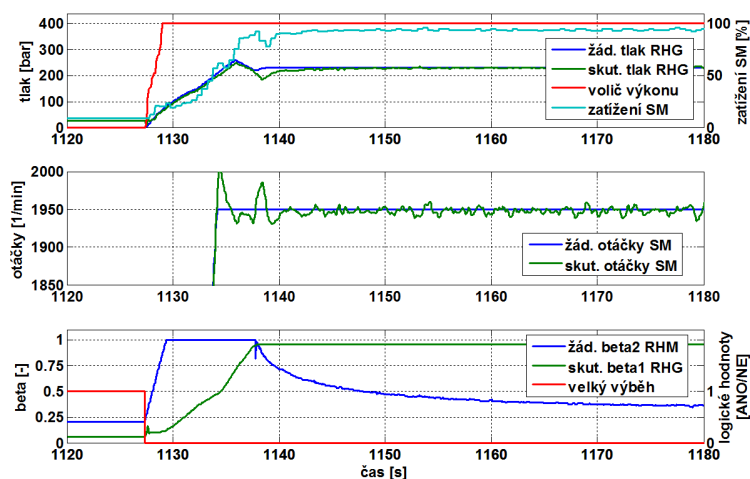
Změřením proudu proporcionálními ventily na několika postižených i nepostižených vozech a jeho porovnáním se žádanou hodnotou z řídicího systému se tato příčina vyloučila.

Vliv teploty hydraulického oleje

Nízká teplota oleje jako hlavní příčina kmitání regulační smyčky tlaku byla vyloučena neboť u některých vozidel přetrvával problém i po ohřátí oleje na pracovní teplotu (40 °C nebo vyšší). Ačkoliv vliv teploty oleje pozorován byl - s klesající teplotou oleje se regulace tlaku zhoršovala (častější výskyt kmitů tlaku a jejich menší tlumení) – porovnej Obr. 3.3 s Obr. 3.4.



Obr. 3.3 Vozidlo 011, teplota oleje 13°C



Obr. 3.4 Vozidlo 011, teplota oleje 40°C

Dithering proudu proporčního ventilu RHM

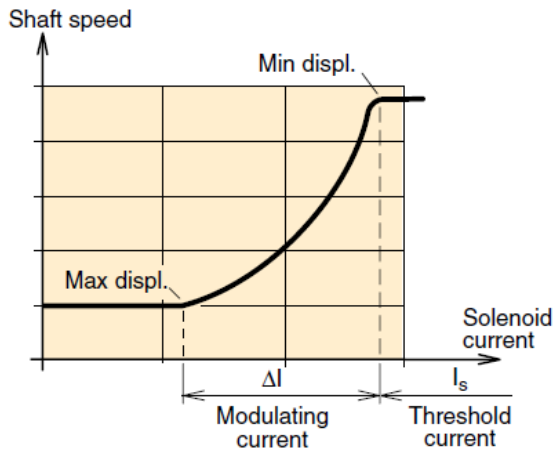
Dithering je superponovaná střídavá složka proudu na stejnosměrný proud protékající proporčním ventilem řízení geometrického objemu RHM. Dithering zajišťuje mazání servoválců uvnitř RHM, aby nezadrhával a nevznikala tak přílišná hysterese v ovládní.

Původní hodnota dither proudu 50 mA / 70 Hz byla po konzultaci s výrobcem hydromotorů zvýšena na 150 mA a frekvence upravena na 55 Hz. Změna parametrů dither proudu měla pouze mírně pozitivní efekt, ale oscilace tlaku neodstranila. Následným měřením tvaru proudu procházejícího proporčním ventilem byla navíc objevena deformace dither proudu. Tvar průběhu nebyl sinusový, ale jedna z půlvln byla zkreslena. Screenshot obrazovky z osciloskopu se bohužel nepodařilo uchovat.

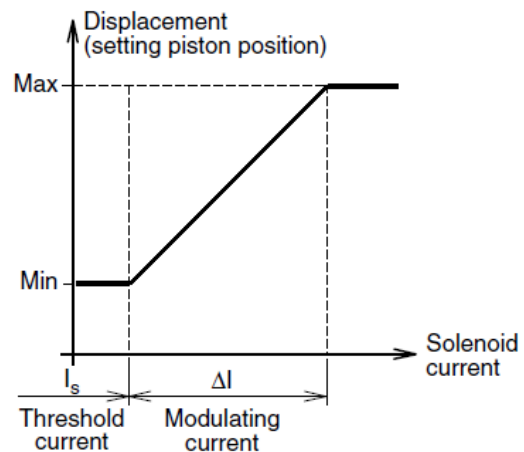
Tato zjištěná anomálie měla za následek nenulovou střední hodnotu střídavého dither proudu, která tak posunula stejnosměrnou hodnotu proudu ventilem směrem k vyšší hodnotě, což defacto znamená posun v převodní charakteristice ventilu. U jednoho testovaného vozidla to mělo dokonce mírně pozitivní dopad. Tuto anomálii vykazovaly všechny (dva) vozy, na kterých bylo provedeno měření proudu ventilem. Příčina této závady nebyla odhalena, proto byla amplituda dither proud nastaven zpět na původní nižší hodnotu 50 mA frekvence zůstala 55 Hz.

Rozptyl v převodních charakteristikách proporčních ventilů RHM

Proporční ventil zajišťuje řízení geometrického objemu RHM v závislosti na proudu, který jím protéká. Převodní charakteristika ventilu RHM je uvedena na Obr. 3.6. Obr. 1.1. Převodní charakteristika, kterou v datasheetu udává výrobce pro daný typ hydromotorů, je lineární s přepočtem: 200 až 550 mA odpovídá V_{gmin} až V_{gmax} .



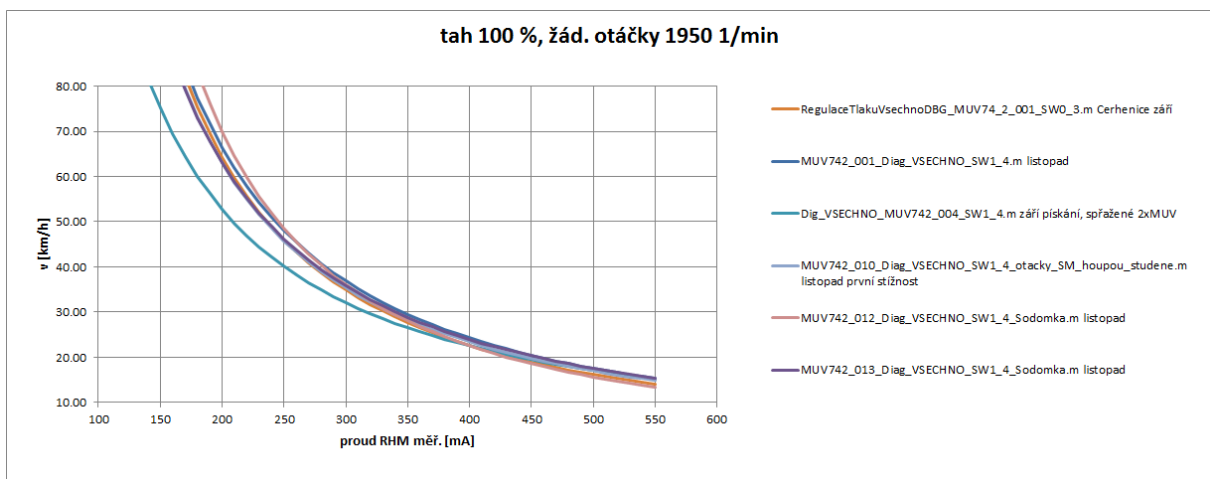
Obr. 3.5 Závislost otáček RHM na geom. objemu resp. na proudu proporčním ventilem



Obr. 3.6 Převodní charakteristika proporčního ventilu na RHM

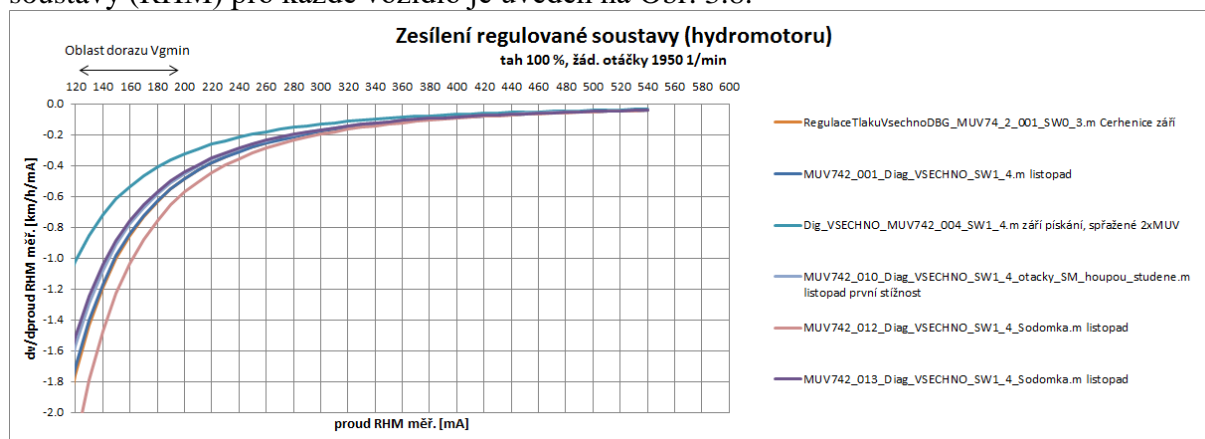
Nelineární závislost otáček RHM na proudu ventilem, zejména v oblasti malých geometrických objemů (Min displ.), znamená pro regulaci tlaku proměnné zesílení regulované soustavy. Malá změna proudu v okolí V_{gmin} způsobí velkou změnu otáček hydromotoru (rychlosti vozidla). Příliš velké tolerance v charakteristikách proporčních ventilů by mohly způsobit již příliš velkou změnu zesílení regulované soustavy, se kterou si PID regulátor tlaku již není schopen poradit, zpětnovazební regulace tlaku se stane nestabilní, tlak začne kmitat.

Pro ověření této hypotézy byla provedena měření na pěti vozidlech, jejichž cílem bylo určit závislost rychlosti vozidla na proudu proporčním ventilem RHM (ekvivalent závislosti otáček RHM na geometrickém objemu RHM) a zjistit rozdíly mezi vozidly.



Obr. 3.7 Závislost rychlosti vozidla na proudu proporc. ventilem RHM

Z naměřených průběhů uvedených na Obr. 3.7 bylo vypočteno zesílení v každém pracovním bodě (hodnotě proudu RHM) jako $\Delta v / \Delta I_{RHMm\check{e}r}$. Průběh zesílení regulované soustavy (RHM) pro každé vozidlo je uveden na Obr. 3.8.



Obr. 3.8 Průběh zesílení regulované soustavy

Vyhodnocení výsledků

Z Obr. 3.7 a zejména Obr. 3.8 vidíme, že mezi jednotlivými vozidly jsou rozdíly. Z Obr. 3.8 je viditelná silná nelinearita soustavy, její zesílení se mění od V_{gmin} po V_{gmax} v rozsahu větším než jedna dekáda. V oblasti V_{gmin} je zesílení soustavy cca -1 až -2 km/h na 1 mA a z toho bude vyplývat zvýšená citlivost na přesné nastavení proudu ventilem. Dále je patrný rozdíl mezi výrobcem udávanou převodní charakteristikou a skutečnou, změřenou. Proud ventilem pro V_{gmin} má dle výrobce být 200 mA, ale při měření pokud se proud snižoval pod 200 mA vozidlo i dále zrychlovalo, což je známka tohoto, že skutečný doraz V_{gmin} nebyl dosažen a hodnota proudu 200 mA pro V_{gmin} udávaná výrobcem není platná.

Vozidla nevykazující závadu: 001 SW0.3 (po naladění v srpnu), 004, 013

Vozidla vykazující závadu: 001 SW1.4 (měření v listopadu), 010, 012

Potvrzení hypotézy z naměřených výsledků je problematické. Ačkoliv je rozptýl charakteristik patrný, neliší se např. charakteristika problémového vozidla 010 příliš od charakteristiky prvního bezproblémově oživeného vozidla 001 (srpen, SW0.3 Cerhenice) nebo od bezproblémového vozidla 013. Navíc i samotné vozidlo 001, které se v srpnu chovalo bez potíží, vykazovalo v listopadu takřka stejně špatné chování jako další reklamovaná vozidla (010, 012). Vozidlo 004 nevykazovalo potíže, ale z průběhů je patrné, že má nejvíce odlišnou charakteristiku. Vozidlo 004 nevykazovalo potíže zřejmě kvůli tomu, že zesílení soustavy kleslo, na rozdíl např. od vozidla 012, u kterého výrazně stouplo. Naměřené výsledky jsou bohužel ovlivněny účinnostmi pohonu, které nebudou u všech vozidel stejné, což zavádí do měření zkreslení a znesnadňuje objektivní vyhodnocení.

Pro jistější potvrzení hypotézy rozptýlu převodních charakteristik ventilů RHM byly na uvedených vozidlech změřeny hodnoty proudů potřebných na dosažení minimálního geometrického objemu V_{gmin} u každého hydromotoru. Měření provedla firma zajišťující servis hydraulického systému po konzultaci postupu s výrobcem hydromotorů. Na měřících vývodech tlaku X1 a X2 na RHM byl sledován tlak před a za pístem servoválce, razantní změna tlaků indikovala dosažení V_{gmin} .

MUV74.2 001 - směr jízdy vpřed						MUV74.2 010 - směr jízdy vpřed						MUV74.2 013 - směr jízdy vpřed					
dithering:		55 Hz / 150 mA		SW: 1.6		dithering:		55 Hz / 150 mA		SW: 1.8		dithering:		55 Hz / 150 mA		SW: 1.8	
PT=10%; 48bar		Nastavení RHM: Výchozí				PT=10%; 48bar		Výchozí				PT=10%; 48bar		Výchozí			
zvyšování proudu		motor přední		motor zadní		zvyšování proudu		motor přední		motor zadní		zvyšování proudu		motor přední		motor zadní	
Žádaný proud cívkou	X1	X2	X1	X2	Žádaný proud cívkou	X1	X2	X1	X2	Žádaný proud cívkou	X1	X2	X1	X2	Žádaný proud cívkou	X1	X2
mA	bar	bar	bar	bar	mA	bar	bar	bar	bar	mA	bar	bar	bar	bar	mA	bar	bar
Výchozí stav	0.8	0.7	0.8	0.7	Výchozí stav					Výchozí stav					Výchozí stav		
Po startu	6.1	0.4	1.2	2.1	Po startu					Po startu					Po startu		
100	44.1	1	43.9	0	90	47	0			90	48	0	48.3	0	90	48	0
110	44.1	1	43.9	0	100	46.7	1	47.8	0	100	48	0	48	0	100	48	0
120	43.9	1	35.3	0	110	42.8	1.3	47.8	0	110	47.8	0	47.8	0	110	47.8	0
130	42.9	1	3.5	2.4	120	4.5	10.1	47.8	0	120	47.6	0	47.3	0	120	47.6	0
140	8.1	2.4	1.3	7.1	130			47.6	0	130	45.9	0	35	0	130	45.9	0
150	8.1	2.6	2.2	3.8	140			47.6	0	140	9.2	1.7	4.9	7.6	140	9.1	1.7
160	1.5	11.3	2	4.9	150			46.8	0	150	1.7	2.3	3.4	10.4	150	1.7	2.3
170	1.3	11.1	1.7	5.7	160			30.2	1.2	160	2.2	8.7	3.7	9.8	160	2.2	8.7
180	1.3	11.6	1.2	9.6	170			4.7	11.5	170					170		
190	1.3	11.9	1.3	8	180			5.2	11.2	180					180		
200	2	9.1	1.3	7.1	190			5.9	11.2	190					190		
					200			7.2	11.2	200					200		

Obr. 3.9 Ověření proudu ventilem RHM pro dosažení V_{gmin}

Okamžik dosažení V_{gmin} je v Obr. 3.9 označen žlutou barvou pro každý z hydromotorů a vozidlo.

Proudy ventily RHM pro V_{gmin} jsou u vozidla 010 odlišné od bezzávadového vozidla 013 (resp. referenčního vozidla 001) a navíc je každý z hydromotorů na vozidle 010 nastaven jinak

Paralelně s výše uvedenými pracemi byly od výrobce hydromotorů (Parker) vyžádány změřené převodní charakteristiky proporcionálních ventilů hydromotorů, kterými byla vybavena všechna vyrobená vozidla. Výrobce tyto charakteristiky po dlouhé době poskytl. Jejich porovnání potvrdilo již předchozím měřením zjištěné skutečnosti. Proud se v oblasti V_{gmin} lišily až o 40 mA, což je vzhledem k citlivosti charakteristiky velmi hodně. Z dodaných charakteristik byla navíc v charakteristice patrná poměrně velká hystereze cca 20 až 40 mA v poklesu a růstu proudu ventilem.

3.2 Nápravná opatření

Na základně zjištěných skutečností, uvedených v předchozí kapitole, byla navržena a realizována tato nápravná opatření:

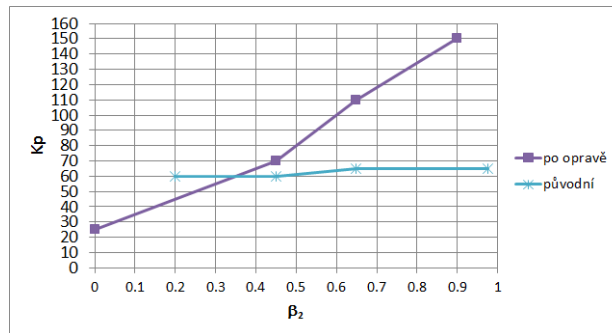
- Mechanické seřízení převodních charakteristik proporcionálních ventilu RHM na všech stávajících vozidlech, kontrola a seřizování RHM na každém dalším nově vyrobeném vozidle – provádí dodavatel hydraulického pohonu.
- Zvýšení robustnosti řízení pohonu v SW – provedlo UPCE.
 - Doladění konstant adaptivního PID regulátoru tlaku.
 - Zavedení dopředné větve výpočtu požadovaného geometrického objemu RHM v sekundární regulaci – odlehčení PID regulátoru tlaku.
 - Zpomalení rampy žádaného poměrného tahu za účelem zpomalení a uklidnění přechodových dějů.
 - SW kompenzace hystereze ventilu – bez přínosu, spíše zhoršení, nakonec nepoužita.

3.2.1 Zvýšení robustnosti řízení pohonu v SW (podrobněji)

Doladění konstant adaptivního PID regulátoru tlaku

Tlak oleje je v sekundární regulaci regulován adaptivním PID regulátorem, jehož zesílení se mění v závislosti na aktuálním geometrickém objemu hydromotorů. Adaptace konstant je nutná z důvodu nelineárních vlastností regulované soustavy, v tomto případě hydromotoru, u kterého je závislost otáček na řídicí veličině β nelineární. Při snižování roste zesílení regulované soustavy, tudíž je nutné proporcionální zesílení PID regulátoru snižovat.

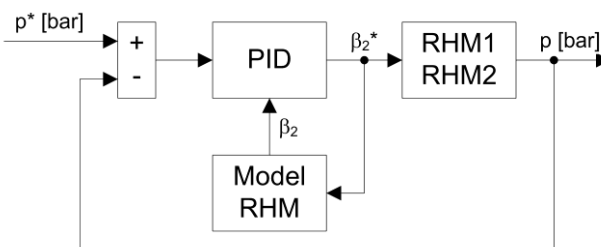
Po mechanickém donastavení hydromotorů bylo třeba upravit průběh proporcionálního zesílení v závislosti na β_2 . Výsledné nastavení proporcionálního zesílení PID regulátoru tlaku je uvedeno na Obr. 3.10.



Obr. 3.10 Proporcionální zesílení PID regulátoru tlaku

Zavedení dopředné větve výpočtu požadovaného geometrického objemu RHM v sekundární regulaci

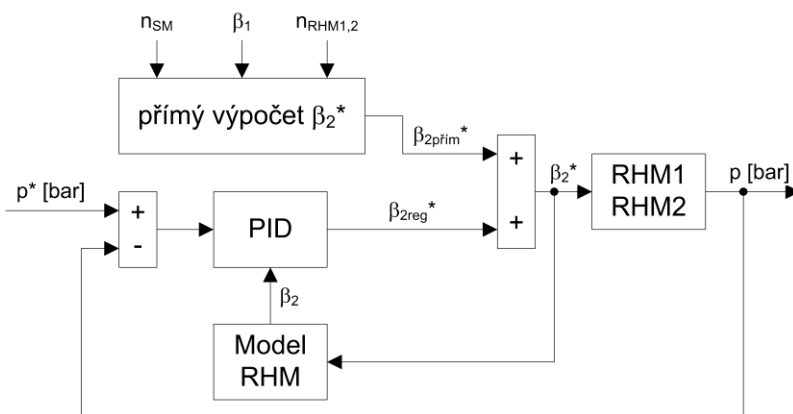
V původní verzi SW řídicího systému trakčního pohonu byl žádaný geometrický objem RHM přímo roven akčnímu zásahu PID regulátoru tlaku. PID regulátor tlaku nastavoval geometrický objem RHM podle průtoku v hydraulickém okruhu tak, aby bylo dosaženo žádaného tlaku (Obr. 3.11).



Obr. 3.11 Zpětnovazební regulace tlaku v původním SW

Pozn.: Blok „Model RHM“ slouží pro výpočet skutečné β_2 na základě žádané β_2^* pro adaptaci konstant PID regulátoru tlaku. Hydromotory na rozdíl od hydrogenerátoru neobsahují snímač skutečného geometrického objemu, takže je nutné tuto hodnotu počítat.

V nové verzi SW byl do regulační struktury zaimplementován dopředný výpočet požadovaného geometrického objemu RHM (Obr. 3.12).



Obr. 3.12 Zavedení dopředné větve regulace tlaku v nové verzi SW

Tím se odlehčilo PID regulátoru tlaku, který po této modifikaci pouze kompenzuje účinnost hydraulického systému a nepřesnost výpočtu dopředné větve. Úkolem dopředné větve je vypočítat požadovaný geometrický objem RHM (resp. hodnotu řídicí veličiny β_2 RHM) podle průtoku oleje dodávaného hydrogenerátorem.

$$Q = \frac{V_{gRHGmax} \cdot n_{SM}}{1000} \quad (2)$$

$$\beta_{2přím}^* = \frac{Q \cdot 1000}{\frac{n_{RHM1} + n_{RHM2}}{2} \cdot 2 \cdot V_{gRHMmax}} \quad (3)$$

Kde: Q – průtok oleje v hydr. systému [litrů/min]

$V_{gRHGmax}$ – jmenovitý geometrický objem RHG [cm³]

$V_{gRHMmax}$ – jmenovitý geometrický objem RHM [cm³]

n_{SM} – otáčky spalovacího motoru [1/min]

n_{RHMx} – otáčky hydromotorů 1 a 2 [1/min], ve výpočtu se používá průměrná hodnota otáček z obou hydromotorů

Ve výpočtech v dopředné větvi nebyly uvažovány účinnosti hydraulických převodníků, ty vykompenzuje zpětnovazební větev regulace tlaku s PID regulátorem.

Omezení regulačního rozsahu hydromotorů

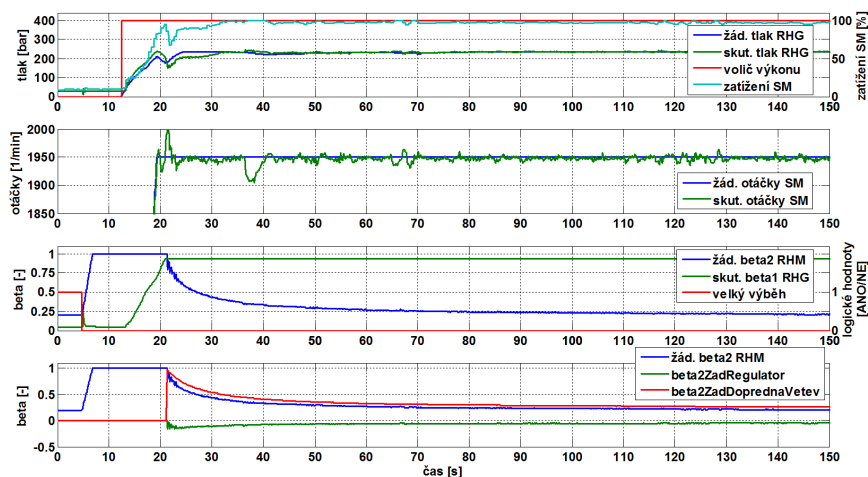
Tato varianta byla uvažována pouze jako nouzová pokud by výše uvedená opatření nebyla účinná. Omezením regulačního rozsahu hydromotorů se má na mysli omezení minimální použitelné hodnoty geometrického objemu hydromotorů V_{gmin} . Fyzický doraz činí u použitých hydromotorů 20% V_{gmax} ($\beta_{2min} = 0,2$). Nesklápěním hydromotorů až do fyzického dorazu by se nemusela využívat výrazně nelineární část převodní charakteristiky hydromotorů (Obr. 3.8), což by přispělo ke snížení citlivosti regulační smyčky tlaku na změnu zesílení regulované soustavy a rozptýl charakteristik jednotlivých hydromotorů. Nevýhodou tohoto řešení by bylo celkové snížení účinnosti pohonu, protože by snížení regulačního rozsahu hydromotorů muselo být kompenzováno zvýšením průtoku oleje v obvodu (zvýšením otáček SM z 1950 na 2200 1/min) pro zachování maximální rychlosti vozidla. Zvýšením průtoku oleje z 273 litrů/min na hodnotu vyšší by narostly tlakové ztráty na hydraulických

komponentech. Naštěstí toto opatření nebylo nutné zavádět neboť opatření zmíněná v přechozích odstavcích byla dostatečná pro odstranění závad.

3.3 Chování pohonu po opravě

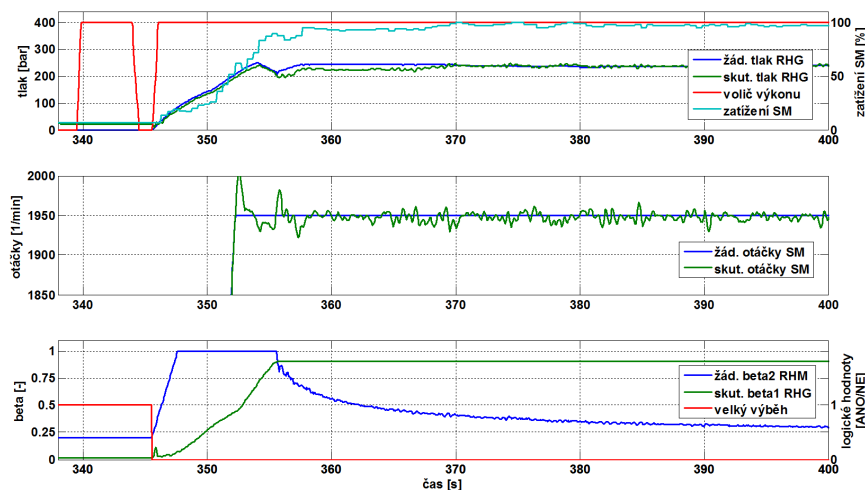
Opatření uvedená v předchozí kapitole zajistila bezproblémové chování všech vozidel. Regulace hydraulického tlaku v pohonu byla stabilní, bez kmitání. Díky tomu se také vyrovnal chod spalovacího motoru, jeho zatížení se vyhladilo a kmitání otáček ustalo. Systém se stal odolný i na změny teplot hydraulického oleje, regulace tlaku pracovala bez problémů i při teplotách pod 10 °C, nebylo třeba zavádět kompenzaci teploty hydraulického oleje.

Následují naměřené průběhy regulace tlaku na vybraných vozidlech.



Obr. 3.13 Vozidlo 012 s novým SW a nastavenými RHM

Červená a zelená křivka v dolním grafu (beta) na Obr. 3.13 jsou průběhy žádané β_2^* z přímé větve výpočtu (červená křivka) a z větve PID regulátoru tlaku (zelená křivka). Hodnota vypočtená z PID regulátoru (zelená křivka) tvoří cca 10 až 25 % z výsledné žádané β_2^* (modrá křivka), podle které jsou řízeny oba RHM. Regulátor kompenzuje nepřesnost výpočtu v přímé větvi. Žádaná β_2^* z regulátoru je záporná, protože se regulátor snaží žádaný tlak docílit snížením geometrického objemu RHM.



Obr. 3.14 Vozidlo 017 s novým SW a nastavenými RHM

4 Závěr

V příspěvku byly shrnuty nejdůležitější funkce řídicího systému trakčního pohonu vozu MUV 74.2 a uvedeny problémy s tolerancemi hydraulických komponent pohonu při výrobě většího množství vozidel. Problémy se podařilo úspěšně vyřešit snížením tolerancí hydraulických komponent a zrobustněním algoritmu řízení. Z uvedeného obecně vyplývá důležitost sběru dat z provozu vozidel (obecně zpětná vazba z provozu vozidel) a správné předávání těchto informací v rámci závodu výrobce vozidla a dalším zainteresovaným subjektům za účelem zkvalitnění výroby a funkcí vozidla a přecházení případným problémům v provozu vozidla.

Vývoj SW pro pohon vozidla MUV 74.2 zajišťuje Katedra elektrotechniky, elektroniky a zabezpečovací techniky v dopravě na Dopravní fakultě Jana Pernera, Univerzity Pardubice.

Poděkování

Příspěvek vznikl za podpory projektu TAČR č. 50680/56/TE520038 - Centrum kompetence drážních vozidel.

Literatura

- [1] ČSN EN 50 155 – Elektronická zařízení drážních vozidel.
- [2] ČSN EN 50 128 – Drážní zařízení - Sdělovací a zabezpečovací systémy a systémy zpracování dat – Software pro drážní, řídicí a ochranné systémy.
- [3] Uživatelská příručka řízení pohonu vozidla MUV 74.2. Verze 1.00. CZ LOKO a.s. 2015.
- [4] NOVÁK J., MAŠEK Z., LENOCH V., MLYNAŘÍK L. Regulace hydrostatického přenosu trakčního výkonu speciálního kolejového vozidla MUV 74.1 N KSF. In *Mezinárodní konference učitelů elektrotechniky SEKEL 2013*. Moravská Třebová, 2013. ISBN 978-80-7395-625-7.
- [5] MAŠEK, Zdeněk. Trakční pohon speciálního kolejového měřicího vozidla. In: *Moderní trakční pohony*. Univerzita Pardubice, 2015. ISBN 978-80-7395-893-0.