



Agronomická
fakulta

Mendelova
univerzita
v Brně



**Problematika měření spotřeby paliva a vliv pomocných
pohonů na její velikost v autobusech hromadné dopravy**

Disertační práce

Vedoucí práce:
doc. Ing. Pavel Sedlák, CSc.

Vypracoval:
Ing. Pavel Štěrba

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem práci **Problematika měření spotřeby paliva a vliv pomocných pohonů na její velikost v autobusech hromadné dopravy** vypracoval samostatně a veškeré použité prameny a informace uvádím v seznamu použité literatury. Souhlasím, aby moje práce byla zveřejněna v souladu s § 47b zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách ve znění pozdějších předpisů a v souladu s platnou *Směrnicí o zveřejňování vysokoškolských závěrečných prací*.

Jsem si vědom, že se na moji práci vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, a že Mendelova univerzita v Brně má právo na uzavření licenční smlouvy a užití této práce jako školního díla podle § 60 odst. 1 autorského zákona.

Dále se zavazuji, že před sepsáním licenční smlouvy o využití díla jinou osobou (subjektem) si vyžádám písemné stanovisko univerzity, že předmětná licenční smlouva není v rozporu s oprávněnými zájmy univerzity, a zavazuji se uhradit případný příspěvek na úhradu nákladů spojených se vznikem díla, a to až do jejich skutečné výše.

V Brně dne:.....

.....
podpis

1 OBSAH

1 Obsah	3
2 Souhrn.....	7
3 Úvod.....	9
4 Literární přehled	11
4.1 Základní způsoby měření spotřeby paliva	11
4.1.1 Objemová měření.....	11
4.1.2 Hmotnostní měření	16
4.1.3 Uhlíková bilance s využitím emisního měření	18
4.2 Nepřímé metody zjišťování spotřeby paliva.....	21
4.2.1 Využití diagnostického rozhraní resp. palubních sběrnic	21
4.2.2 Měření délky vstřikovacích impulzů	23
4.2.3 Snímání polohy plováku nádrže	24
4.2.4 Využití stavové rovnice plynu	24
4.3 Druhy měření a vyhodnocení spotřeby paliva	25
4.3.1 Okamžitá spotřeba	25
4.3.2 Průměrná spotřeba	25
4.3.3 Měrná spotřeba	25
4.4 Měření spotřeby paliva v předepsaných režimech a jízdních cyklech.....	27
4.4.1 Měření podle ČSN 30 0510	27
4.4.2 Měření dle EHK 15, resp. EHK 84	28
4.4.3 Spotřeba paliva ve tvaru 1/3 Euromix	29
4.4.4 Měření dle EHK 101 a odpovídajících směrnic ES.....	29
4.4.5 Spotřeba HFE.....	30
4.4.6 Jízdní cykly SORT.....	31
4.4.7 Jízdní testy CUNA	33
4.4.8 Jízdní testy podle TUV Maďarsko.....	34

4.4.9	Jízdní cykly podle Polských norem	36
4.4.10	Mnichovský jízdní cyklus	36
4.4.11	Jízdní testy ARTEMIS	37
4.5	Korekce naměřených hodnot	39
4.5.1	Korekce na teplotu paliva	39
4.5.2	Korekce na atmosférické podmínky	40
4.5.3	Kontrola nulového stavu	41
4.6	Energetická náročnost vozidla	42
4.7	Jízdní odpory vozidla	43
4.7.1	Analýza doběhovou zkouškou	44
4.7.2	Měření v aerodynamickém tunelu	45
4.7.3	Měření při protáčení vozidla na válcích	46
4.8	Vliv pohonu pomocných zařízení	47
4.9	Vlivy provozu vozidla	48
4.9.1	Vliv zatížení vozidla	48
4.9.2	Vliv použité převodovky	49
4.9.3	Vliv řazení (spektra činnosti motoru)	49
4.10	Způsob jízdy vozidla v jízdním testu a jeho hodnocení	49
4.10.1	Standardní vedení vozidla po trati	49
4.10.2	Robotické vedení vozidla po trati	50
5	Cíl práce	56
6	Materiál a metodika	58
6.1	Použité přístroje a jejich technické údaje	58
6.1.1	Datron CDS-DFL3x	58
6.1.2	Siemens Sitrans Massflo Mass FC 2100	59
6.1.3	UCINT 3	60
6.1.4	DEUTA DRS6/1ab	60

6.1.5 Commeter C4130.....	61
6.1.6 ADCIS Monitor	61
6.1.7 National Instrument	62
6.1.8 Proudové kleště.....	63
6.2 Použitá vozidla.....	63
6.3 Popis metod měření	64
6.3.1 Ověření dopravního zpoždění spotřeboměru.....	64
6.3.2 Konfrontace přesnosti údajů poskytovaných CAN s údajem spotřeboměru .	65
6.3.3 Aplikace korekcí na povětrnostní podmínky pro autobusy	66
6.3.4 Ověření vlivu pomocných pohonů na spotřebu paliva	70
6.3.5 Analýza provozních vlivů na spotřebu paliva.....	71
6.3.6 Analýza způsobu jízdy řidiče.....	72
7 Výsledky a diskuse	76
7.1 Ověření dopravního zpoždění spotřeboměru.....	76
7.2 Konfrontace údajů poskytovaných CAN s údajem spotřeboměru.....	79
7.3 Aplikace korekcí na povětrnostní podmínky pro autobusy	81
7.4 Ověření vlivu pomocných pohonů na spotřebu paliva	89
7.4.1 Měření neelektrických zátěží	89
7.4.2 Měření elektrických zátěží.....	94
7.4.3 Startovní a postartovní fáze	100
7.4.4 Postartovní spotřeba paliva při studeném startu motoru.....	101
7.4.5 Postartovní spotřeba paliva při teplém startu motoru	104
7.5 Analýza provozních vlivů na spotřebu paliva.....	105
7.5.1 Vliv druhu použité převodovky	105
7.5.2 Spektrum řazení	108
7.5.3 Optimalizace chodu automatické převodovky.....	112
7.5.4 Vliv kvality jízdy řidiče	121

8 Závěr	134
9 Seznam použité literatury	136
10 Seznam zkratek	140
11 ANOTACE	141
12 ANNOTATION	141

2 SOUHRN

This submitted dissertation work deals with fuel consumption measurements at buses and consists of theoretical and experimental part. The theoretical part describes fuel consumption measurement methods and their applications at motor vehicles and especially buses. It describes variety of driving cycles, basic calculative corrections, setting-up driving tolerances and application range in different countries. Special focus is paid to agreement of UITP-SORT procedures. There is also discussed an influence of driving style of specific drivers.

The work also deals particularly with CAN-bus in accordance with SAE J1939, which is implemented into the commercial motor vehicles, and describes basic messages as well as fundamental principles of engine control over special "TSC (Torque and Speed Control)" messages. The CAN messages are also used for independent monitoring of the fuel consumption.

The experimental part of dissertation work explains credibility of measurements, especially concerns traffic delay at measurement and describes additional corrections under different weather conditions. It explains a methodology for application of these corrections at segment of commercial buses. There are practical examples, which compare results from fuel measurement device with readings from CAN messages, provided by engine control unit.

Specific part is devoted to measuring influence of different auxiliary devices, like air compressor, servo steering, air condition, ventilation or cooling fan. In detail there is analyzed an influence of electrical load at vehicle systems, including phase of engine start. Influence of gearboxes is measured with regard to used gearbox type (manual, automatic, hybrid, robotic), method of idle control and particularly there are illustrated deviations at various shifting algorithms.

Last part of the work presents a comparison ride amongst three different drivers in the same driving cycle. It is objectively classified driving style, like keeping vehicle speed and manipulation with accelerator pedal. There is also compared driving style between human driver and autopilot in the same vehicle.

Measurements were realized mainly with bus-marks SOR, Solaris, partially also with Karosa, Mercedes Benz and Tedom, variously equipped with engines by Cummins, DAF, Iveco and Deutz and gearboxes by ZF, Allison and Voith. For measurements

there were applied mainly measuring devices from companies Datron, Deuta, Siemens, National Instruments, Elbas and Adcis, in cooperation with TUV SUD Czech s.r.o. company.

The work gives a comprehensive summary of fuel consumption measurement and interprets the results at commercial buses. It is aimed for vehicle manufactures, engineer and doctoral students as well as public transport providers.

3 ÚVOD

Předkládaná disertační práce sestává ze dvou základních částí - teoretické, zabývající se studiem problematiky měření spotřeby paliva a praktické, ve které se aplikují získané poznatky při provádění experimentů.

Hlavní zaměření této práce je na oblast autobusové dopravy, proto bude věnována stěžejní pozornost měřícím metodám, jejichž použití připadá v úvahu v tomto segmentu dopravy a zároveň se bude zabývat vlivy na spotřebu paliva, které jsou v oblasti autobusové dopravy významné. Spotřeba paliva je jedním z objektivních ukazatelů ekonomiky provozu vozidla, proto hraje podstatnou roli mezi ostatními technickými parametry užitkového vozidla.

Práce analyzuje různé metody měření spotřeby paliva a uvádí ucelený přehled standardizovaných metodik, používaných v automobilovém průmyslu při laboratorních i jízdních zkouškách. Současně si všímá některých jevů, které se vyskytují v palivových soustavách při měření a hodnotí, při kterých okolnostech je nutné tyto jevy vzít v úvahu, kdy je možné je zanedbat a v jakých situacích naopak učiní celé měření nepoužitelné.

K provádění experimentů byla převážně použita přístrojová technika, určená přímo pro automobilovou praxi. Pro měření spotřeby paliva to byl objemový průtokoměr Corrsys-Datron DFL3x případně hmotnostní průtokoměr Siemens Sitrans Massflo Mass FC2100, pro měření pohybu vozidla palubní radar DEUTA DRS6/1ab a k analýze CAN sběrnice převodník ELBAS UCINT3 s odpovídajícím software. Pro některá specifická měření bylo použito měřící ústředny National Instrument cRIO-9074 s příslušnými zásuvnými moduly a snímači

Konkrétní měření byla prováděna převážně na autobusech značek SOR a Solaris, v menší míře potom též na vozidlech Irisbus, Mercedes-Benz a Tedom. Autobusy byly jak standardní délky (12m) tak i třínápravové (15m), kloubové (18m) a v některých případech i nestandardních rozměrů (obvykle délky 7-10m). Větší část experimentů se uskutečnila na vozidlech poháněných motorovou naftou, některá vybraná měření potom na vozidlech poháněných CNG a v hybridním provedení (nafta+elektro). Většina vozidel byla vybavena automatickými převodovkami (ZF, Voith, Allison), některé vozy měly i mechanické převodovky (ZF) a zvláštností v tomto oboru bylo i použití mechanických robotizovaných převodovek (ZF).

Při sběru a analýze dat se aplikují základní matematické resp. statistické funkce, tj. regrese, průměrování, aproximace, extrapolace, exponenciální filtr, ve vybraných případech je testována spolehlivost. Výsledné závislosti jsou ve velké míře znázorněny graficky.

4 LITERÁRNÍ PŘEHLED

4.1 Základní způsoby měření spotřeby paliva

Spotřebu paliva je možné měřit několika způsoby, přičemž jejich aplikace závisí zejména na technických možnostech realizace měření a na legislativních požadavcích. Mezi základní principy patří především:

- objemové měření
- hmotnostní měření
- uhlíková bilance s využitím emisního měření

Z hlediska interpretace výsledků měření bychom mohli nalézt dva přístupy vyhodnocování a srovnávání spotřeby. Jsou to:

- měrná spotřeba paliva, zpravidla samotného spalovacího motoru, jenž vyjadřuje ve své podstatě účinnost spalování
- absolutní spotřeba, ať již motoru nebo celého vozidla, měřená podle stanoveného provozního cyklu

Při měření spotřeby paliva se budeme setkávat s celou řadou dále popsaných vnějších vlivů, které budou ovlivňovat dosažený výsledek. Tyto vlivy budeme eliminovat pomocí různých dodatečných korekcí.

4.1.1 Objemová měření

Při objemovém měření se zjišťuje množství proteklého paliva vhodným průtokoměrem, tzv. spotřeboměrem. Na trhu je k dispozici celá řada zařízení, která jsou více či méně vhodná pro technické použití. Při jejich výběru bychom se měli řídit některými základními kritérii, mezi která patří především:

- měřicí princip
- maximální a minimální průtok, dynamický rozsah
- tlaková ztráta, možnost její eliminace
- přesnost a opakovatelnost měření
- doba odezvy
- datové výstupy
- odolnost vůči používaným palivům
- mechanická odolnost, zejména vůči vibracím

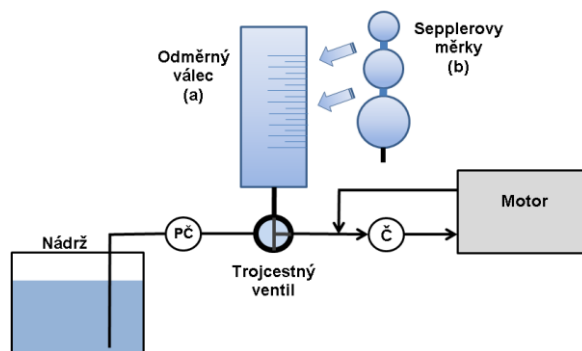
Pro měření spotřeby paliva se používají především přístroje, založené na bázi načítání konstantních objemů měřících komor. Průtokoměry, využívající principu různých turbín nejsou z důvodu nižších přesností pro výzkumné účely příliš vhodné, nehledě na to, že jsou celou řadou předpisů zakázány.



Obr. 1. - Spotřeboměr Datron

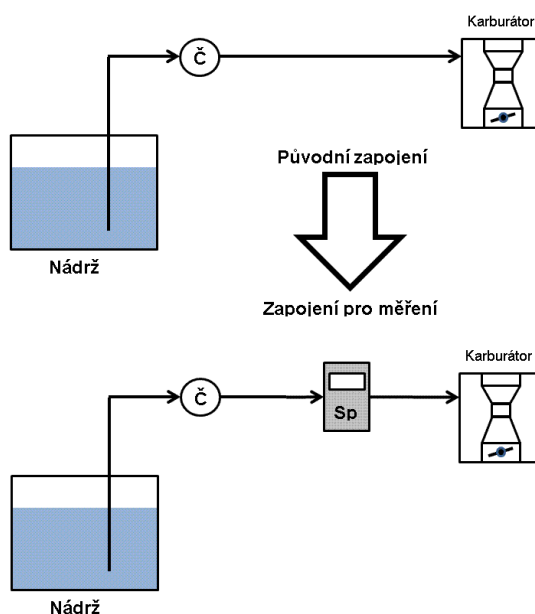
Na *obr. 1* můžeme vidět typické připojení spotřeboměru Datron k palivovému okruhu ve vozidle.

Vedle použití spotřeboměrů, které jsou pro rutinní technickou praxi zřejmě nejvhodnější, je možné měření uskutečnit též velmi jednoduše pomocí odměrného válce. Tato měření však jsou použitelná spíše pro stacionární měření z důvodu přesnosti odečítání stupnice a nejsou příliš vhodná pro motory vybavené vratkou paliva. Jestliže bychom použili speciální tvar odměrného válce, tzv. Sepplerovy měrky, mohli bychom měřit spotřebu paliva i při provozu na silnici, avšak i zde je potom tento způsob vhodný pro měření času, za který se spotřebuje daný objem paliva a nikoli zjišťování opačné, tj. kolik paliva spotřebujeme za daný čas, což je nejčastější případ při měření spotřeby v jízdách cyklech. Typické připojení k palivovému okruhu vozidla je znázorněno na *obr. 2*.



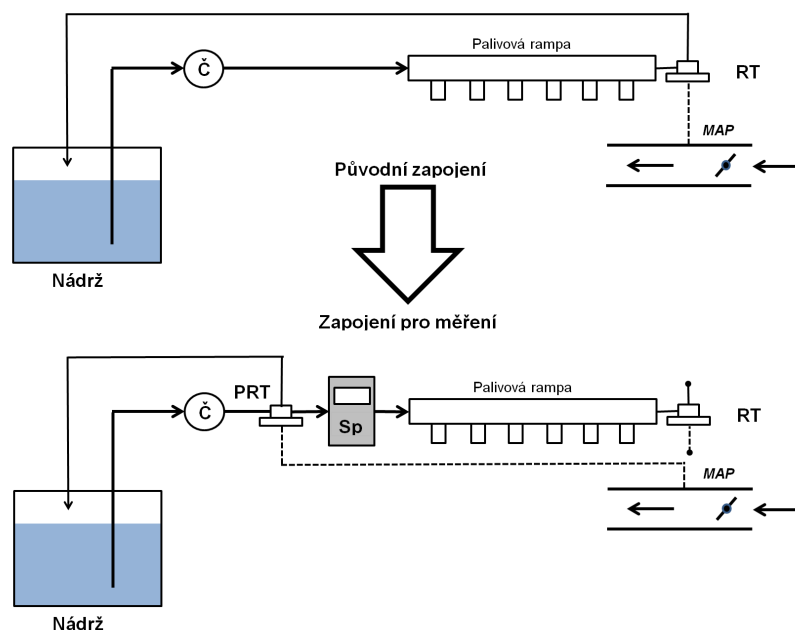
Obr. 2. - Použití odměrného válce a Sepplerových měrek. PČ - pomocné čerpadlo, Č - podávací čerpadlo na motoru

Při měření spotřeby paliva na karburátorových motorech nebo jiných palivových soustavách bez vratky paliva zpět do nádrže se spotřeboměr zapojuje podle schématu na obr. 3. Připojení je přímé, bez dalšího přepojování palivové soustavy. Při vlastním měření je třeba dbát jen na řádné odvzdušnění palivové soustavy a na dostatek paliva v nádrži, aby během měření nedošlo k nasátí vzduchu, což nabývá na významu zejména při silničních zkouškách (odlévání paliva v zatáčkách, kolísání hladiny vlivem akcelerací a brzdění).



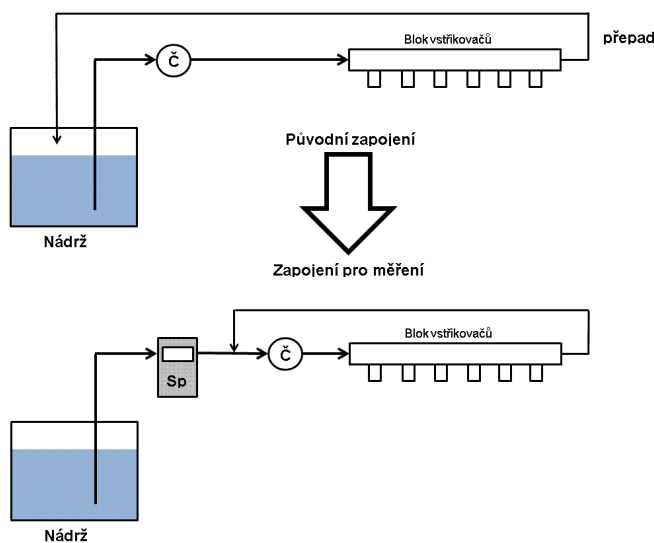
Obr. 3. - Přímé zapojení průtokoměru. Č - podávací čerpadlo na motoru, Sp - spotřeboměr

Při zapojování průtokoměrů do palivových soustav soudobých vozidel se musíme ve většině případů vypořádat s vratkou paliva, resp. s trvalým oběhem paliva mezi nádrží a motorem. Při zapojování spotřeboměru se v praxi aplikuje některé z následujících schémat (viz. PAPOUŠEK M., ŠTĚRBA P., 2007).



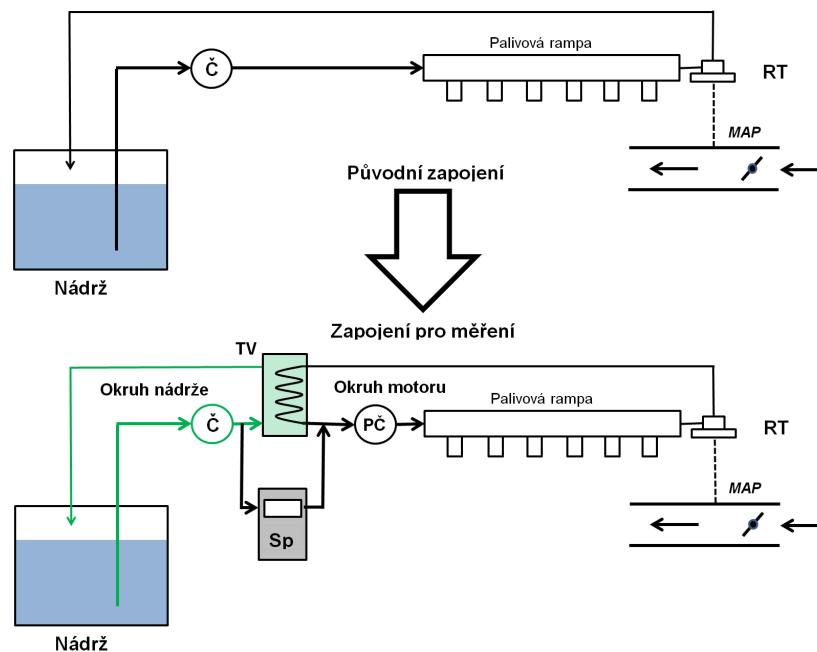
Obr. 4. - Přepojení regulátoru tlaku paliva a vratky před průtokoměrem. Č - palivové čerpadlo, RT - regulátor tlaku paliva, PRT - pomocný regulátor tlaku paliva, Sp - spotřeboměr, MAP - přípojka tlaku v sacím potrubí (Manifold Absolute Pressure).

Prvním používaným zapojením je přepojení vratky paliva před průtokoměrem, viz obr. 4. To je dobře proveditelné např. u motorů, které jsou vybaveny jednobodovým nebo vícebodovým vstřikováním paliva. Podmínkou je provést přepojení co nejbližší k monobloku jednobodového vstřikování nebo před palivovou rampou, čímž se eliminují tlakové změny vzniklé ztrátami prouděním v palivovém potrubí za regulátorem.



Obr. 5. - Zavedení vratky paliva za průtokoměrem před podávací čerpadlo. Č - podávací čerpadlo, Sp - spotřeboměr

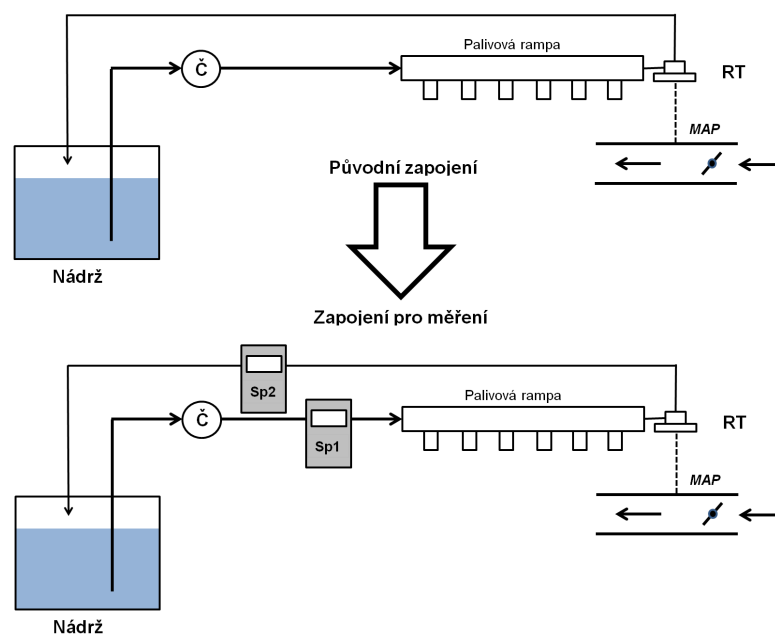
Další možností je přepojit vratku paliva za spotřeboměr, před podávací čerpadlo, viz *obr. 5*. Toto řešení nelze použít u zážehových motorů s regulací tlaku paliva v palivové rampě. S opatrností je možné jej aplikovat u vznětových motorů, avšak v tom případě je nezbytné důsledně zkontrolovat těsnost palivového okruhu, zejména na straně přepadu ze vstřikovačů a čerpadla, který je zejména u starších motorů řešen jako beztlakový a může být příčinou zavzdušňování palivového okruhu. Současně musíme v tomto případě důsledně sledovat teplotu paliva, které se průchodem přes motor ohřívá a může se tak stát zdrojem problémů při měření.



Obr. 6. - Rozdělení palivového okruhu. Č - pomocné čerpadlo, PČ - podávací čerpadlo, TV - tepelný výměník, RT - regulátor tlaku paliva, MAP - přípojka tlaku v sacím potrubí (Manifold Absolute Pressure)

Nejdokonalejší připojení, jenž se také používá nejčastěji, je znázorněno na *obr. 6*. Původní palivový okruh nahradíme dvěma separátními okruhy, mezi kterými měříme objem přepouštěného paliva. První okruh je tvořen tepelným výměníkem, podávacím palivovým čerpadlem a regulátorem tlaku paliva (okruh motoru), druhý palivovou nádrží, pomocným čerpadlem a tepelným výměníkem (okruh nádrže). Tepelný výměník zajišťuje chlazení paliva v motorovém okruhu. Před započítáním měření je nezbytné palivovou soustavu důsledně odvzdušnit.

Další varianty technických řešení, která jsou obsažena v dražších spotřeboměrech, obsahují kompletní tlakové vyrovnání okruhů, pomocná čerpadla, detektor zavzdušnění a odvzdušňovací prvek.



Obr. 7. - Použití dvou spotřeboměrů. Č - podávací čerpadlo, Sp1 - spotřeboměr přímé větve, Sp2 - spotřeboměr vratky, RT - regulátor tlaku paliva, MAP - přípojka tlaku v sacím potrubí (Manifold Absolute Pressure)

Teoreticky by bylo možné použít i instalaci dvou spotřeboměrů, viz obr. 7. Bohužel, realizace takového měření je poměrně problematická, neboť ve vratce paliva je obvykle poměrně nízký tlak a v palivu, ohřátém od motoru, se mohou začít tvořit páry, které měření znehodnotí. Řešením této situace by bylo zavedení protitlaku na vratce, čímž vznik parních bublin eliminujeme, avšak tím zásadně narušíme tlakové poměry v původní palivové soustavě, což může v krajních případech vést k chybné funkci motoru.

Stejně tak je nutné vzít v úvahu skutečnost, že zejména u soudobých vznětových motorů užitkových vozidel probíhá v palivové soustavě masivní cirkulace paliva mezi motorem a nádrží, která je řádově větší ($100 \text{ dm}^3 \cdot \text{h}^{-1}$), než úbytek paliva vzniklý jeho spotřebováním v motoru ($2 \text{ dm}^3 \cdot \text{h}^{-1}$).

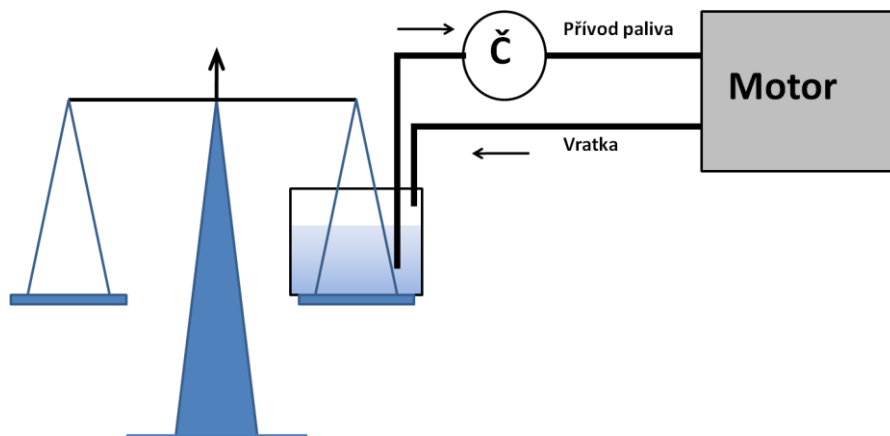
4.1.2 Hmotnostní měření

Při hmotnostním měření se aplikuje jedno ze dvou základních technických zařízení

- klasické váhy

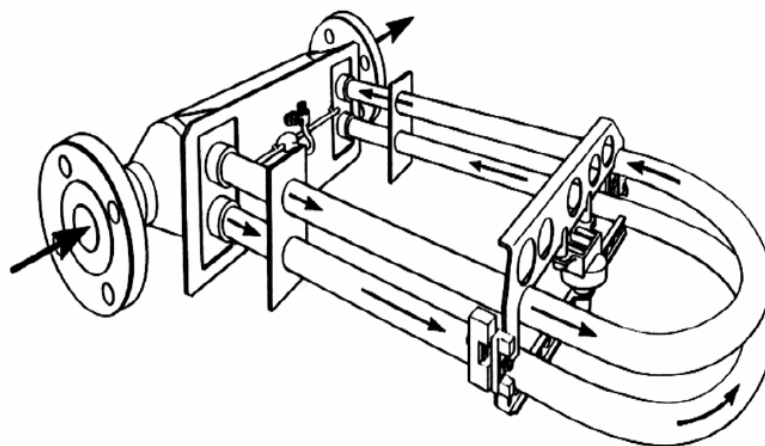
- Coriolisův hmotnostní průtokoměr

Základní princip měření pomocí klasických vah je znázorněn na *obr. 8*, avšak toto konkrétní řešení je opět vhodné spíše pro laboratorní použití a nikoli pro zkoušky prováděné na silnici. V modifikované podobě se používají při měření na motorových brzdách.



Obr. 8. - hmotnostní měření. Č - podávací čerpadlo

Coriolisův hmotnostní průtokoměr (viz *obr. 9*) je dobře použitelný nejen pro laboratorní, ale i pro silniční zkoušky. Využívá principu měření fázového posuvu deformací rozkmitaných U-trubic, kterými proudí měřené médium.



Obr. 9. - Schema vnitřního uspořádání Coriolisova průtokoměru

Při měření s pomocí Coriolisova hmotnostního průtokoměru musíme řešit stejné problémy se zapojením do palivového okruhu, jako u spotřeboměrů objemových. Použití hmotnostního průtokoměru je nicméně jedinou použitelnou cestou, jak měřit

spotřebu u plynových (CNG) vozidel a motorů. Příklad instalace Coriolisova hmotnostního průtokoměru je zobrazen na *obr. 10*.



Obr. 10. - Instalace Coriolisova hmotnostního průtokoměru v CNG autobusu

4.1.3 Uhlíková bilance s využitím emisního měření

Tato metoda se v automobilové praxi používá přibližně od r. 1996 (viz. EHK OSN, 2012). Její zavedení bylo motivováno několika faktory, zejména:

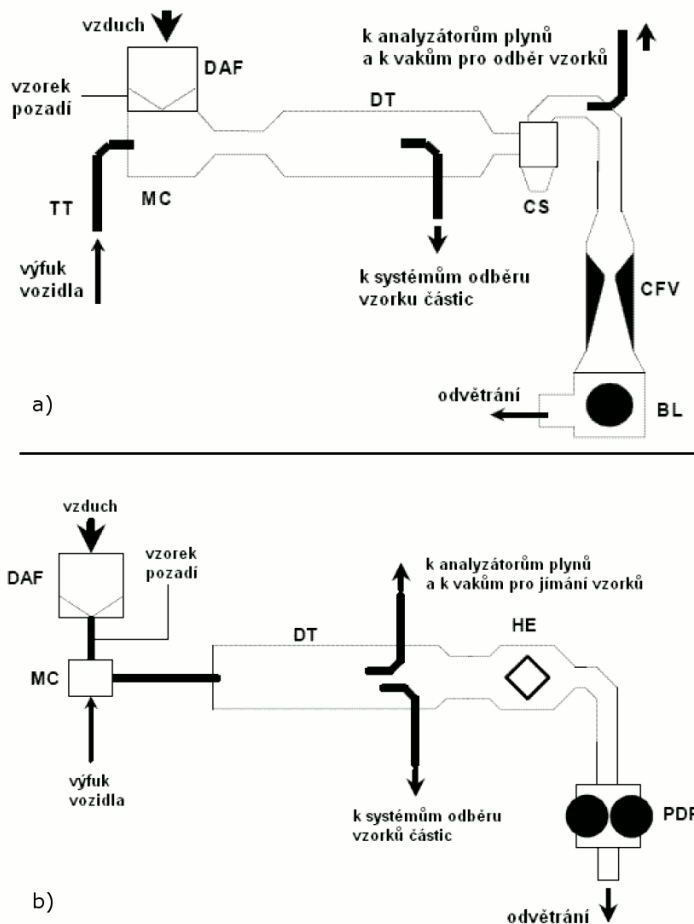
- palivové soustavy jsou často komplikované a instalace spotřeboměru je problematická
- spotřeba paliva se udává při identických jízdních cyklech, jako měření emisí
- spotřeba plyných paliv (LPG, CNG) se měří problematicky
- vyloučení externích vlivů a standardizace měření pro lepší vzájemné srovnání jednotlivých vozidel

Při použití této metody zjišťování spotřeby musíme nejprve změřit fyzicky vyprodukované hmotnostní množství emisí složek CO, CO₂ a HC (viz. EHK OSN, 2010). Pro zjišťování používáme poměrně drahé emisní odběrové zařízení typu CVS nebo CFV a předepsané analyzátoři (NDIR pro CO a CO₂, FID pro HC) (viz. BARTOVSKÝ T., 1994). Základní schema takového zařízení je uvedeno na *obr. 11*.

Zařízení CVS (Constant Volume Sampler) a CFV (Critical Flow Venturi) jsou si velmi podobná, liší se po praktické stránce způsobem odběru výfukových plynů. U zařízení CVS se odběr provádí objemovým čerpadlem a objem zředěných odebraných plynů je

úměrný počtu otáček tohoto čerpadla. V případě systému CFV je mezi výkonný odsávací ventilátor s ředícím zařízením a výfuk motoru zařazena Venturiho tryska, ve které nastane kritické proudění. Množství odebraných zředěných plynů je tak dáno velikostí kritického průtoku a dobou odběru. Systém CFV se používá častěji, neboť je méně náročný na údržbu a poskytuje exaktnější výsledky.

Analyzátory NDIR pracují na principu nedisperzní infračervené absorpce a při analýze CO a CO₂ poskytují exaktní výsledky. Pro analýzu HC by bylo použití NDIR analyzátoru nevhodné, neboť tento analyzátor má různou citlivost v různých částech uhlovodíkového spektra. Mezinárodními předpisy je pro oblast homologace a schvalování předepsán pro tyto účely analyzátor FID s plamenoionizačním detektorem, jenž měří celkové uhlovodíkové spektrum.



Obr. 11. - schema CFV (a) a CVS (b). DAF - filtry ředícího vzduchu, MC - směšovací komora, DT - ředící tunel, HE - tepelný výměník, CS - odstředivý separátor nečistot, CFV - venturiho tryska, BL - odsávací ventilátor, PDP - objemové čerpadlo

Vzhledem k tomu, že takové měřicí zařízení je stacionární, nemůžeme jej použít při silničních zkouškách. Je určeno pro laboratorní zkoušky vozidel na válcových brzdách, viz obr. 12.



Obr. 12. - Vozidlo na válcové brzdě

Máme-li k dispozici změřené množství vyprodukovaných emisí, je možné spotřebu pro nejběžnější paliva vypočítat podle následujících vztahů (1) (viz. EHK OSN, 2012):

Palivo	Výpočtový vztah
Benzín	$FC = \frac{0.1154}{\rho} \cdot (0.866 \cdot HC + 0.429 \cdot CO + 0.273 \cdot CO_2)$
Nafta	$FC = \frac{0.1155}{\rho} \cdot (0.866 \cdot HC + 0.429 \cdot CO + 0.273 \cdot CO_2)$
LPG	$FC = \frac{0.1212}{0.538} \cdot (0.825 \cdot HC + 0.429 \cdot CO + 0.273 \cdot CO_2)$
CNG	$FC = \frac{0.1336}{0.654} \cdot (0.749 \cdot HC + 0.429 \cdot CO + 0.273 \cdot CO_2)$
E5	$FC = \frac{0.118}{\rho} \cdot (0.848 \cdot HC + 0.429 \cdot CO + 0.273 \cdot CO_2)$
E85	$FC = \frac{0.1742}{\rho} \cdot (0.574 \cdot HC + 0.429 \cdot CO + 0.273 \cdot CO_2)$

(1)

Význam veličin:

FC	spotřeba paliva [$\text{dm}^3 \cdot 100\text{km}^{-1}$, pro CNG $\text{m}^3 \cdot 100\text{km}^{-1}$]
CO	hmotnostní produkce oxidu uhelnatého [$\text{g} \cdot \text{km}^{-1}$]
HC	hmotnostní produkce nespálených uhlovodíků [$\text{g} \cdot \text{km}^{-1}$]
CO ₂	hmotnostní produkce oxidu uhličitého [$\text{g} \cdot \text{km}^{-1}$]
ρ	hustota paliva [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]

Není komplikované vztahy upravit pro jiné vstupní a výstupní jednotky (g/kWh, g/test apod.)

4.2 Nepřímé metody zjišťování spotřeby paliva

Vedle přímého měření spotřeby paliva je možné zjišťovat jeho spálené množství též jinými metodami, které jsou však pro svůj charakter použitelná spíše jako podpůrná a orientační. Pro úplnost je v následujících odstavcích uveden přehled nejpoužívanějších z nich.

4.2.1 Využití diagnostického rozhraní resp. palubních sběrnic

Jako velmi pohodlné se jeví využít informací o spotřebě paliva, obsažených v zprávách diagnostického rozhraní motoru nebo ve zprávách palubních sběrnic, v užitkových vozidlech zpravidla CAN-BUS (viz. ŠTĚRBA P., ČUPERA J., 2010). Většina výrobců poskytuje ve svém diagnostickém rozhraní alespoň údaj o okamžitém průtoku paliva do motoru, problémem ovšem může být nedostupná dokumentace k využití tohoto rozhraní. V případě užitkových vozidel, kterými se zabýváme primárně, je situace naopak jednoduchá, neboť jednotliví výrobci dobrovolně dodržují vysokou míru standardizace v této oblasti, používají CAN-BUS dle normy SAE J1939 (viz. SAE INTERNATIONAL, 2010), a ten obvykle obsahuje informace o spotřebě paliva, uvedené v tabulce 1.

Zpráva HRLFC se vyskytuje pouze v některých novějších vozidlech. Zpráva FE skutečně udává spotřebu paliva v počtu kilometrů ujetých na 1 litr paliva. Původ této skutečnosti je v tom, že norma SAE J1939 je původně americká, kde se udává spotřeba paliva právě v tomto formátu.

Tabulka 1 - Přehled zpráv na sběrnici CAN dle J1939, obsahující údaj o spotřebě paliva

Zpráva	Identifikátor	Veličiny	Komentář
FC	FEE9 _h	Celkem spotřebované palivo [l]	nízká rozlišitelnost (0.5 l)
		Spotřebované palivo "trip" [l]	
FE	FEF2 _h	Okamžitý průtok paliva [l.h ⁻¹]	rychlé reakce, dobrá rozlišitelnost
		Okamžitá spotřeba [km.l ⁻¹]	přepočítávané hodnoty podle rychlosti jízdy
		Průměrná spotřeba [km.l ⁻¹]	nejednoznačný měřicí úsek
DD	FEFC _h	Stav plováku v nádrži [%]	nízká rozlišitelnost (0.4 %)
HRLFC	FD09 _h	Celkem spotřebované palivo [l]	Analogie zprávy FC s vyšší rozlišitelností (0.001 l). V současných vozidlech se vyskytuje prozatím pouze sporadicky.
		Spotřebované palivo "trip" [l]	

Před využitím těchto údajů je nutné si uvědomit, jakým způsobem se tyto údaje ve vozidle zjišťují. Nejjednodušší situace je u stavu plováku v nádrži - zde dochází k fyzickému snímání polohy plováku v palivové nádrži a jeho převodu 8-bitovým AD převodníkem na procentuální údaj. V praxi to znamená, že kromě přelévání paliva v nádrži při jízdě, čímž dochází k ovlivňování snímání hladiny, rozdělíme kapacitu nádrže pouze na 250 úrovní, čímž nezjistíme např. u 250 litrové nádrže (obvyklá velikost nádrží autobusů) menší úbytek než 1 litr.

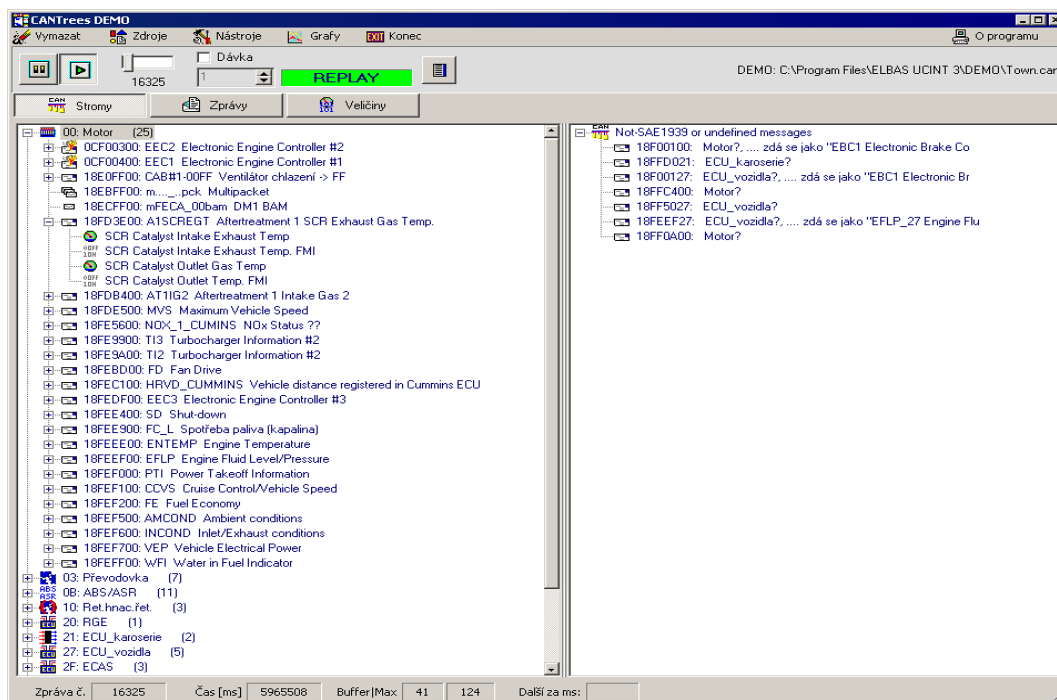
V případě okamžitého průtoku paliva je situace složitější - zde bude záviset na návrhářích systému řízení motoru, jakým způsobem nám tento údaj poskytnou. V zásadě může pocházet ze dvou zdrojů:

- z měření délky vstříku a jejího přepočtu na hodnoty průtoku
- ze standardních tabulkových hodnot, vytvořených v rastru *otáčky x zatížení* při vývoji motoru

Ani jeden ze zdrojů dat však není zcela přesný.

Ostatní údaje jsou již sekundárně vypočítávané z údajů okamžitého průtoku paliva.

Ukázku dostupnosti veličin souvisejících s motorem znázorňuje *obr. 13*.



Obr. 13. - Příklad veličin získávaných ze sběrnice CAN

4.2.2 Měření délky vstřikovacích impulzů

Princip tohoto způsobu zjišťování spotřeby paliva je založený na znalosti průtoku paliva skrze vstřikovač. Tento údaj, resp. charakteristiku můžeme poměrně snadno změřit např. na zkušební stoličce a s jeho znalostí již hodnotu okamžitého průtoku paliva do motoru vypočítat. Na tomto principu byla založena celá řada palubních ukazatelů, montovaných v minulosti do osobních automobilů, jako typického tuzemského představitele můžeme zmínit např. vozidlo Škoda Felicia. Při vyhodnocování bychom si měli uvědomit následující skutečnosti:

- Tam, kde palivo vstřikujeme konstantním diferenčním tlakem (systémy nepřímého vstřikování s regulací tlaku paliva v závislosti na tlaku v sacím potrubí), se bude charakteristika průtoku měnit se změnou teploty paliva, avšak v případě benzínu je tato změna zanedbatelná. Tomu odpovídá i poměrně dobrá přesnost tohoto způsobu zjišťování, kde se údaje od skutečné spotřeby liší maximálně o jednotky procent.
- V případě, že budeme palivo vstřikovat vysokým tlakem (např. vznětové motory se systémem Common-rail), je možné velikost protitlaku zanedbat. Při použití

nafty bychom však měli provádět korekce na teplotu paliva (změna viskozity), jinak budou poskytnuté údaje poměrně nepřesné, resp. vázané na konkrétní teplotu.

- Nejhorší situace nastane při vstřikování poměrně nízkým a výrazně proměnlivým diferenčním tlakem (systémy nepřímého vstřikování benzínu s konstantním tlakem paliva). Zde je nutné dodatečně snímat ještě tlak paliva a tlak v sání motoru nebo alespoň, pokud tyto údaje nebudou k dispozici, polohu škrtící klapky a přepočítanou dobu vstřiku odpovídajícím způsobem korigovat.

4.2.3 Snímání polohy plováku nádrže

Tento způsob není vhodný pro krátkodobé měření spotřeby paliva, spíše pro dlouhodobý monitoring. Pokud budeme přímo snímat např. odpor potenciometrického snímače hladiny, bude tento údaj sice poměrně přesný, avšak pouze za klidu vozidla. Při jízdě bude signál kolísat vlivem pohybu hladiny v nádrži. Rovněž tak nebude snímač objektivně sledovat hladinu v krajních polohách, tj. při plné nádrži (spotřebování obsahu hrdla nádrže a vliv tloušťky plováku, který je v nádrži uzavřen a zcela zaplaven) a při prázdné nádrži (chod plováku obvykle končí několik milimetrů nad dnem nádrže).

4.2.4 Využití stavové rovnice plynu

Při měření spotřeby CNG u plynových motorů se přímo nabízí využít základních fyzikálních principů chování plynů (STŘEDA I., 1993), vyjít ze stavové rovnice plynu (2) a spotřebu stanovit pomocí měření jeho tlaku v zásobníku.

(2)

Význam veličin je následující:

p	absolutní tlak plynu [Pa]
V	objem plynu [m ³]
T	absolutní teplota plynu [K]
R	univerzální plynová konstanta [Pa.m ³ .K ⁻¹]

Pravděpodobně ovšem narazíme na některá úskalí. Prvním z nich bude nutnost zjistit pokles tlaku plynu v zásobníku s dostatečnou přesností. Obvyklý objem jedné baňky CNG nádrže bývá kolem 150 litrů. Při jízdním testu vozidlo obvykle spotřebuje kolem 1

m^3 CNG, z čehož vyplývá předpokládaný tlakový pokles 670 kPa při nominálním tlaku 20 MPa, tj. pokles o 3,3 % počáteční hodnoty. Vezmeme-li v úvahu, že vyžadujeme přesnost měření lepší než 2 % měřené hodnoty, musíme provádět měření tlaků v řádu max. 10 kPa při nominálním tlaku 20 MPa. To vede k nutnosti použití velmi drahých tenzometrických tlakových snímačů.

Druhým úskalím bude kompenzace na teplotu plynu. Změna teploty plynu v zásobníku o pouhý 1°C vede při zmíněném nominálním tlaku 20 MPa za teploty okolí 20°C k změně tlaku o 68 kPa, což je 10 % očekávaného poklesu tlaku díky spotřebě plynu. Při jízdě přitom může docházet jak k ochlazování nádrže díky proudění okolního vzduchu tak k jejímu oteplování vlivem působení slunce či vlivem ohřívání interiéru vozidla.

Třetím úskalím se stane skutečnost, že díky odběru plynu z nádrže v ní bude probíhat polytropická změna, není totiž reálné zajistit ani její teplotní stabilizaci, ani tepelnou izolaci.

4.3 Druhy měření a vyhodnocení spotřeby paliva

4.3.1 Okamžitá spotřeba

Okamžitá spotřeba paliva je hodnota průtoku paliva do motoru, který získáme v daný časový okamžik. Jedná se o přímý náměr měřícího přístroje, udává se obvykle v $\text{dm}^3\cdot\text{h}^{-1}$, resp. $\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}$.

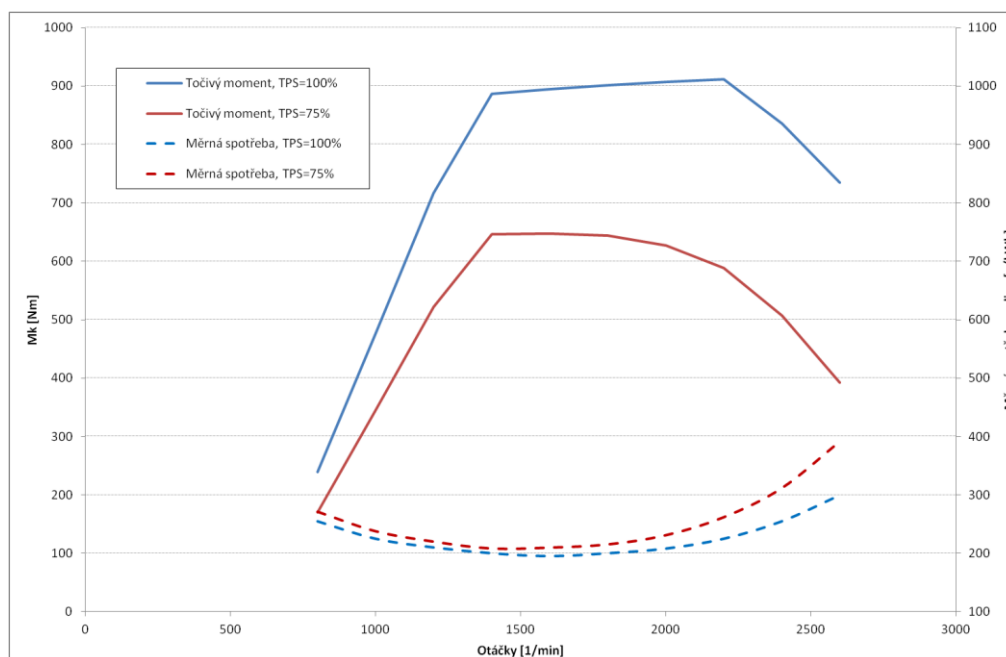
4.3.2 Průměrná spotřeba

Průměrnou spotřebu paliva vyhodnocujeme vždy za určitý úsek, ať již časový nebo vzdálenostní. Hodnotu můžeme získat buďto průběžnou integrací okamžité spotřeby, známe-li její průběh nebo změřením úbytku paliva v zásobníku známého objemu za již zmíněný časový úsek.

4.3.3 Měrná spotřeba

Měrná spotřeba paliva je vypočítávaná veličina, která vyjadřuje účinnost využití energie obsažené v palivu ve vztahu ke zvolené základně. Nejčastěji se setkáme s hodnotami měrné spotřeby paliva spalovacího motoru, zjišťované na motorové brzdě (EHK OSN, 1998), v tomto případě vyjádřené v $\text{g}\cdot\text{kWh}^{-1}$. Zde můžeme konstatovat, že čím bude tato hodnota nižší, tím motor pracuje účinněji.

Pokud vytvoříme graf měrné spotřeby paliva spalovacího motoru v závislosti na jeho zatížení (např. různé polohy škrtící klapky), bude měrná spotřeba paliva s klesajícím zatížením stoupat, viz *obr. 14*. Je to logické, neboť s klesajícím zatížením stoupá relativní podíl ztrát motoru. Při volnoběhu bude měrná spotřeba nekonečná - odebíraný výkon z klikové hřídele je nulový a veškeré palivo se spotřebuje na překonávání pasívních ztrát motoru.

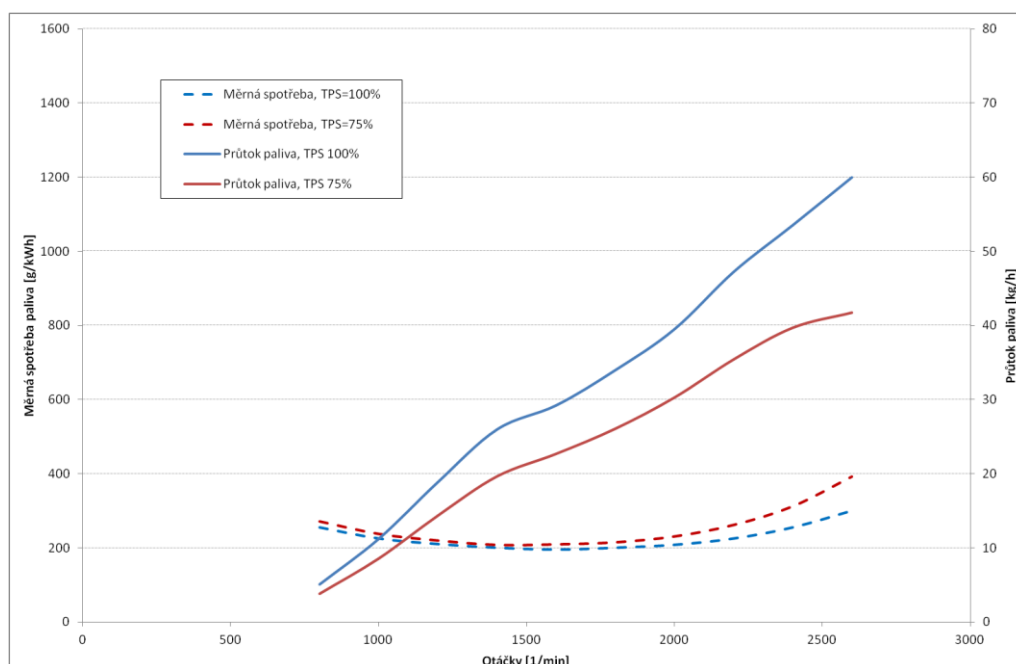


Obr. 14. - Měrná spotřeba paliva spalovacího motoru pro různá zatížení (100% a 75% polohu pedálu akcelerace).

Méně často se setkáme s vyjádřením měrné spotřeby paliva v $\text{dm}^3 \cdot \text{tkm}^{-1}$ (litry na přepravené tunokilometry nákladu). Tento údaj vyhodnocují pro celá vozidla obvykle automobiloví dopravci a v některých státech (např. Itálie, normy CUNA (CUNA NC-003-01, 1970, CUNA NC-503-01, 1976, CUNA NC-503-02, 1976)) je její udávání pro výrobce užitkových vozidel povinné. Její velikost udává náklady na přepravu zboží či cestujících.

Při operování s údaji měrné spotřeby si musíme stále uvědomovat, že se jedná o hodnoty měrné, které neříkají nic o skutečně spotřebovaném množství paliva. Laická veřejnost se někdy mylně domnívá, že vozidlo vybavené motorem s nízkou měrnou spotřebou paliva bude mít i nižší provozní spotřebu. To však nelze paušalizovat, neboť tento údaj se získává při plném zatížení motoru a údaje měrné spotřeby pro částečná zatížení se obvykle nepublikují. Velkoobjemové a výkonné motory mívají obvykle měrnou spotřebu paliva velmi nízkou, avšak při využívání jejich výkonového potenciálu

spálí paliva daleko více než motor o nižším výkonu, byť bude mít měrnou spotřebu vyšší. Ukázka srovnání měrné a absolutní spotřeby paliva pro různá zatížení motoru je připojena na *obr. 15*.



Obr. 15. - Graf srovnání měrné a absolutní spotřeby paliva jednoho motoru pro různá zatížení (100% a 75% polohu pedálu akcelerace)

4.4 Měření spotřeby paliva v předepsaných režimech a jízdních cyklech

Měření spotřeby paliva celých vozidel (tj. nikoli samostatných motorů) je standardizováno řadou mezinárodních, ale i místních norem a předpisů. Následující přehled si neklade za cíl být vyčerpávajícím seznamem, ukazuje pouze nejčastěji aplikované metody měření.

4.4.1 Měření podle ČSN 30 0510

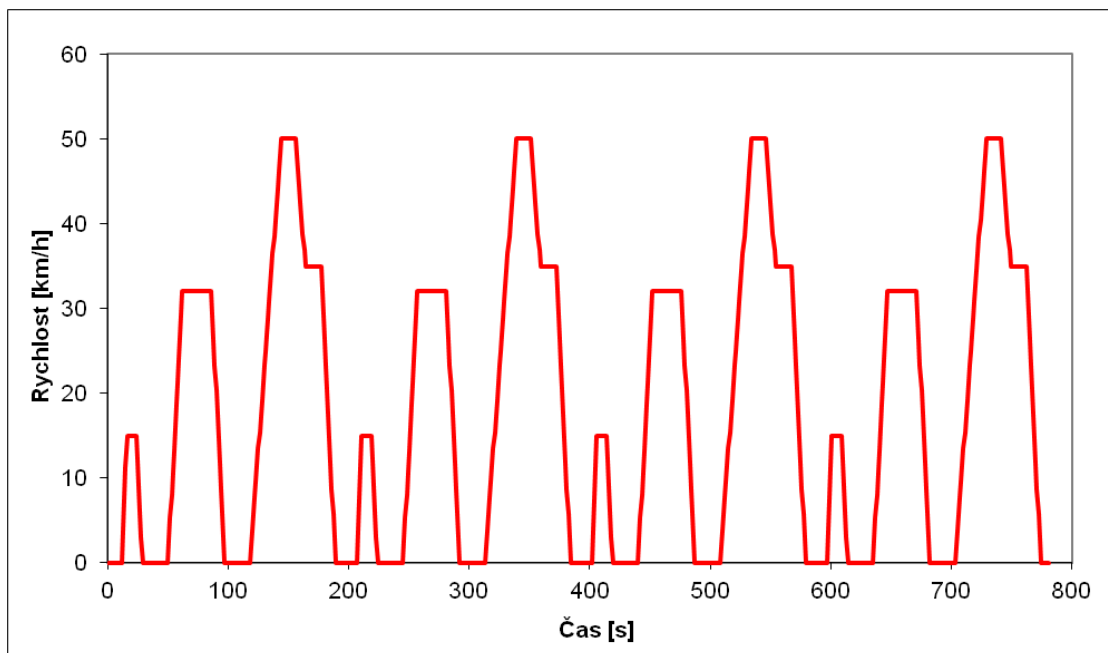
Zjišťování spotřeby paliva podle normy ČSN 30 0510 (viz. UNMZ, 1960) se aplikovalo v bývalém Československu přibližně do poloviny 80 let. Výsledkem bylo stanovení tzv. Základní spotřeby paliva. Norma se již dnes nepoužívá, byla věcně nahrazena mezinárodně platnými požadavky. Principy tohoto měření si můžeme shrnout do následujících bodů:

- měření probíhalo na rovné silnici v úseku 1 letmého kilometru
- vozidlo se pohybovalo ustálenou rychlostí ve výši 2/3 maximální rychlosti vozidla, nejvýše však 110 km.h⁻¹
- vozidlo bylo naloženo na 50 % užitečného zatížení
- zjišťovalo se objemové množství proteklého paliva do motoru, zpravidla spotřeboměrem nebo jiným vhodným měřidlem
- výsledná hodnota se vynásobila koeficientem 1.1 (zhoršení výsledků o 10 %), což mělo za úkol kompenzovat rozptyl následné seriové výroby vozidla, neboť měření se zpravidla prováděla na prototypch

4.4.2 Měření dle EHK 15, resp. EHK 84

Předpisy EHK vydává Evropská Hospodářská Komise se sídlem v Ženevě a soubor těchto předpisů obsahuje i jednotné požadavky na měření spotřeby paliva pro osobní automobily. Nejstarším z těchto předpisů je EHK č. 15, který byl později nahrazen EHK č. 84 (viz. EHK OSN, 1995) a používal se až do roku 1996, kdy byl zrušen. Základní principy měření si můžeme opět shrnout do následujících bodů:

- spotřeba se zjišťuje ve třech základních režimech - 90 km.h⁻¹, 120 km.h⁻¹ a v simulaci městského provozu, viz *obr. 16*.
- režimy 90 a 120 km.h⁻¹ se mohou zkoušet na silnici nebo na válcové brzdě s reprodukcí jízdních odporů vozidla
- režim simulace městského provozu se zkouší výhradně na válcové brzdě
- vozidlo bylo naloženo na 50 % užitečného zatížení, nejméně však 180 kg
- spotřebované palivo se měří spotřeboměrem nebo jiným vhodným průtokoměrem či zařízením
- hodnoty spotřeby paliva, naměřené na silnici, se krom jiného korigují podle aktuálních atmosférických podmínek



Obr. 16. - jízdní profil simulace městského provozu

4.4.3 Spotřeba paliva ve tvaru 1/3 Euromix

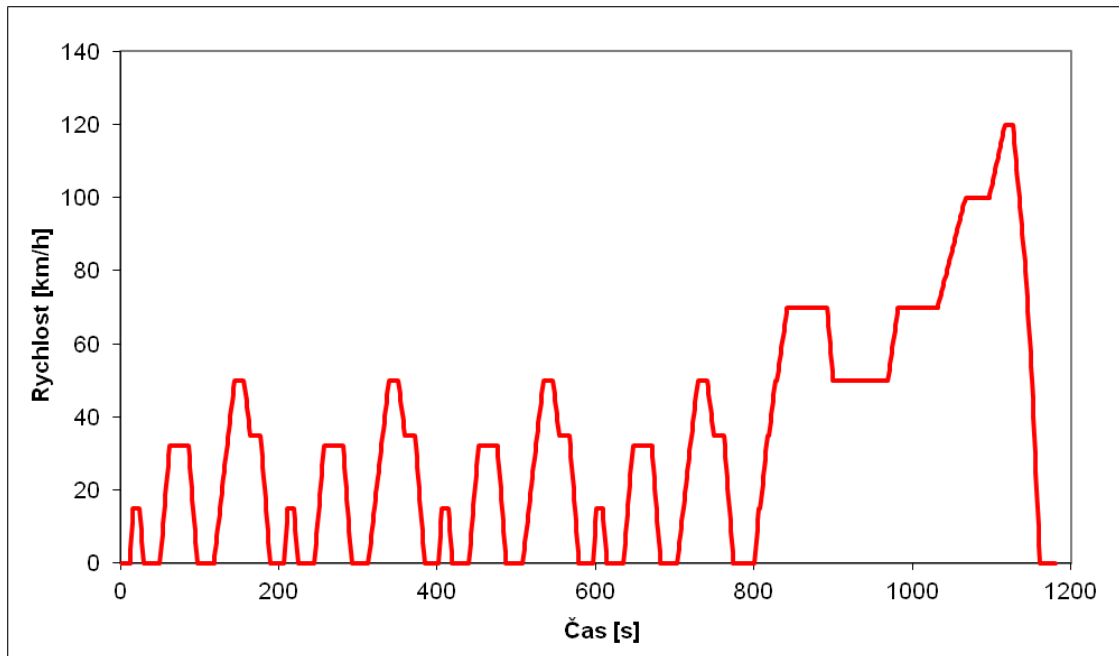
S udáváním spotřeby paliva jako hodnoty "1/3 Euromix" jsme se mohli v minulosti setkat zejména v Německé odborné literatuře. Tento údaj však nebyl nic jiného, než aritmetický průměr ze spotřeb ve třech režimech, zjištěných podle EHK 84.

4.4.4 Měření dle EHK 101 a odpovídajících směrnic ES

Od roku 1996 byl mezinárodní předpisovou základnou stanoven nový přístup ke zjišťování spotřeby paliva osobních a malých nákladních automobilů. Původní předpis EHK 84 byl zrušen a nahrazen novými požadavky, specifikovanými v předpisu č. 101 (viz. EHK OSN, 2012). Vedle tohoto předpisu existuje jeho ekvivalent ve směrnici Evropské unie č. 93/116 (viz. EURLEX L329, 1993) v platném znění. Charakter měření je možné shrnout v následujících bodech:

- spotřeba se zjišťuje ve dvou základních režimech - městském cyklu, mimoměstském cyklu (viz obr. 17) a v kombinovaném provozu, který představuje vážený průměr z obou předchozích hodnot
- žádný průtok paliva do motoru se fyzicky neměří - spotřeba paliva se vypočítá pomocí tzv. uhlíkové bilance z hodnot vyprodukovaných emisí

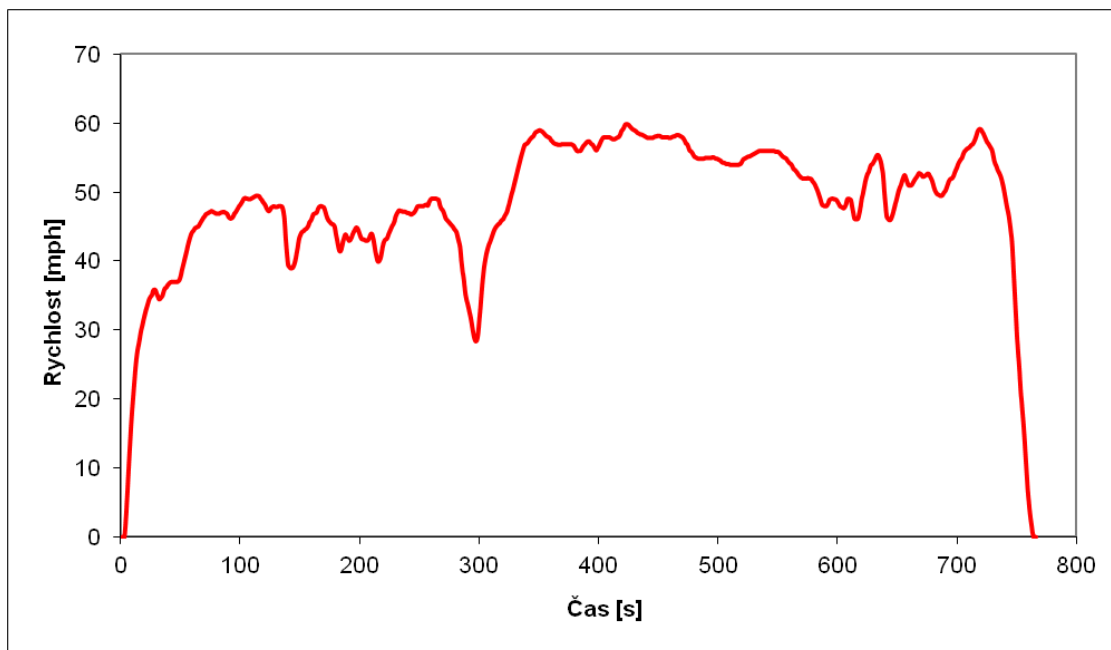
- měření se odehrává výhradně v laboratoři na válcové brzdě
- vozidlo je zaříděno do tzv. váhové kategorie podle své pohotovostní hmotnosti zvýšené o 100 kg



Obr. 17. - městský a mimoměstský cyklus

4.4.5 Spotřeba HFE

Spotřebu paliva, označovanou jako HFE (Highway Fuel Economy, *obr. 18*) můžeme nalézt nejčastěji v technických údajích vozidel určených pro USA. Hodnoty se zjišťují obdobně, jako u současných Evropských předpisů, tj. v laboratoři a výpočtem z emisí škodlivin. Pouze jízdní cyklus je odlišný.



Obr. 19. - Jízdní cyklus HFE

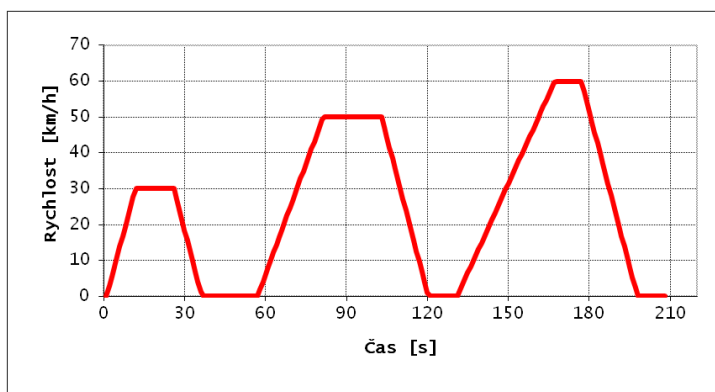
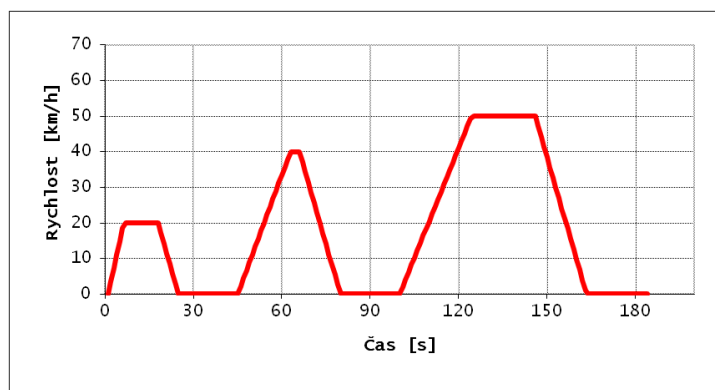
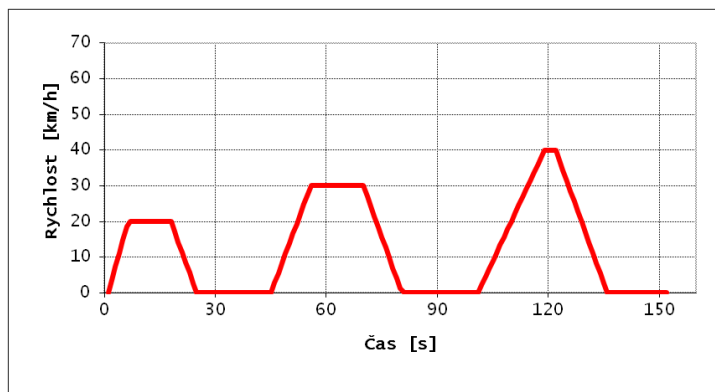
4.4.6 Jízdní cykly SORT

Měření spotřeby paliva v jízdních cyklech SORT (*Standardized On Road Tests*) se provádí pouze pro autobusy. Nejedná se přímo o předpis, ale o metodiku měření, publikovanou UITP (*Mezinárodní asociace pro veřejnou dopravu*), která slouží pro porovnání provozních nákladů vozidel hromadné dopravy, zejména pro účely různých výběrových řízení (viz. UITP, 2009).

Metodika rozlišuje 3 druhy cyklů:

- těžký (pomalý) městský,
- standardní městský,
- příměstský.

Jízdní profily jednotlivých testů jsou uvedeny na připojeném obrázku 19.



Obr. 19. - jízdní cykly SORT 1(nahoře) SORT2(uprostřed) a SORT3(dole)

Při zkoušce se vozidlo nachází v zahřátém provozním stavu a je naloženo umělou zátěží o hmotnosti

$$m = 116 \cdot (L - 1.2) \cdot W \quad (3)$$

kde jednotlivé veličiny představují:

L délka autobusu [m]

W šířka autobusu [m]

m hmotnost zátěže [kg]

116 měrné zatížení podlahy [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-2}$]

Standardní autobusy tedy budou naloženy zátěží (tabulka 2):

Tabulka 2 - Zatížení vozidel v testech SORT

Druh autobusu	Obvyklé rozměry	Zátěž (po zaokrouhlení)
Standardní dvounápravový	12 x 2.55 m	3200 kg
Třinápravový	15 x 2.55 m	4100 kg
Kloubový	18 x 2.55 m	5000 kg

Tuto zátěž je možné za stanovených podmínek snížit o mimořádnou výbavu autobusu, kterou metodika vyjmenovává, tj. např. hmotnost klimatizace, dvojitého zasklení, buňky řidiče, apod. Jízdní test vozidlo absolvuje na zkušební přímé dráze. Měří se v obou směrech, za platné výsledky se považují ty, jejichž rozptyl není větší než 2 %. V případě, že je vozidlo vybaveno klimatizací, je tato vypnuta a současně je možné sejmut klínové řemeny, pohánějící její kompresor.

4.4.7 Jízdní testy CUNA

Měření podle požadavků CUNA (Commissione Tecnica di Unificazione nell'Autoveicolo) se provádějí pouze při dodávkách autobusů pro Italské dopravce. Existují 3 základní normy CUNA, podle kterých se udává spotřeba autobusů:

- **NC 503-01** - simulovaný městský provoz (viz. CUNA NC-503-01, 1976). Vozidlo plně akceleruje a následně pokračuje ustálenou rychlostí do další zastávky tak, aby při brzdění se zpomalením $2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ ujelo celkovou dráhu 300 m průměrnou rychlostí $22 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$. Je tedy zřejmé, že profil jízdního testu je nutné sestavit vždy pro konkrétní vozidlo podle jeho dynamických parametrů
- **NC 503-02** - výpočet specifické spotřeby ve vztahu k zatížení vozidla a výkonu motoru z hodnot simulovaného městského provozu (viz. CUNA NC-503-02, 1976).
- **NC 003-01** - spotřeba při ustálené rychlosti jízdy. Vozidlo se pohybuje zkušební rychlostí ve výši 2/3 maximální rychlosti vozidla, nejvýše však $100 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ a na letném úseku změříme spotřebu paliva (viz. CUNA NC-003-01, 1970).

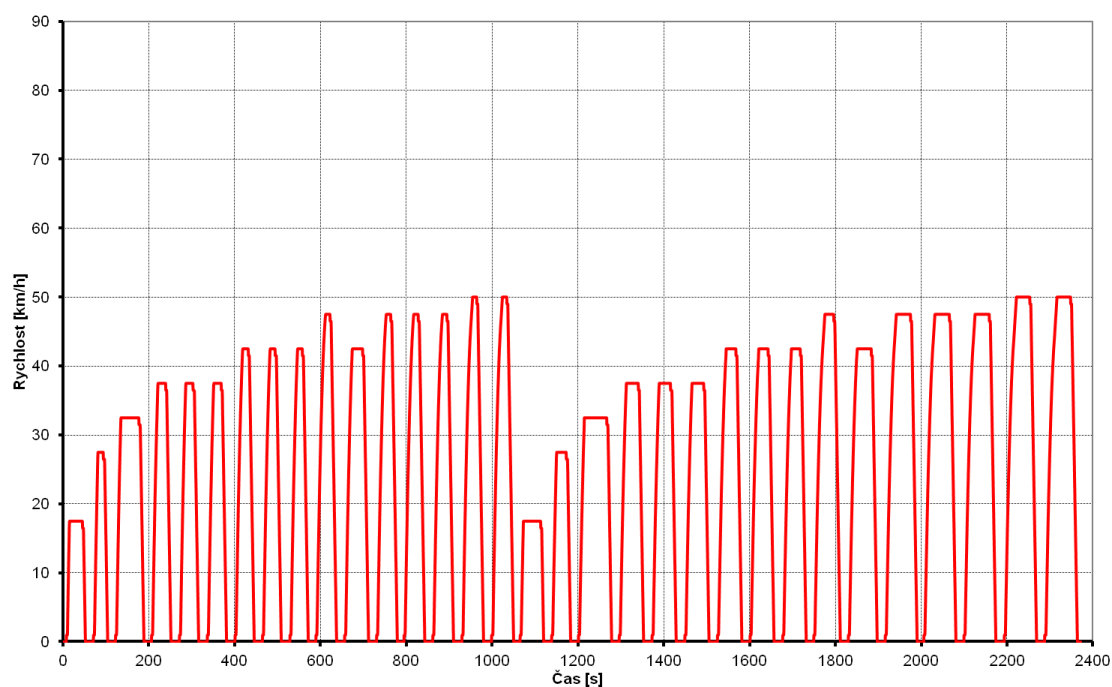
Při měření je vozidlo naloženo umělou zátěží na hodnotu maximální přípustné hmotnosti.

4.4.8 Jízdní testy podle TUV Maďarsko

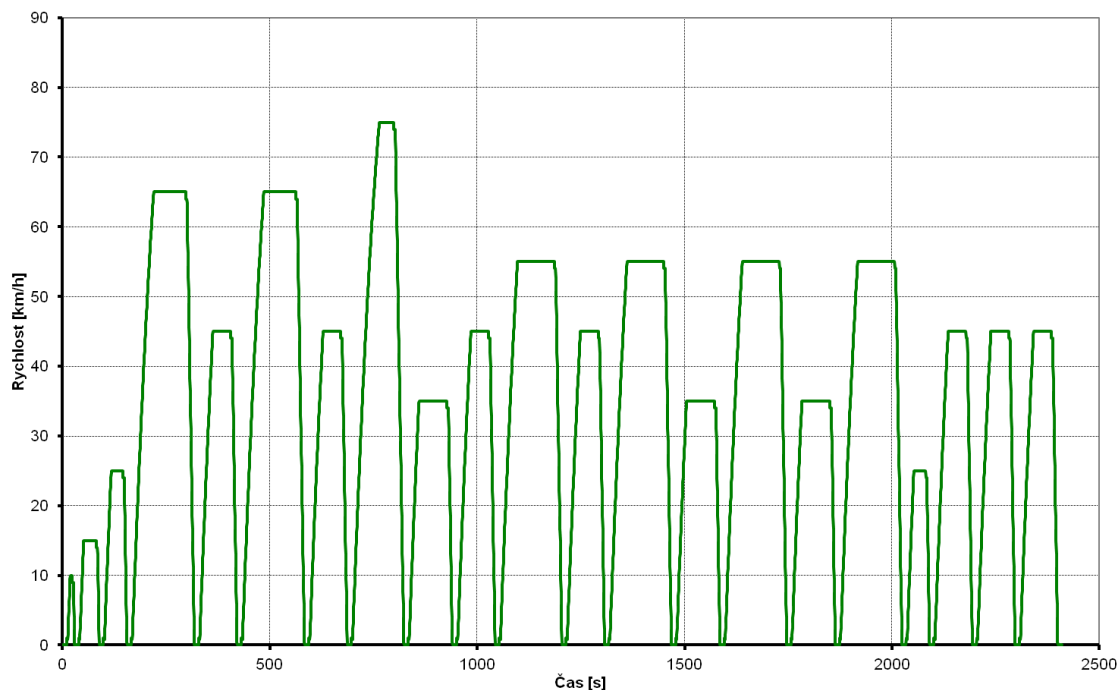
V Maďarsku jsou používány pro porovnávání spotřeby autobusů specifické jízdní testy (viz. LTI BUDAPEST, 2005). Pro ilustraci si uveďme jejich rychlostní profil a základní parametry (tabulka 3):

Tabulka 3 - Maďarské jízdní testy

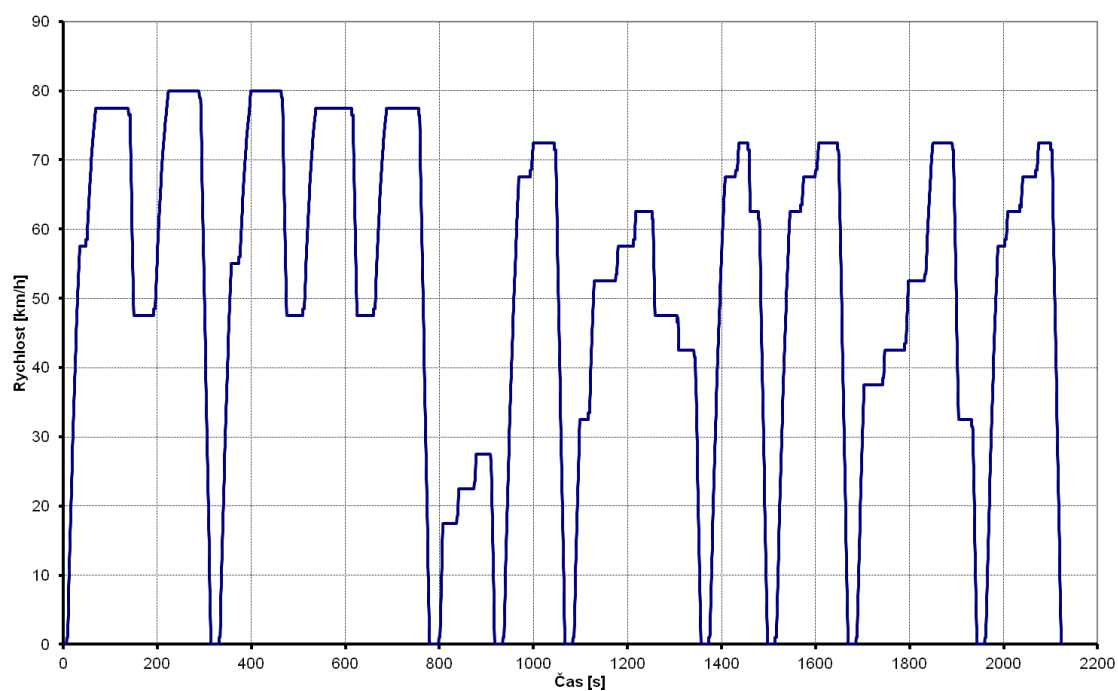
Druh autobusu	Doba jízdy [s]	Délka cyklu [km]	Naložení [kg]	Počet "zastávek"	Schema
Městský	2371	14.808	3100	32	obr. 20
Městský kloubový	2371	14.808	3750	32	
Meziměstský	2408	22.867	3100	21	obr. 21
Meziměstský kloubový	2408	22.867	3750	21	
Dálkový	2123	29.759	2250	9	obr. 22



Obr. 20. - Městský jízdní cyklus (Maďarsko)



Obr. 21. - Meziměstský jízdní cyklus (Maďarsko)



Obr. 22. - Jízdní cyklus dálkových autobusů (Maďarsko)

Na tomto místě je nutné poznamenat, že realizace těchto testů je poněkud obtížnější, neboť jejich délka je značná a nalezení vhodných podmínek (přímý úsek silnice bez stoupání, klesání a dopravních omezení) je v podmínkách střední Evropy problematické.

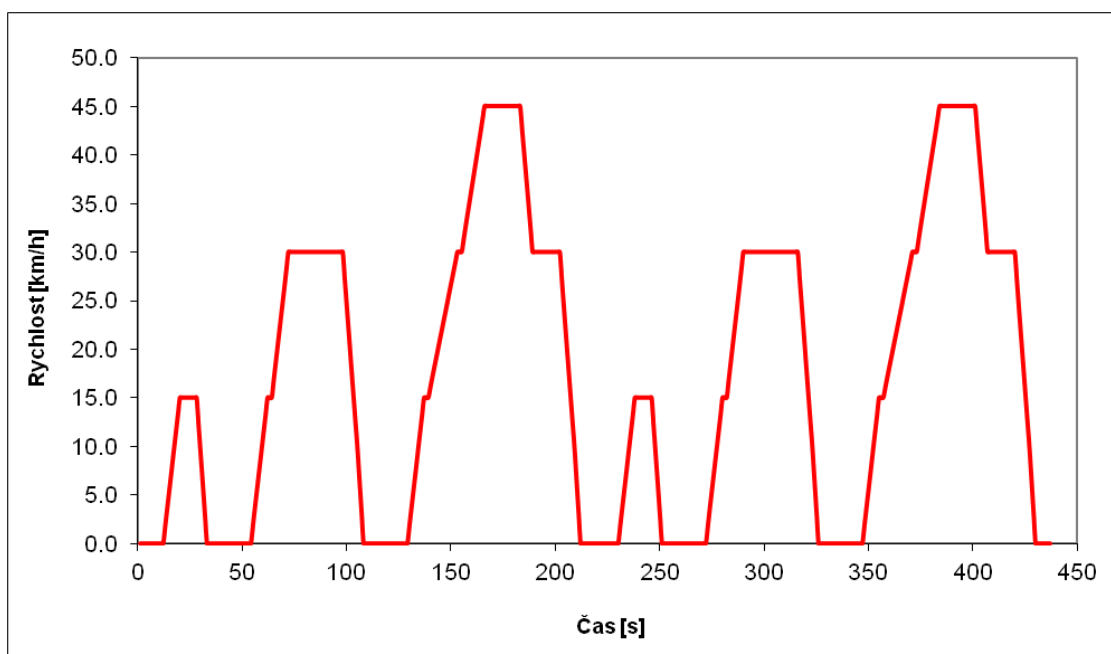
4.4.9 Jízdní cykly podle Polských norem

V Polsku se při stanovení spotřeby užitkových vozidel používá test podle Polské normy PN-84/S04003 (viz. PKNMJ PN-84 S-04003, 1984). Pro oblast měření autobusů se od jejich používání přibližně před 5 lety upustilo a byly nahrazeny měřeními podle metodiky SORT, pro nákladní automobily se používá dodnes.

Měření je velmi podobné předpisu EHK 84 a sestává z měření ustálených rychlostí a simulovaného městského cyklu. Vozidlo se měří ve dvou stavech naložení:

- Pohotovostní hmotnost + 180 kg
- Maximální přípustná hmotnost

Jízdní profil simulovaného městského cyklu je znázorněn v připojeném *obrázku 23*.

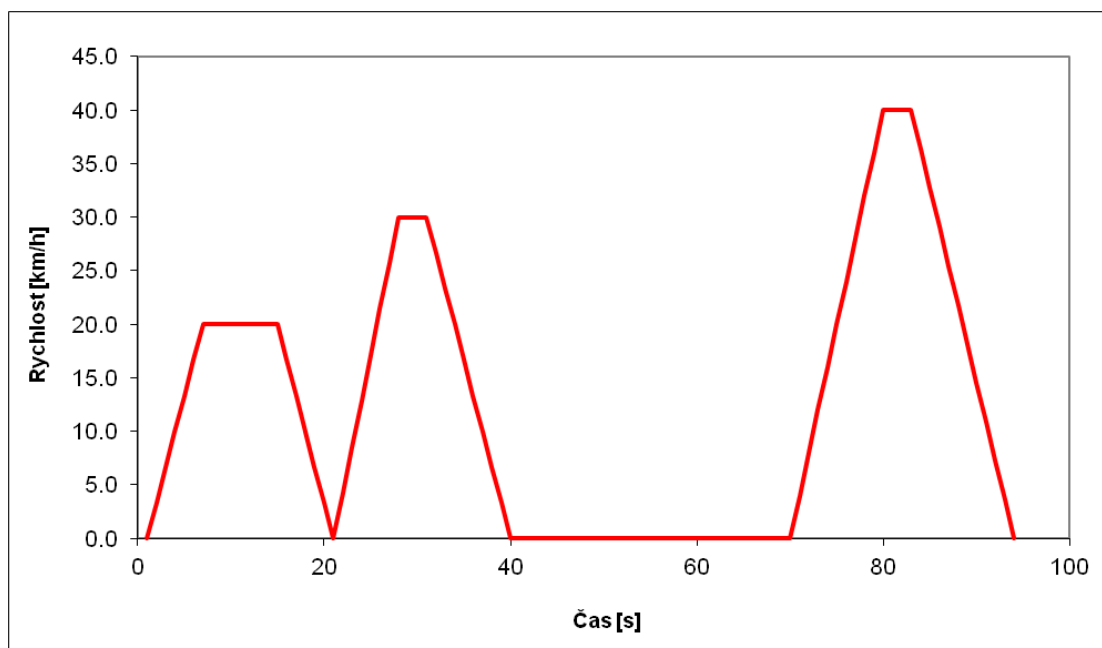


Obr. 23. - Jízdní profil testu dle PLN

4.4.10 Mnichovský jízdní cyklus

V Německu požadují některé dopravní podniky při vypisování výběrových řízení na dodávku autobusů měření spotřeby paliva v tzv. Mnichovském jízdním cyklu. V současné době se tato metodika používá jen ojediněle, byla nahrazena převážně měřeními podle SORT.

Rychlostní profil testu je opět uveden na připojeném *obrázku 24*. Vozidlo je při měření naloženo na hodnotu maximální přípustné hmotnosti.



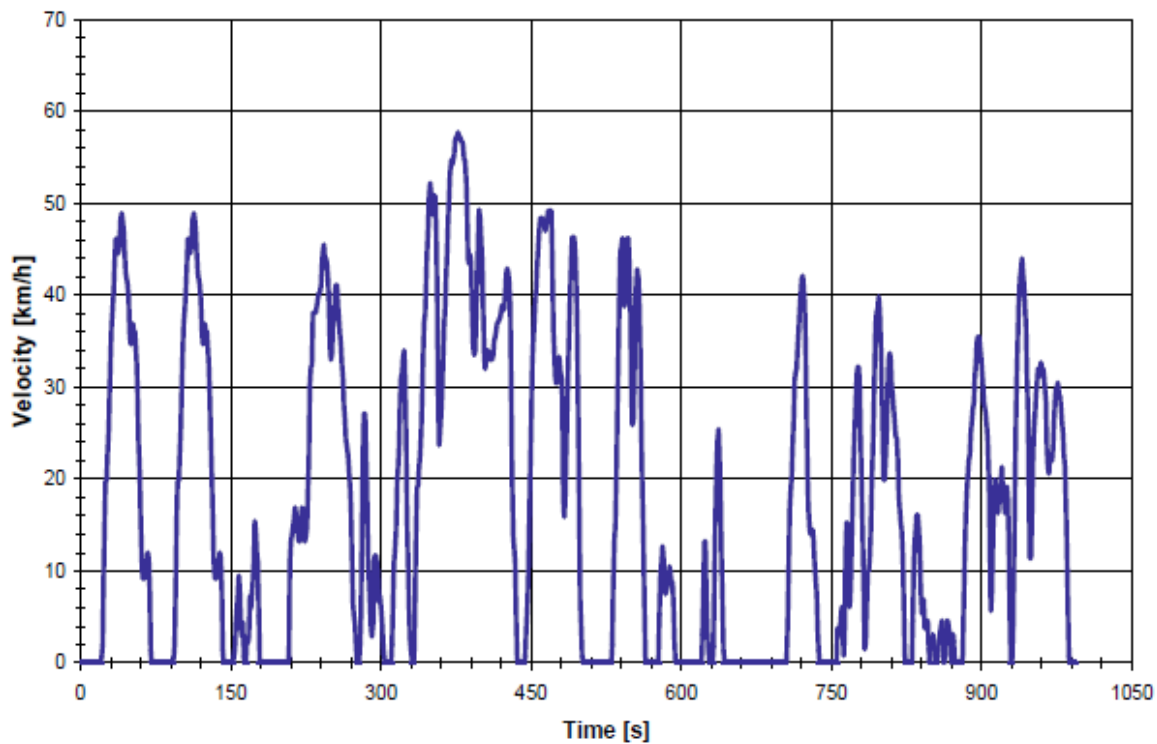
Obr. 24. - Jízdní profil Mnichovského testu

4.4.11 Jízdní testy ARTEMIS

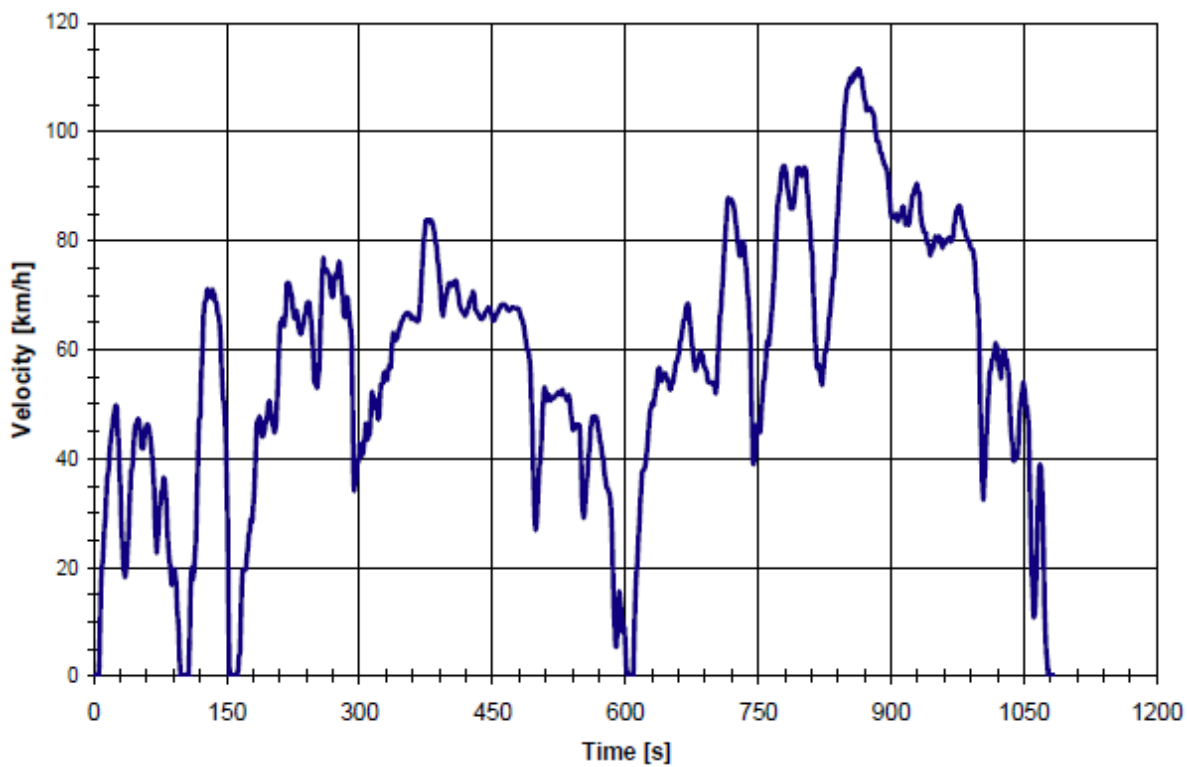
Na akademické půdě se přibližně od r. 2007 diskutuje možnost používání tzv. testů Artemis (viz. SCHMIDT H., 2007), jejichž aplikace byla navrhována jako budoucí náhrada současných testů EHK/ES. Původ těchto testů je ve Švédsku, kde se používají k národní klasifikaci vozidel a k tvorbě modelů znečištění vlivem silniční dopravy. Existují 3 jízdní cykly, podle charakteru jejich provozu:

- simulace městského provozu, trvání 993 sekund, ujetá dráha 4.5 km (Obr. 25)
- simulace meziměstského provozu, trvání 1082 sekund, ujetá dráha 14.7 km (Obr. 26)
- simulace dálničního provozu, trvání 1068 sekund, ujetá dráha 24.6 km (Obr. 27)

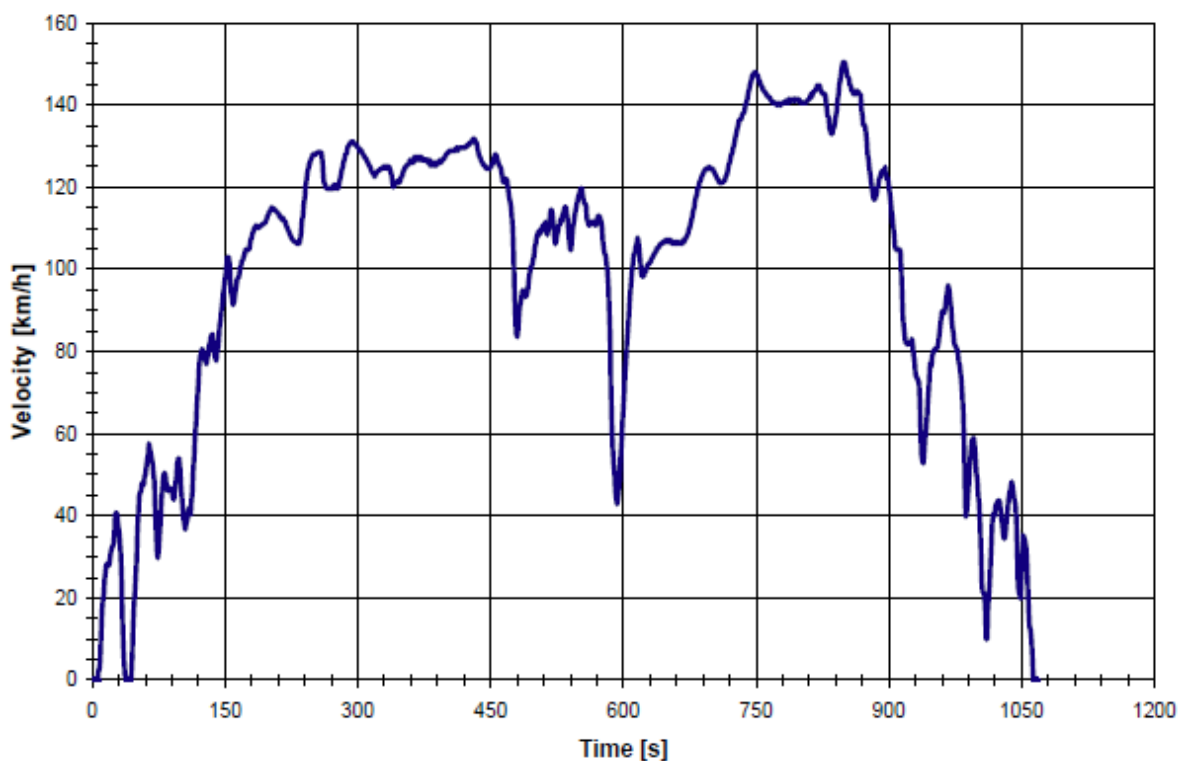
Způsob měření spotřeby paliva a další podmínky jsou stejné, jako u testů prováděných podle směrnic ES, tj. změří se emise škodlivin vč. CO₂ a spotřeba se následně vypočítává metodou uhlíkové bilance.



Obr. 25. - Jízdní profil testů Artemis CADC Urban



Obr. 26. - Jízdní profil testů Artemis CADC Road



Obr. 27. - Jízdní profil testů Artemis CADC Motorway

4.5 Korekce naměřených hodnot

Naměřené hodnoty spotřeby paliva je nezbytné dále korigovat v závislosti na metodě, kterou jsme pro vlastní měření použili. V některých případech i samotný předpis přímo stanovuje, jakým způsobem bude korekce aplikována.

4.5.1 Korekce na teplotu paliva

Při každém objemovém měření je nezbytné provést korekci průtoku na standardní podmínky podle aktuální teploty paliva v místě měření. Standardní podmínky určuje předpis, podle kterého měření provádíme, např. EHK 84, UITP atd. a obvykle se jimi rozumí teplota paliva 20°C. Tuto korekci provedeme dle vztahu (4)

$$FC_{corr} = FC \cdot \left(-\alpha(T_{paliva} - 20) \right) \quad (4)$$

Význam veličin je následující:

FC_{corr} korigovaná hodnota spotřebovaného paliva [dm^3]

FC naměřená hodnota spotřebovaného paliva [dm^3]

α součinitel objemové roztažnosti paliva, pro běžná paliva $\alpha=0.001$ [K^{-1}],
 T_{paliva} teplota paliva v místě měření [$^{\circ}C$]

Při měření na vozidlech v provozu, která nemají vratku paliva, se teploty paliva blíží teplotě okolí. U vozidel, která vratku paliva mají a pro účely měření se u nich přepojují okruhy pomocí vhodného zařízení s tepelným výměníkem, budou teploty paliva záviset na množství zbylého paliva v nádrži, které používáme ke chlazení. Obvykle se pohybují v rozmezí 30-40 $^{\circ}C$.

V této souvislosti musím podotknout, že konstrukce většiny spalovacích motorů nepočítá s tím, že by teplota paliva na vstupu do palivového systému překročila 60 $^{\circ}C$. Tuto teplotu můžeme považovat za hraniční i z toho důvodu, že při této teplotě se již začínají uvolňovat z paliva lehčí frakce a palivový systém se může vznikem bublin zavzdušnit.

4.5.2 Korekce na atmosférické podmínky

Korekce na okolní atmosférické podmínky explicitně stanovuje předpis EHK 84, (viz. EHK OSN, 1995) nicméně pro zajištění srovnatelnosti můžeme tyto korekce aplikovat i pro jiná měření, prováděná na zkušebních drahách.

Korekce se aplikuje ve tvaru

$$FC_{\text{corr}} = FC \cdot \left[\frac{O_{\text{val}}}{O_{\text{celk}}} \left(+0.0036 \cdot (T - 20) \right) \right] \cdot \frac{O_{\text{aero}}}{O_{\text{celk}}} \cdot \frac{\rho_{\text{vo}}}{\rho_{\text{v}}} \quad (5)$$

kde význam jednotlivých veličin je následující:

FC změřená spotřeba paliva [$dm^3 \cdot 100km^{-1}$]

T teplota okolí [$^{\circ}C$]

ρ_{v} hustota vzduchu při měření [$kg \cdot m^{-3}$]

ρ_{vo} hustota vzduchu za standardních atmosférických podmínek [$kg \cdot m^{-3}$]

O_{val} hodnota valivého odporu vozidla [N]

O_{aero} hodnota aerodynamického odporu vozidla [N]

O_{celk} hodnota celkových odporů vozidla [N]

Poměry $O_{val}:O_{celk}$ a $O_{aero}:O_{celk}$ určují poměr valivého odporu resp. aerodynamického odporu vůči celkovým odporům, vozidla. Pro zjednodušení přitom uvažujeme, že

$$O_{celk} = O_{val} + O_{aero} \quad (6)$$

Poměry podílu valivých a aerodynamických odporů na celkovém odporu vozidla můžeme stanovit jiným vhodným měřením (např. dojezdovou zkouškou) nebo aplikovat smluvní tabulkové hodnoty, které nalezneme např. v předpisu EHK 84. Pro osobní automobil hmotnosti 1500 kg nabývají následující velikosti (tabulka 4):

Tabulka 4 - Podíly jednotlivých složek jízdního odporu na rychlosti jízdy

rychlost jízdy [km.h ⁻¹]	podíl valivého odporu	podíl aerodynamického odporu
0	100%	0%
20	91%	9%
30	86%	14%
40	78%	22%
50	70%	30%
90	47%	53%
120	38%	62%

4.5.3 Kontrola nulového stavu

Po zapojení spotřeboměru do palivového okruhu musíme ověřit, zda při vypnutém motoru ukazuje nulovou spotřebu. Může dojít k situaci, že nulovou spotřebu (nulový průtok) ukazovat nebude, tato situace může být zapříčiněna různými faktory, např.:

- **elektrickým rušením** - zejména v případě analogového (napětového) výstupu ze spotřeboměru se na signál mohou superponovat různá rušení, která se projeví nenulovou spotřebou paliva. Při reálném průtoku paliva se však neprojeví, neboť rušící složka, která se na signál superponuje, má střídavý charakter a často tak stačí aplikovat vhodný filtr nebo měřit dostatečně dlouhou dobu abychom ji eliminovali. Při stání motoru však vyhodnocovacím zařízením obvykle

zaregistrujeme pouze kladné části zvlnění a tak podlehneme dojmu falešného průtoku paliva

- **nestabilním elektrickým obvodem spotřeboměru na signálovém výstupu** - projeví se oscilací hodnot analogového výstupu mezi nulou a jednou konkrétní hodnotou signálového napětí, žádné jiné úrovně signálu se nevyskytují. Tyto projevy podobně jako v předchozím případě zanedbáváme.
- **teplotními změnami v palivovém systému** - pokud budeme kontrolovat nulovou spotřebu na bezprostředně zastaveném horkém motoru, budeme určitou dobu měřit skutečný průtok paliva směrem do motoru, resp. do palivové soustavy motoru způsobený tepelnou roztažností (smršťováním) paliva v okruhu motoru. Díky zastavené cirkulaci zároveň mohou vznikat ve vratce paliva bubliny palivových par, které nám také mohou vyvolat zdání průtoku, resp. ovlivňovat spotřeboměr. Provedeme-li si časový záznam tohoto jevu, bude se nicméně v průběhu doby průtok paliva asymptoticky snižovat směrem k nule.
- **netěsností palivového systému** - případnou netěsnost palivového systému je nutné nalézt a odstranit. Projevuje se často podobně jako nestabilní signálový výstup, nicméně v případě, kdy celý palivový okruh při stojícím motoru přetlakujeme a průtok paliva se zvýší, je to praktický důkaz existujícího úniku. Velmi zrádné jsou mikroskopické netěsnosti na straně sání paliva, způsobující přísávání vzduchu. Chování spotřeboměru je potom nevyzpytatelné a můžeme zaregistrovat i spotřeby v řádech litrů na hodinu, byť se nezakládají na realitě

4.6 Energetická náročnost vozidla

Pod pojmem energetické náročnosti budeme rozumět souhrn energie, kterou musíme vynaložit na autonomní provoz vozidla. Přísun této energie potom zabezpečujeme ve formě paliva, případně elektrické energie u elektromobilů.

Energetickou náročnost provozu vozidla můžeme rozdělit do několika skupin, podle jejich charakteru:

- jízdní odpory vozidla
 - valivý odpor
 - aerodynamický odpor

- provozní odpor (geometrie jízdní stopy apod., typickým příkladem může být jízda kloubového autobusu, který má hnanou zadní nápravu a jehož trajektorie pohybu není ani v přímém směru čistá přímka)
- režijní odpory
 - pohon pomocných zařízení - externí
 - osvětlení
 - informační systémy
 - klimatizace
 - servořízení
 - kompresory vzduchotechniky
 - přídatný ventilátor chlazení
 - pohon pomocných zařízení - interní
 - čerpadlo chlazení
 - mazání
 - elektrovýzbroj
- provozní odpory
 - charakter provozu
 - profil tratě

V sekci provozních odporů není záměrně uveden vliv naložení vozidla. Ten se projeví změnou okamžité hmotnosti vozidla, která má bezprostřední vliv na jeho jízdní odpory.

V následujících kapitolách si rozebereme některé stěžejní skupiny.

4.7 Jízdní odpory vozidla

Do této skupiny můžeme zařadit valivý odpor vozidla, aerodynamický odpor a další provozní odpory, např. zvýšení jízdního odporu vlivem nesymetrické jízdní stopy či ztráty převodového ústrojí. Tyto ztráty můžeme sice posuzovat samostatně, ale obvykle je zjišťujeme souhrnně pomocí tzv. doběhové zkoušky.

4.7.1 Analýza doběhovou zkouškou

Pomocí doběhové zkoušky zjistíme celkové jízdní odpory vozidla. Rozdělení na jednotlivé členy lze provést pouze rámcově po následné aproximaci naměřených hodnot.

Z hlediska vlastního provádění nepředstavuje doběhová zkouška nikterak komplikované měření. Vozidlo se rozjede na rychlost cca o 10 km.h⁻¹ vyšší než je rychlost, do které se bude provádět analýza, vyřadí se do neutrálu a vzorkuje se průběh rychlosti až do úplného zastavení. Abychom obdrželi reálné výsledky, musíme dbát zejména na následující skutečnosti:

- dráha, na které budeme provádět měření, musí být rovná, ideální je použít tzv. dynamometrickou dráhu, která se však v České Republice nachází pouze jedna (polygon Škoda-Auto). Běžná letiště jsou pro tyto účely nevhodná, neboť na obvyklé délce dojezdu kolem 2 km mají převýšení kolem 2-3 metrů, což znehodnocuje celé měření.
- dráha musí být přímá, neboť korekce směru jízdy vnášejí do měření parazitní ztráty
- vítr je přípustný pouze ve směru jízdy a to v hodnotě do max. 1 m.s⁻¹. Silnější vítr nebo vítr vanoucí z bočního směru měření znehodnotí.
- měření můžeme provádět pouze za určitého rozsahu teplot (5-30°C) a výsledky měření musíme korigovat na aktuální atmosférické podmínky.
- vozidlo musí být ohřáté na provozní teplotu, musí být ustálena teplota převodových ústrojí a teplota pneumatik
- měření provedeme vždy ve směru tam a zpět, výsledné hodnoty jsou průměrem z obou směrů
- celé měření (tam a zpět) opakujeme nejlépe alespoň 5x

Vlastní jízdní odpor potom určíme s aplikací II. Newtonova zákona takto:

$$\begin{aligned} F_o &= m \cdot a \\ F_o &= (m_v + m_r) \cdot a \\ F_o &= (m_v + m_r) \cdot \frac{\partial v}{\partial t} \end{aligned} \quad (7)$$

resp. pro vyjádření ztrátového (absorbovaného) výkonu

$$P_a(v) = F_o \cdot v$$

$$P_a(v) = (m_v + m_r) \cdot \frac{\partial v}{\partial t} \cdot v \quad (8)$$

Vzhledem k tomu, že hodnoty rychlosti obvykle vzorkujeme diskrétně v ekvidistantním časovém intervalu, můžeme vztahy upravit do diferencních tvarů

$$F_o = (m_v + m_r) \cdot \frac{v_{t+\Delta t} - v_{t-\Delta t}}{2 \cdot \Delta t}$$

$$P_a = (m_v + m_r) \cdot \frac{v_{t+\Delta t} - v_{t-\Delta t}}{2 \cdot \Delta t} \cdot v_t \quad (9)$$

Význam jednotlivých veličin je následující:

m_v	hmotnost vozidla při zkoušce [kg]
m_r	velikost ekvivalentních rotačních hmot [kg]
v	rychlost vozidla [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]
t	čas [s]
a	zrychlení [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]
F_o	celkový jízdní odpor [N]
P_a	absorbovaný výkon [W]

Velikost rotačních hmot je možné zvlášť změřit například s pomocí válcové brzdy. U osobních automobilů se u hnací nápravy pohybuje ve výši kolem 15 kg na poháněné kolo a 10 kg na vlečené kolo.

4.7.2 Měření v aerodynamickém tunelu

V aerodynamickém tunelu je vozidlo umístěno na speciálních plošinách, snímajících jak podélné tak i vertikální síly. Snadno tak zjistíme reakci vozidla na proudění okolního vzduchu. Vlastní aerodynamický odpor vozidla potom můžeme vyjádřit ve tvaru

$$F_{aero} = \frac{1}{2} c_x \cdot A \cdot \rho \cdot v^2 \quad (10)$$

kde význam jednotlivých členů je:

c_x	součinitel odporu vzduchu, zohledňující tvar vozidla [-]
A	čelní plocha [m ²]
v	rychlost obtékání [m.s ⁻¹]
ρ	hustota vzduchu [kg.m ⁻³]
F_{aero}	hodnota odporu vzduchu [N]

Ačkoli vlastní měření v aerodynamickém tunelu není předmětem této práce, uvedme si nejzásadnější fakta, které musíme vzít při reálném experimentu v úvahu:

- aerodynamický tunel musí být odpovídající velikosti a výkonu, aby proudění kolem vozidla nebylo negativně ovlivněno vlastním tunelem a množství vzduchu dodávaného ventilátorem bylo dostatečné pro požadovaný rozsah rychlostí
- vozidlo v tunelu obvykle stojí, zatímco v provozu je v pohybu, tj. točí se kola či je v činnosti hnací agregát a jeho chlazení, které ohřívá okolní vzduch
- tunely, ve kterých se vozidlo může "pohybovat" (např. po válcích) nejsou zcela obvyklé a rotující válce mohou být zdrojem dalších vnášených vlivů
- pokud budeme měřit na modelu vozidla, musíme vzít v úvahu různá zjednodušení jeho tvarů či vliv tvaru na tlakové poměry (vyrovnávání tlaků spárami a průduchy, výdechy apod.)
- budeme-li měřit na modelu zmenšeného vozidla, musíme měření realizovat a zpracovat jeho výsledky s ohledem na podobnostní kritéria aplikovaná při proudění a přenosech tepla a hmoty
- uvedený vztah nebude obecně platit, pokud se bude měnit například čelní plocha vozidla (vliv nadlehčování/přítlaku, klopného momentu od hnacího ústrojí při přenosu výkonu atd.) a součinitel odporu vzduchu. Obvykle potom budeme uvažovat, že součinitel odporu vzduchu není konstantní, nýbrž proměnný v závislosti na rychlosti obtékání (rychlosti jízdy)

4.7.3 Měření při protáčení vozidla na válcích

Při protáčení vozidla na válcové brzdě můžeme zjistit dvě stěžejní veličiny:

- celkové ztráty přenosového ústrojí, tj. součet odporu valení pneumatik (vč. parazitních ztrát vlivem nastavení geometrie podvozku), ztrát v ložiskách, brzdách, hnacích hřídelích a převodovém ústrojí
- velikost rotačních hmot, resp. moment setrvačnosti hnacího ústrojí

Zjednodušeně řečeno, je možné určit celkové ztráty vozidla s výjimkou ztrát aerodynamických.

K měření je nutné mít k dispozici válcovou brzdu jednoválcového typu (dvouválcové modely by vnášely do měření další parazitní ztráty), která je vybavena odpovídajícími regulacemi a snímáním trakčních sil, zejména potom udržování zvolené rychlosti jízdy, udržování nastaveného konstantního zrychlení a snímání trakčních sil na každé nápravě (každém kole) zvlášť.

4.8 Vliv pohonu pomocných zařízení

Pomocných zařízení existuje ve vozidlech celé spektrum, záleží, o jaký druh vozidla se jedná. Pravděpodobně největší zastoupení nejrůznějších pomocných zařízení nalezneme v autobusech, byť v ostatních druzích vozidel se pochopitelně vyskytují také.

Pomocná zařízení můžeme rozdělit do dvou hlavních skupin

- zbytná - vozidlo lze ovládat i bez jejich činnosti, slouží pouze pro komfort posádky (cestujících), např. klimatizace
- nezbytná - bez jejich činnosti nelze vozidlo za normálních okolností ovládat, resp. vozidlo nebude splňovat podmínky provozu na pozemních komunikacích, např. vzduchový kompresor

Při měření vlivu na spotřebu paliva, resp. měření energetické náročnosti je nutné vzít v úvahu proveditelnost měření a rozlišovací schopnost měřicí techniky. Proto např. drobné elektrické odběry budeme monitorovat elektrickým měřením a nebudeme je, až na výjimky, dále konfrontovat se spotřebou paliva, neboť rozptýl údajů měření spotřeby je obvykle vyšší, než nárůst resp. pokles vyvolaný běžnými elektrickými spotřebiči standardních výkonů. Vliv na spotřebu budeme fyzicky měřit teprve pro větší odběry.

Při měření bilance elektrobuse SOR EBN 10.5 byly v Dopravním podniku Ostrava naměřeny elektrické odběry, uvedené v následující tabulce 5 (viz. HRUDIČKA P., JUŘICA M., 2010):

Tabulka 5 - přehled elektrických odběrů autobusu SOR EBN 10.5

SOR EBN 10.5, měření na hlavním měniči	
Spotřebič	Velikost odběru (A)
Zapnutý klíček	30 (vozidlo) / 10 (sít' 24V)
Obrysová + tlumená světla	7.4
Obrysová + dálková světla	12.8
Osvětlení prostoru pro cestující	10.4
Ventilace prostoru řidiče	2.5
Ventilace prostoru pro cestující	6.4
Vyhřívání zrcátek	3.5
Vyhřívání skla předních dveří	8.3

4.9 Vlivy provozu vozidla

4.9.1 Vliv zatížení vozidla

Vliv zatížení vozidla se bude odvíjet od poměru změny naložení k jeho provozní hmotnosti, resp. určitému referenčnímu stavu. To se projeví jak při akceleracích, kdy budeme muset vynaložit vyšší výkon motoru pro dosažení stejného zrychlení tak i při ustálených režimech jízdy, ve kterých dojde k variaci jízdních odporů v závislosti na okamžité hmotnosti vozidla. Vedle této primární veličiny bude spotřeba paliva ovlivněna mimo jiné např. způsobem řazení převodovky.

Vliv naložení vozidla můžeme nejlépe sledovat například při měření na válcové brzdě, kde můžeme u zkoumaného vozidla velmi přesně simulovat jeho okamžitou hmotnost v poměrně širokém rozmezí při nezměněných ostatních podmínkách zkoušky. Při silničních zkouškách je výhodnější využít statistického sledování řady zkoušek vozidel, neboť se jen málokdy podaří zajistit shodné podmínky pro provedení ucelené série měření.

4.9.2 Vliv použité převodovky

V autobusech se v současné době používají 3 základní druhy převodovek:

- automatická převodovka s hydrodynamickým měničem a planetovými soukolími
- robotizovaná mechanická převodovka, kde řazení obstarávají pomocné servomechanismy
- mechanická převodovka, řazená ručně

Nejčastěji se, zejména z provozních důvodů, setkáme s klasickou automatickou převodovkou. Mechanické převodovky se používají pouze okrajově u meziměstských a dálkových autobusů, kde však bývají v poslední době nahrazovány převodovkami robotizovanými.

Okrajově a zcela ojediněle se v autobusech vyskytuje též hybridní převodovka, konkrétně Allison EV50, což je automatická převodovka se dvěma planetovými soukolími, u kterých jsou v závislosti na režimu jízdy korunová kola brzděna nebo poháněna elektrickými motorgenerátory.

4.9.3 Vliv řazení (spektra činnosti motoru)

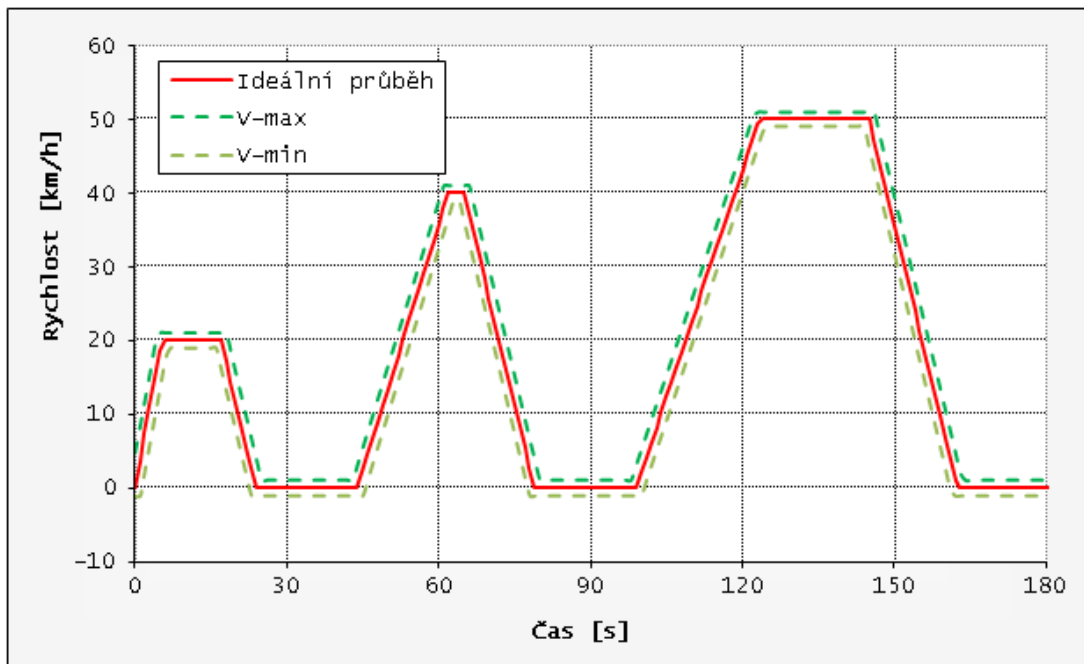
Spektrum činnosti motoru bude záviset buďto na jízdním stylu řidiče, v případě mechanických převodovek nebo na druhu převodovky a jejím řadicím programu u převodovek automatických, resp. robotizovaných.

4.10 Způsob jízdy vozidla v jízdním testu a jeho hodnocení

Při jízdních testech bude výsledek měření bezprostředně ovlivňovat míra dodržování předepsaného jízdního profilu. Tento jízdní profil je stanoven průběhem rychlosti jízdy vozidla v závislosti na čase.

4.10.1 Standardní vedení vozidla po trati

Za standardních okolností sleduje řidič rychlostní průběh jízdního cyklu a pomocí pedálu akceleratoru a brzdy, případně řazením převodových stupňů u mechanických převodovek, se snaží co nejplynulejším způsobem udržet rychlost vozidla v zadaných mezích, viz příklad na *obr. 28*.



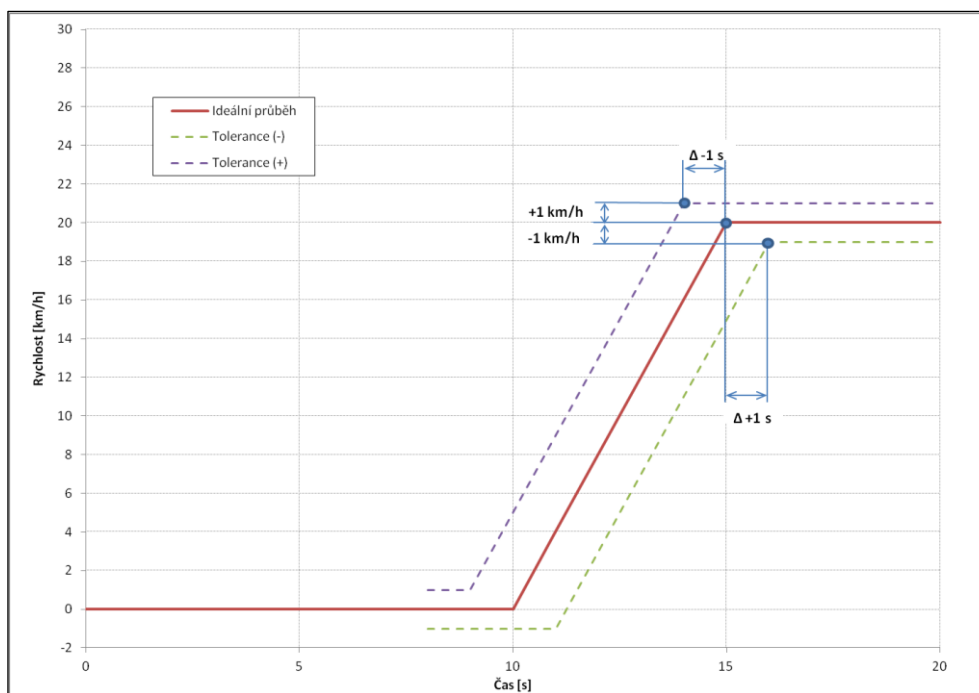
Obr. 28. - rychlostní profil s tolerančními mezemi.

Stanovení tolerančních mezí obvykle stanovuje předpis, podle kterého se provádí zkouška (např. EHK OSN, 2010). Nejsou-li tyto meze exaktně stanoveny, použije se tolerance $\pm 1 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ pro rychlost a ± 1 sekunda pro čas. Způsob stanovení tolerančního pásma je znázorněn na obr. 29.

4.10.2 Robotické vedení vozidla po trati

Při robotizovaném vedení vozidla po trati plní řidič pouze pomocnou a kontrolní úlohu, případně řídí pouze směr jízdy vozidla, vlastní regulaci jízdní dynamiky provádí autopilot. Ten může být realizován dvěma základními způsoby:

- pomocí fyzického ovládání pedálů akceleračního a brzdového s pomocí servopohonů
- prostřednictvím vozidlových sběrnic (obvykle CAN)



Obr. 29 – Způsob stanovení tolerance jízdního profilu

Vozidla, u kterých probíhá vzájemná komunikace elektronických systémů v souladu s normou SAE J1939 (viz. SAE INTERNATIONAL, 2010), mají obvykle implementováno řízení klíčových komponent prostřednictvím této sběrnice. K těmto účelům jsou vyhrazeny následující zprávy:

- TSC
- TC
- XBR

Pokud vozidlo dokáže interpretovat všechny tyto zprávy, můžeme jej řídit prakticky v plném rozsahu, pouze s výjimkou směru jízdy. Jak se však zmíním v dalším textu, ne všechna vozidla mají řízení komponent implementováno v plném rozsahu.

Zprávy TSC

Zprávy TSC (z angl. *Torque and Speed Control*) slouží k dálkovému ovládní motoru a retardérů, viz. tabulka 6. Toto řízení může být v principu buďto tzv. limitní, tj. cílové zařízení, kterému je obsah zprávy určen, nepřekročí limitní hodnoty (otáček, točivého momentu), stanovené touto zprávou nebo cílené, tj. příslušné zařízení se bude snažit udržet stanovené parametry.

Zpráva má tuto strukturu:

Tabulka 6 - Struktura TSC zpráv

Byte	Bit	Hodnota	Význam
1	1-2	00	Řízení vypnuto
		01	Regulace otáček
		10	Regulace točivého (motor) nebo brzdného (retardér) momentu
		11	Limitace otáček a momentu
	3-4	00	Druh regulace - přechodové stavy
		01	Druh regulace - ustálené stavy, nezatížený motor
		10	Druh regulace - ustálené stavy, zatížený motor, jízda vozidla
		11	Druh regulace - ustálené stavy, zatížený motor, pohon pomocných zařízení
	5-6	00	Nejvyšší priorita
		01	Vysoká priorita
		10	Základní priorita
		11	Nízká priorita
2-3	1-16	0.125/bit	Zadání požadovaných otáček motoru
4	1-8	-125..+125	% točivého (kladné hodnoty) nebo brzdného (záporné hodnoty) momentu
5-7			jemnější nastavení regulací, obvykle však není ve vozidlech implementováno
8	1-4	0-15	cyklický inkrementální čítač zpráv
	5-8	0-15	CRC

Zprávy TSC jsou ve vozidlech použity vždy, neboť se standardně využívají pro účely ABS, ASR nebo okamžiky řazení automatických převodovek. V případě ASR vysílá brzdová soustava směrem k motoru limitující požadavek na snížení maximální hodnoty točivého momentu v případě, že čidla otáčení kol zjistí prokluz hnací nápravy. ABS

zase vysílá limitující požadavky směrem k retardéru v případě že je při jeho činnosti detekován skluz kol (např. na kluzké vozovce). Jestliže u automatické převodovky nastane okamžik řazení, vyšle směrem k motoru požadavek na snížení maximální hodnoty točivého momentu a omezí tak rázy v hnacím ústrojí.

Zprávy TC

Pomocí zpráv TC (z angl. *Transmission Control*) můžeme obvykle automatické převodovce vnutit jiné schema řazení, než má naprogramováno. Zpráva TC umožňuje řídit i zbytek pohonného ústrojí, např. diferenciály, ale tato oblast není ve vozidlech, se kterými se můžeme setkat, běžně implementována (viz. tabulka 7). Možnosti ovlivnění řazení jsou dobře patrné ze struktury zprávy.

Tabulka 7 - Struktura TC zpráv

Byte	Bit	Hodnota	Význam
1	1-2	00	Přeřazování převodových stupňů - povoleno
		01	Přeřazování převodových stupňů - zakázáno
		11	Řazení dle programu převodovky
	3-4	00	Měnič blokován
		01	Měnič rozpojen
		11	Řízení měniče dle programu převodovky
	5-6	00	Spojka spojena
		01	Spojka rozpojena (přerušení toku výkonu)
		11	Spojka ovládána dle programu převodovky
2	1-8	0.4/bit	Požadované % prokluzu spojky
3	1-8	1/bit	Požadovaný převodový stupeň
4-5			Řízení závěrek diferenciálů

V této souvislosti je možné si povšimnout, že převodovky Allison jsou ovládány pomocí standardizované řídící konzole (adresa 05), která s převodovkou komunikuje

právě pomocí TC zpráv, zatímco u převodovek jiných výrobců (Voith, ZF) se tyto zprávy ve vozidlech obvykle nevyskytují.

Zprávy XBR

Pomocí XBR (z angl. *eXternal Brake Request*) zpráv můžeme ovládat provozní brzdění vozidla. Nejedná se o přímé ovládání retardérů, k tomu slouží TSC zprávy, nýbrž o ovládání provozních brzd. Způsob a možnosti použití jsou opět nejnázorněji patrné ze struktury této zprávy (tabulka 8).

Tabulka 8 - Struktura XBR zpráv

Byte	Bit	Hodnota	Význam
1-2	1-16	1/2048 / bit -10..10	Požadované brzdné zpomalení, m/s ²
3	1-2	00	Použití výhradně provozních brzd
		01	Použití výhradně odlehčovacích brzd
		10	Sdružená aplikace provozních i odlehčovacích brzd
	3-4	00	Nejvyšší priorita požadavku
		01	Vysoká priorita
		10	Střední priorita, vhodné pro aktivní tempomaty
		11	Nízká priorita požadavku
	5-6	00	Aplikace výhradně XBR požadavku
		01	Aplikace součtu požadavku řidiče a XBR
		10	Aplikace požadavku XBR, pokud je vyšší než požadavek řidiče
4	1-8	0.4 / bit 0..100	Způsob integrace odlehčovací a provozní brzdy. 0=standardní náběh odlehčovacích brzd, 100=doba náběhu odlehčovacích brzd je plně kompenzována použitím provozní brzdy
8	1-4	0..15	Cyklický inkrementální čítač
	5-8	0..15	CRC

Aby vozidlo vůbec mohlo na tyto zprávy reagovat, musí mít XBR implementováno. To zjistíme například pomocí existence CAN zprávy FDC4_{HEX}, která obsahuje stavové proměnné *XBR System State* a *XBR Active Control Mode*. Abychom mohli XBR využít, musí být proměnná *XBR System State* nabývat hodnoty 0 nebo 1.

Autor se na svém pracovišti s funkční implementací XBR ve vozidle dosud neseťkal. Pokud ve vozidle existovaly zprávy FDC4_{HEX}, proměnná *XBR System State* nabývala hodnoty 2, což indikuje, že vozidlo nepřijímá cizí požadavky na brzdění a reaguje pouze na pohyb pedálu brzdy.

5 CÍL PRÁCE

Předkládaná práce si klade za cíl ověřit, jaký vliv na výslednou spotřebu paliva má konstrukční (výrobní) konfigurace vozidla, se zvláštním zaměřením na autobusy. Tato vozidla jsou v současnosti koncipována stavebnicovým způsobem, vyráběna v mnoha variantách a s ohledem na svoji velikost a energetickou náročnost představují vhodný objekt pro výzkumné práce. Současně zde existuje velký tlak uživatelů na co nejnižší provozní náklady, neboť jejich provoz je většinou financován z veřejných rozpočtů (viz. též EURLEX L120, 2009).

1. V práci budou provedena měření, zabývající se vlivem pomocných pohonů a chodu příslušenství na spotřebu paliva a budou navržena doporučení pro jejich optimalizaci. Jedná se zejména o chod chladícího ventilátoru, vzduchového kompresoru, servořízení, klimatizace a významných elektrických odběrů. Vedle pomocných pohonů bude též uskutečněno měření dílčích drobných elektrických odběrů a analýza činnosti start-stop systému, včetně určení doby dobíjení akumulátorů po startu.
2. Kromě měření energetické náročnosti pomocných pohonů budou provedeny analýzy provozních vlivů na spotřebu paliva. Součástí těchto analýz je i ověření vlivu použitých převodovek, algoritmů řazení převodových stupňů a režimu práce převodovky při volnoběhu na spotřebu paliva.
3. K tomu, aby bylo možné provést plánované analýzy, je nutné nejprve ověřit přesnost vlastního měření spotřeby paliva, vybrat vhodnou metodu s odpovídající vypovídací schopností. Bude přizpůsobena aplikace korekcí spotřeby paliva, běžně aplikované pro osobní automobily, také pro segment autobusů, jejichž měření je předmětem této práce. Za tím účelem je provedena řada ověřovacích měření, při kterých se porovnávaly jednotlivé metody měření při různých provozních podmínkách mezi sebou.
4. Budou ověřeny průtokové poměry v palivové soustavě a zjištěn soulad údajů o spotřebě paliva udávaný zprávami v palubních sběrnících vozidla s reálnou spotřebou měřenou průtokoměrem.
5. Nakonec bude ověřeno, jak se na výsledcích měření projeví způsob jízdy různých řidičů. Ačkoli je rychlostní průběh jízdního testu pevně stanoven, různí řidiči mohou ovládat vozidlo mírně odlišně, mají též odlišné reakce. Při tom

budou navržena hodnotící kritéria a získané výsledky budou vzájemně porovnány. Způsob jízdy řidiče bude též srovnáván s řízením vozidla pomocí autopilota.

6 MATERIÁL A METODIKA

V následujícím textu je uveden přehled použitých metod a postupů pro jednotlivá měření a analýzy.

6.1 Použité přístroje a jejich technické údaje

Pro provádění měření bylo použito následující přístrojové vybavení.

6.1.1 Datron CDS-DFL3x

Vozidlový objemový průtokoměr pro měření spotřeby kapalného paliva při jízdách zkouškách je znázorněn na *obr. 30*, instalaci ve vozidle ilustruje *obr. 1*. Zařízení umožňuje měření na palivových soustavách vybavených vratkou paliva, obsahuje tepelný výměník. Technické údaje přístroje dle výrobce (viz. KISTLER GROUP, 2012):

Přesnost: 0.5%

Opakovatelnost: 0.2%

Měřicí rozsah: max. $250 \text{ dm}^3 \cdot \text{h}^{-1}$

Tlaková ztráta: max 50 kPa

Rozlišovací schopnost: 0.33 cm^3

Napájení: 10-15 V= \pm , max. 8A

Podružné měření teploty paliva: K-termočlánek, -20..+75°C

Podružné měření tlaku paliva: max. 600 kPa

Přípojovací vedení: DN12

Výstupy: Analogové, pulsní, CAN



Obr. 30 – spotřeboměr Datron CDS-DFL3x

6.1.2 Siemens Sitrans Massflo Mass FC 2100

Hmotnostní průtokoměr pro měření spotřeby kapalných i plyných paliv, viz *obr. 31*. Zařízení samo o sobě není koncipováno k měření na palivových soustavách vybavených vratkou paliva. Základní technické údaje přístroje dle výrobce:

Přesnost: 0.1%

Opakovatelnost: 0.1%

Měřicí rozsah: max. 1000 kg.h⁻¹

Napájení: 24 V=, max. 6A

Přípustná teplota paliva: K-termočlánek, -50..+180°C

Přípustný tlak paliva: max. 40 MPa

Připojovací vedení: DN6

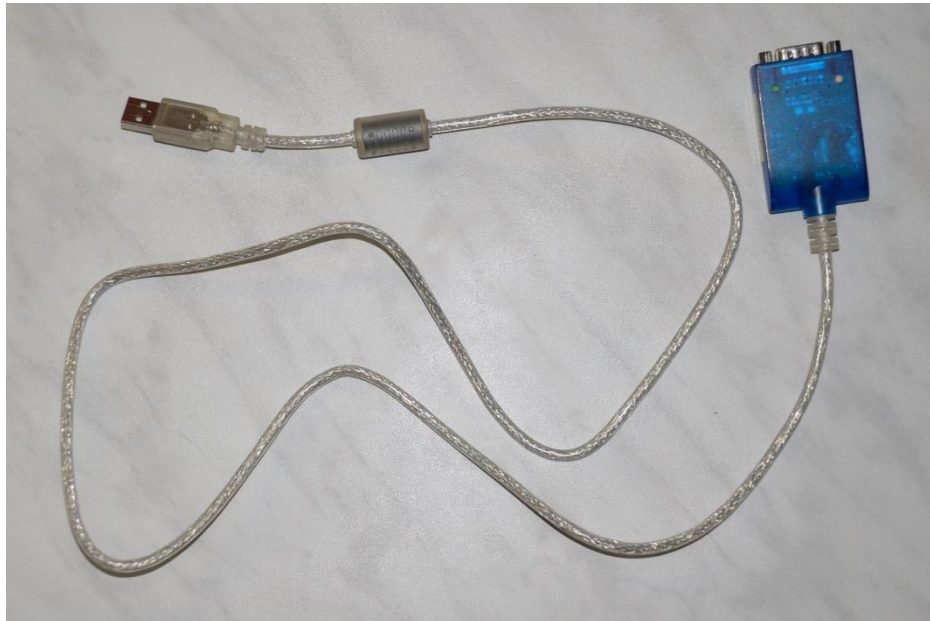
Výstup: Proudová smyčka 20 mA



Obr. 31 – Hmotnostní průtokoměr Siemens Sitrans Massflo Mass FC 2100

6.1.3 UCINT 3

Datový převodník a sada SW nástrojů pro monitorování vozidlové CAN sběrnice, odpovídající standardu SAE J1939 užitkových vozidel, viz *obr. 32*.



Obr. 32 – datový převodník UCINT 3

6.1.4 DEUTA DRS6/1ab

Vozidlový radar pro měření rychlosti jízdy a ujeté vzdálenosti, viz *obr. 33*. Základní technické údaje dle výrobce:

Rozsah rychlostí: 0.3-300 km.h⁻¹

Rozlišení ujeté vzdálenosti: 4 mm

Přesnost: 0.5% čtené hodnoty

Napájení: 10-15 V=, max. 1A



Obr. 33 – Vozidlový radar DEUTA DRS6/1ab

6.1.5 Commeter C4130

Přenosný termohydrobarometr, používán k měření okolní teploty, barometrického tlaku a vlhkosti vzduchu v místě zkoušek, viz obr. 34.



Obr. 34 – Termohydrobarometr C4130

6.1.6 ADCIS Monitor

Vzorkovací systém na bázi účelového AD převodníku, obsahující zároveň soubor jízdních testů a program pro vedení vozidla po trati (tzv. *Drivers'Aid*) za účasti řidiče. Vzorkuje rychlost jízdy, ujetou vzdálenost, průtok paliva, celkově spotřebované palivo,

teplotu paliva a tlak paliva. Jako vstupní snímače využívá senzor rychlosti DEUTA DRS6/1ab a Datron CDS-DFL3x. Měřicí sestava při zkouškách je znázorněna na obr. 35.



Obr. 35 – Měřicí sestava Adcis Monitor ve vozidle při zkouškách

6.1.7 National Instrument

Pro vybraná měření byla použita měřicí ústředna National Instrument cRIO-9074 s analogovým měřícím modulem NI9206 (obr. 36). Obsluha ústředny byla prováděna prostřednictvím programu Labview 2012.



Obr. 36 – Měřicí ústředna National Instruments

6.1.8 Proudové kleště

Pro vybraná měření, týkající se proudových odběrů byly použity proudové kleště TECPEL CA-1000D resp. TECPEL CA-60 (viz obr. 37). Základní technické údaje dle výrobce:

Typ kleští:	TECPEL CA-1000D	TECPEL CA-60
Měřicí rozsah:	1000 A	60 A
Přesnost:	4%	2%
Převod:	1 mV / A	100 mV / A
Průměr vodiče:	max. 50 mm	max. 8 mm



Obr. 37 – proudové kleště

6.2 Použitá vozidla

Vlastní experimenty byly prováděny na městských, případně příměstských autobusech značek SOR, SOLARIS a EVOBUS, nejčastěji se jednalo o modelové řady SOLARIS Urbino 12, Urbino 18, SOR NB12, NB18, EVOBUS Citaro 12 a Citaro G. Tato vozidla jsou nejčastěji vybavována motory Iveco Tector F4AE, Iveco Cursor F2BE, DAF PR265, DAF MX-11, Cummins ISBE, Cummins ISLG, Mercedes-Benz OM926 a Mercedes-Benz OM457.

S ohledem na obrovskou variabilitu konfigurace vozidel není cílem této práce zde detailně popisovat jednotlivá vozidla. V následujícím stručném přehledu (tabulka 9) jsou uvedeny typické obvyklé hodnoty vybraných skupin zkušebních vzorků:

Tabulka 9 – Rámcový přehled typických technických údajů měřených autobusů

Druh autobusu	nekloubový	kloubový
Délka [m]	12	18
Šířka [m]	2,55	2,55
Provozní hmotnost [kg]	10500-11500	16800-18000
Celková hmotnost [kg]	18000	28000
Obvyklé zatížení [kg]	3200	4900
Typický výkon motoru [kW]	185-270	240-270

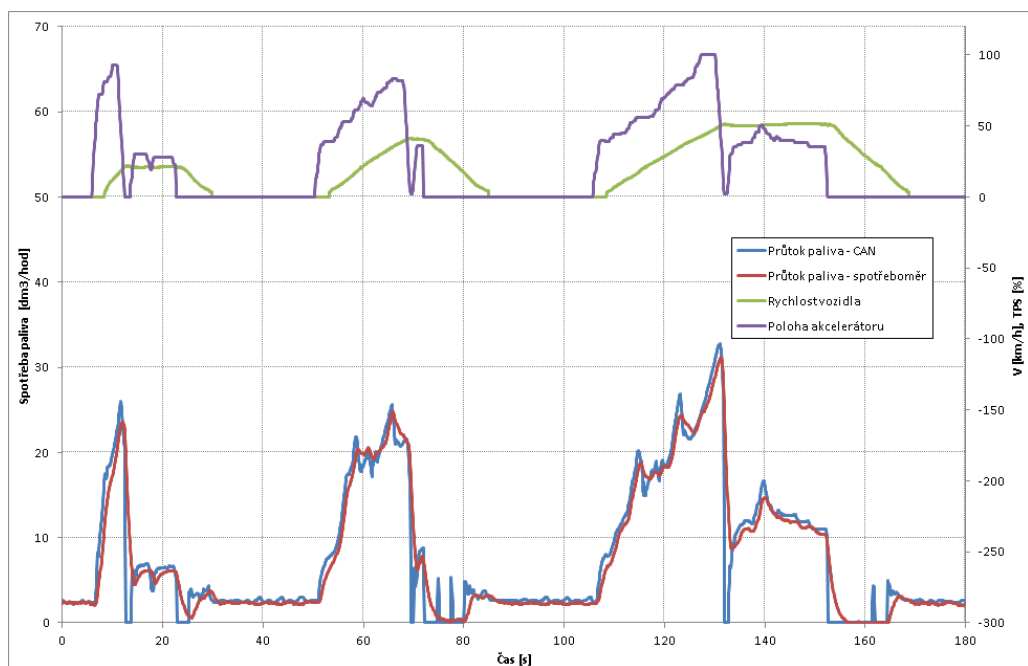
Pro práci bylo využito měření na vzorcích až 8 vozidel Mercedes-Benz, 43 vozidel Solaris a 32 vozidel SOR. S ohledem na omezený rozsah práce a ochranu duševního vlastnictví výrobců vozidel jsou detailní výsledky týkající se této práce zájemcům k nahlédnutí na pracovišti autora. Konkrétní popis vozidel je uveden v potřebném rozsahu vždy u příslušného měření.

6.3 Popis metod měření

6.3.1 Ověření dopravního zpoždění spotřeboměru

Při měření a následném vyhodnocování spotřeby paliva je třeba vzít v úvahu přechodové jevy, které vznikají v palivové soustavě po instalaci spotřeboměru. Nerespektování těchto jevů může mít za následek nepřesná měření, někdy až zcela scestné výsledky.

Při ověřování dopravního zpoždění budeme porovnávat průběh průtoku paliva, měřený spotřeboměrem, s hodnotou průtoku, získanou z palubní sítě CAN-BUS, pohybem pedálu akcelerace a rychlostí vozidla. Příklad takového průběhu je znázorněn pro měření hmotnostním průtokoměrem Siemens Sitrans Massflo Mass FC 2100 na vozidle bez vratky paliva při absolvování jízdního testu SORT2 (Solaris Urbino12 CNG, Motor Cummins ISLG) na *obr. 38*.



Obr. 38 - Časový záznam skutečného průtoku paliva s hodnotami poskytnutými motorem na sběrnici CAN pro motor bez vratky paliva

6.3.2 Konfrontace přesnosti údajů poskytovaných CAN s údajem spotřeboměru

Pro možnost případného využití údajů o spotřebě paliva z palubní sítě CAN byla provedena konfrontace údaje o okamžitém průtoku paliva a celkově spotřebovaném palivu s údaji, získanými prostřednictvím externího spotřeboměru.

Ze sítě CAN byly využity údaje zpráv FE a HRLFC. Údaj o průtoku paliva ze zprávy FE je třeba integrovat v úseku měření, viz (11).

$$FC = \int_{t1}^{t2} FE(t) dt \quad (11)$$

kde

FC spotřebované množství paliva za časový úsek $t1$ až $t2$ [dm^3]

$FE(t)$ hodnota průtoku paliva [$dm^3 \cdot s^{-1}$]

$t1$ čas počátku měření [s]

$t2$ čas konce měření [s]

Zpráva HRLFC již obsahuje celkově spotřebované palivo, za konkrétní časový úsek jej tedy získáme prostým odečtem, viz (12).

$$FC = HRLFC(t2) - HRLFC(t1) \quad (12)$$

kde

FC spotřebované množství paliva za časový úsek $t1$ až $t2$ [dm^3]

HRLFC hodnota průběžně spotřebovaného paliva [dm^3]

t1 čas počátku měření [s]

t2 čas konce měření [s]

Zprávy HRLFC se bohužel vyskytují prozatím pouze na vybraných motorech emisní úrovně Euro 6.

Vzorkování údajů sběrnice CAN bylo prováděno převodníkem UCINT 3 s výstupem dat frekvencí 10 Hz.

6.3.3 Aplikace korekcí na povětrnostní podmínky pro autobusy

Korekci naměřené spotřeby paliva při jízdách zkouškách podle počasí definuje např. předpis EHK 84 (viz. EHK OSN, 1995). Tuto korekci však nemůžeme přímo převzít, neboť byla původně vytvořena pro osobní automobily, které mají odlišné rozměry i hmotnosti. Abychom ji mohli aplikovat, musíme stanovit vzájemné idealizované podíly valivých odporů a aerodynamického odporu, k čemuž si nejprve vyhodnotíme vzorek vozidel např. doběhovou zkouškou, pomocí které zmíněné podíly určíme. K vyhodnocení využijeme vztahů (7), (8) a (9).

Demonstraci zjištění jízdých odporů provedeme pro autobus s okamžitou hmotností 13800 kg a mechanickou převodovkou, měření bylo provedeno na dynamometrické dráze zkušebního polygonu Úhelnice. Získané výsledky ukazuje tabulka 10.

Tabulka 10 - Příklad vyhodnocení jízdního odporu vozidla

ΔV [km/h]	V_s [km/h]	Tam		Zpět		Průměr	
		t [s]	F [N]	t [s]	F [N]	F [N]	P [kW]
75-65	70	17.1	2243	18.3	2099	2171	42.2
65-55	60	20.6	1865	20.7	1856	1861	31.0
55-45	50	23.8	1619	22.3	1727	1673	23.2
45-35	40	27.1	1425	26.2	1471	1448	16.1
35-25	30	30.7	1260	29.8	1296	1278	10.7
25-15	20	33.5	1155	32.4	1197	1176	6.5
15-5	10	40.1	967	39.8	986	977	2.7

Doběhová zkouška stanovila průběh jízdních odporů vozidla v závislosti na rychlosti jízdy, které budeme (v silovém vyjádření) aproximovat polynomickeou funkcí 2°, viz (13). Pro účely této korekce přijmeme úmluvu, že konstantní člen této funkce vyjadřuje valivý odpor vozidla a zbytek zahrneme, byť ne zcela přesně, pod aerodynamickou složku.

$$F = A \cdot v^2 + B \cdot v + C \quad (13)$$

kde:

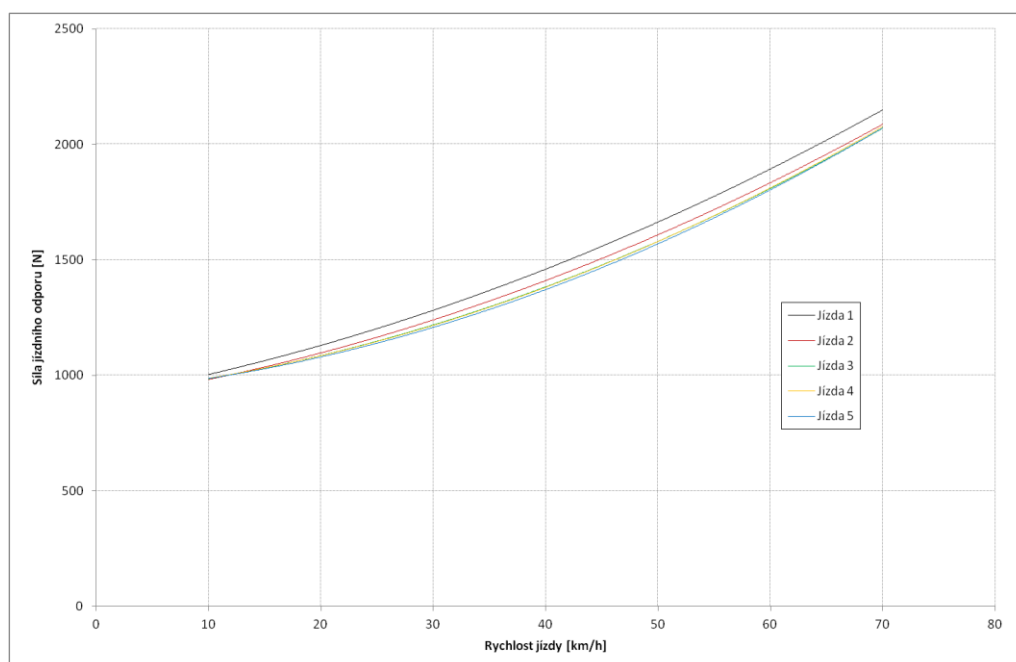
- F jízdní odpor [N]
- v rychlost jízdy vozidla [km.h⁻¹]
- A, B, C koeficienty [-]

Celé měření musíme několikrát opakovat, neboť po prvním doběhu se vozidlo obvykle nenachází v ustáleném stavu a výsledky by byly zatíženy chybou. Obvykle je nutné změřit křivku jízdního odporu alespoň 5x, během prvních dvou měření se vozidlo stabilizuje (převodová ústrojí, podvozkové orgány, pneumatiky), poslední 3 měření jsou již obvykle ustálené a neliší se navzájem o více než 1 %. Příklad aproximovaných křivek jízdního odporu pro 5 po sobě jsooucích měření je znázorněn na obr. 39, tabulkový přehled variability hodnot jednotlivých měření v tabulce 11.

Tabulka 11 - Jízdní odpor vozidla změřený v 5 po sobě jdoucích měření

Rychlost [km.h ⁻¹]	Jízdní odpor [N]					Směrodatná odchylka	
	Měření č.					Měření č.	
	1	2	3	4	5	1-5	3-5
10	977	952	956	956	956	8.8	0.1
20	1176	1149	1137	1139	1134	15.2	2.1
30	1278	1235	1213	1212	1201	27.5	5.7
40	1448	1395	1368	1365	1354	33.7	5.9
50	1673	1616	1587	1586	1581	34.6	2.7
60	1861	1808	1783	1785	1774	31.3	4.9
70	2171	2106	2089	2096	2091	30.7	3.1

Podíl konstantního členu C a celkové hodnoty jízdního odporu F dle (13) bude naším hledaným koeficientem, jehož velikost bude pochopitelně pro každou rychlost jízdy jiná. Příklad konkrétního vozidla z dobohové zkoušky je uveden v následující tabulce 5, výslednou křivku sestavíme jako průměr posledních 3 měření.



Obr. 39 - Aproximační křivky jízdního odporu pro 5 měření. Z grafu je dobře patrné, že pouze první měření vykazuje výraznější odchylku, zbylé 4 jsou téměř shodné.

Z uvedeného tabulkového přehledu je patrná stabilizace vozidla a snížení variability hodnot pro měření 3 až 5. Tato měření budou využita pro určení jízdního odporu (tabulka 12). Zároveň je možné sledovat větší variabilitu naměřených hodnot v rozmezí rychlostí cca 30-50 km.h⁻¹. Tento jev je patrný u mnoha měřených vozidel, pouze se toto pásmo zvýšeného rozptylu mírně mění ve spektru rychlosti jízdy. Příčina tohoto stavu může spočívat např. v měřící technice a jejím umístění na vozidle, v minulosti, kdy se pro měření užívala tzv. 5-kola, byly tyto rozptyly v určitých rychlostech jízdy velmi výrazné a byly spojeny s rozkmitáváním měřícího zařízení na vozidle.

Tabulka 12 - Vyhodnocení jízdního odporu konkrétního vozidla a stanovení podílu konstantního členu

Rychlost [km.h ⁻¹]	Jízdní odpor [N]				Aproximační rovnice průměrné hodnoty jízdního odporu posledních 3 měření	Podíl valivého odporu [-]
	Měření č.					
	3	4	5	Průměr		
10	956	956	956	956	$F = 0.1678 \cdot v^2 + 4.6921 \cdot v + 922.56$ $(R^2 = 0.9944)$	0.96
20	1137	1139	1134	1137		0.81
30	1213	1212	1201	1209		0.76
40	1368	1365	1354	1362		0.68
50	1587	1586	1581	1584		0.58
60	1783	1785	1774	1781		0.52
70	2089	2096	2091	2092		0.44

Index determinace je roven 0.9944, což znamená, že vypočtená aproximační funkce vysvětluje 99.44 % variability dat. To je dáno mimo jiné konzervativní konstrukcí vozidla s jednoduchým podvozkem a mechanickou převodovkou.

V dalším kroku bude následovat měření dostatečně velkého vzorku vozidel a určení průměrných hodnot podílů valivého odporu na celkových odporech vozidla. Z technických i praktických důvodů budou zpracovány dvě skupiny vozidel - standardní 12m autobusy a kloubové 18m autobusy.

Při následné aplikaci korekce spotřeby paliva na povětrnostní podmínky pro jízdní cyklus s proměnnou rychlostí jízdy by bylo nejpřesnější korigovat průběžný průtok paliva do motoru v závislosti na rychlosti jízdy a tuto hodnotu integrovat za měřený úsek, viz (5) a (14).

$$FC_{corr} = \int_{t1}^{t2} Q(t) \cdot K_{pp}(v) \cdot dt \quad (14)$$

kde:

FC_{corr}	korigovaná spotřeba paliva [dm ³]
$Q(t)$	průtok paliva do motoru [dm ³ .h ⁻¹]
$K_{pp}(v)$	korekční koeficient dle povětrnostních podmínek (5), závislý na rychlosti jízdy [-]
$t1, t2$	interval měření [h]

V praxi při provádění jízdního testu však nemíváme k dispozici časový průběh průtoku paliva do motoru, nýbrž pouze údaj o celkově spotřebovaném palivu za daný úsek měření. V tomto případě budeme korekci aplikovat modifikovaným způsobem, viz (15):

$$FC_{corr} = (FC - FC_{vol}) \cdot K_{pp}(v_{ref}) + FC_{vol} \quad (15)$$

kde:

FC_{corr}	korigovaná spotřeba paliva [dm ³]
FC	naměřené celkem spotřebované palivo [dm ³]
FC_{vol}	celkem spotřebované palivo při volnoběhu [dm ³]
$K_{pp}(v_{ref})$	korekční koeficient dle povětrnostních podmínek, při referenční rychlosti jízdy [-]
v_{ref}	průměrná rychlost jízdy v daném jízdním cyklu, s vyloučením úseků volnoběhu při stání vozidla (zde se korekce neaplikuje) a decelerace (dodávka paliva do motoru je zastavena) [km.h ⁻¹]

Ověření přesnosti tohoto modelu je uvedeno v sekci výsledků měření.

6.3.4 Ověření vlivu pomocných pohonů na spotřebu paliva

Vliv pomocných pohonů na spotřebu paliva byl ověřován při stojícím vozidle a motoru ve volnoběhu, kdy jsou příslušné změny nejvíce patrné. Spotřeba paliva byla měřena

pomocí spotřeboměru Datron CDS DFL-3x po dobu 1 minuty. Pro monitoring přechodových stavů, kdy měření spotřeboměrem vykazuje určitá dopravní zpoždění, bylo využito údajů sběrnice CAN, obsahu zprávy FC, která byla nejprve korelována na údaj spotřeboměru při ustálených stavech.

Vliv elektrických odběrů byl měřen nepřímo, pomocí umělého zatěžovacího stavu, jenž umožnil postupné zatížení elektrické sítě vozidla, až do celkového odebíraného elektrického výkonu 960 W, kdy je již vliv na spotřebu paliva průkazný. Byla vytvořena charakteristika navýšení spotřeby paliva v závislosti na odebíraném výkonu a přepočítána na dílčí (nižší) zatížení elektrické soustavy. Současně bylo zaznamenáváno proudové zatížení elektrické soustavy vozidla, abychom zjistili, jakým způsobem vykrývá špičky odběru akumulátor.

6.3.5 Analýza provozních vlivů na spotřebu paliva

V této sekci je provedeno ověření vlivů:

- druhu použité převodovky
- spektra řazení
- startu motoru
- jízdy řidiče

Při analýze **vlivu použité převodovky** bylo provedeno jednoduché srovnávací měření téhož typu vozidla, vybaveného jednou klasickou automatickou převodovkou a podruhé mechanickou ručně řazenou nebo mechanickou robotizovanou převodovkou. Vedle toho bylo provedeno měření jízdního odporu pro vozidla s převodovkami různých výrobců, ze kterých je patrné různé chování zejména při nízkých rychlostech jízdy.

Zkoumání **vlivu spektra řazení** je založeno na statistickém vyhodnocení vzorků naměřených dat, která byla získána především z palubní sběrnice CAN (P-CAN). Při tom byla současně měřena spotřeba paliva. Vzájemně byly prováděny korelace mezi následujícími veličinami:

- rychlost jízdy
- okamžitý průtok paliva
- zařazený rychlostní stupeň
- otáčky motoru

- zatížení motoru (poloha pedálu akcelerace)
- celkově spotřebované palivo

Zkoumání **vlivu startu motoru** bylo provedeno pro zhodnocení případné aplikace start-stop systému ve vozidle. Byla měřena spotřeba paliva a otáčky motoru od startu do ustáleného běhu. Naměřené hodnoty byly výhradně získávány z palubní sběrnice CAN (P-CAN).

6.3.6 Analýza způsobu jízdy řidiče

Výsledky měření spotřeby paliva v jízdním cyklu jsou pochopitelně kvalitou jízdy řidiče do jisté míry ovlivněny. Určitým problémem se může jevit, jak jízdu objektivně zhodnotit. Pokusme se stanovit kritéria, kterými se můžeme řídit. Je nutné podotknout, že cílem v tomto případě není dosažení co nejnižší spotřeby, ale co nejobektivnějšího měření. Jednotlivá kritéria je možné navrhnout takto:

- počet vyjetí z tolerance jízdního cyklu** - toto kritérium se v praxi používá například při měření emisí podle EHK 83 resp. měření spotřeby paliva osobních automobilů podle EHK 101. Narazíme však na několik problémů, např. nezohledňuje práci s pedálem akcelerace a také fakt, že pokud se řidič výrazně odchýlí od stanoveného profilu jízdy, může být paradoxně hodnocen lépe nežli řidič, který se snaží tento profil dodržovat.
- čas vyjetí z tolerance jízdního cyklu** - tento způsob hodnocení je již objektivnější, avšak i v tomto případě je možné nechtěně přiznat lepší hodnocení tomu řidiči, který bude úpěnlivě dodržovat jízdní profil a bude přitom neustále pohybovat pedálem akcelerace oproti jinému, který sice vyjede těsně mimo toleranci, avšak plynule a nenásilně se do ní po určité době vrátí. Kritérium se opět, stejně jako předchozí, používá např. při měření emisí podle EHK 83.
- střední odchylka od ideálního profilu jízdy** - poměrně objektivní kritérium, které v kombinaci s akumulacím součtem změn pohybu pedálu akcelerace poskytuje dobrou představu o kvalitě vedení vozidla konkrétním řidičem, viz (16)

$$\sigma_v = \overline{v_i - v_{teor,i}} \quad (16)$$

$$\sigma_{v,ABS} = \left| \overline{v_i - v_{teor,i}} \right|$$

kde:

- σ_v střední odchylka od ideálního profilu jízdy [km.h⁻¹]
- $\sigma_{v,ABS}$ střední absolutní odchylka od ideálního profilu jízdy [km.h⁻¹]
- v skutečná rychlost jízdy [km.h⁻¹]
- v_{teor} teoreticky požadovaná rychlost jízdy [km.h⁻¹]

- d) **rychlost pohybu pedálem akcelerace** - toto kritérium je spíše doplňkové a zohlední již řidičovu práci s pedálem akcelerace. Absolutní hodnoty této veličiny budou závislé na frekvenci vzorkování, není tedy možné vzájemně srovnávat obdržené výsledky, pokud nebude dodržena podmínka shodné vzorkovací frekvence. Výsledky je též nezbytné posuzovat v souladu s průběhem jízdního testu, při rychlých akceleracích resp. při přechodech z ustáleného stavu do zrychlení dojde pochopitelně i k rychlejšímu pohybu pedálu akcelerátoru, viz (17).

$$v_{TPS} = \frac{\Delta TPS_i}{\Delta t} \quad (17)$$

kde:

- v_{TPS} rychlost pohybu pedálem akcelerace [%·s⁻¹]
- TPS poloha pedálu akcelerace [%]
- t čas [s]

- e) **akumulační součet změn pohybu pedálu akcelerace** - souhrnné doplňkové kritérium, kdy za celý ujetý test získáme údaj o manipulaci s pedálem akcelerace, viz (18). Zohlední též monotónnost práce s pedálem akcelerace. Lze konstatovat, čím bude toto číslo nižší, tím klidněji a rovnoměrněji řidič pohybuje pedálem. Za optimální, ovšem těžko dosažitelný, lze např. v jízdním testu SORT považovat stav, kdy řidič jednou polohou pedálu akceleruje na cílovou rychlost, druhou polohou pedálu absolvuje úsek konstantní rychlosti a následně uvolní pedál akcelerace při brzdění.

$$S_{TPS} = \sum_i |\Delta TPS_i| \quad (18)$$

kde:

- S_{TPS} součet absolutních hodnot změn pohybu pedálu akcelerace [%]
- TPS poloha pedálu akcelerace [%]

- f) **četnost záporných rychlostí pohybu pedálem akcelerace** - opět souhrnné doplňkové kritérium vycházející ze specifik testů SORT, kdy v naprosto ideálním případě provedeme pouze dva krátké záporné pohyby pedálem akcelerace - při přechodu ze zrychlovací fáze na ustálenou rychlost a z ustálené rychlosti do brzdění. Jakýkoli další záporný pohyb je vlastně nežádoucí, svědčící o nedokonalém vedení vozidla po trati.
- g) **sklon regresní přímky rychlosti jízdy resp. polohy pedálu akcelerace, variabilita sklonu regresní přímky rychlosti jízdy resp. polohy pedálu akcelerace a hodnota variability polohy pedálu akcelerace od střední hodnoty stlačení v ustálených režimech** - tato kritéria lze aplikovat pouze pro úseky jízdy ustálenou rychlostí, kdy je optimální, pokud na počátku tohoto úseku řidič ustálí polohu pedálu do konstantní polohy, při které vozidlo nezrychluje ani nezpomaluje. Lze kombinovat i se sklonem regresní přímky rychlosti jízdy v daném úseku.
- **Sklon regresní přímky rychlosti jízdy v závislosti na čase** se stanoví v úseku ustálené rychlosti. Jestliže se při měření vyskytuje takových úseků více, je výsledkem jeho průměrná hodnota ze všech úseků. Nižší absolutní hodnota znamená lepší dodržení konstantní rychlosti. Kladná hodnota vyjadřuje zrychlování a záporná zpomalování vozidla. V případě, že by byla rychlost vozidla vyjádřena v $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$, reprezentovala by hodnota sklonu regresní přímky průměrnou hodnotu zrychlení v daném úseku, vyjádřenou v $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$.
 - **Variabilita sklonu regresní přímky rychlosti jízdy** vyjadřuje variabilitu hodnot sklonu v jednotlivých úsecích, pokud během měření absolvuje vozidlo více než jeden takový úsek. Nižší absolutní hodnota vyjadřuje lepší opakovatelnost jízdy.
 - **Sklon regresní přímky polohy pedálu akcelerace v závislosti na čase** se stanoví v úseku udržování ustálené rychlosti. Jestliže se v rámci měření vyskytuje takových úseků více, je výsledkem jeho průměrná hodnota ze všech úseků.
 - **Variabilita sklonu regresní přímky polohy pedálu akcelerace** vyjadřuje variabilitu hodnot sklonu v jednotlivých úsecích, pokud během

měření absolvuje vozidlo více než jeden takový úsek. Nižší absolutní hodnota vyjadřuje lepší opakovatelnost jízdy.

- **Variabilita polohy pedálu akcelerace od průměrné hodnoty stlačení** je obdoba předchozího kritéria, vyjadřuje míru opakovatelnosti jízdy řidiče.

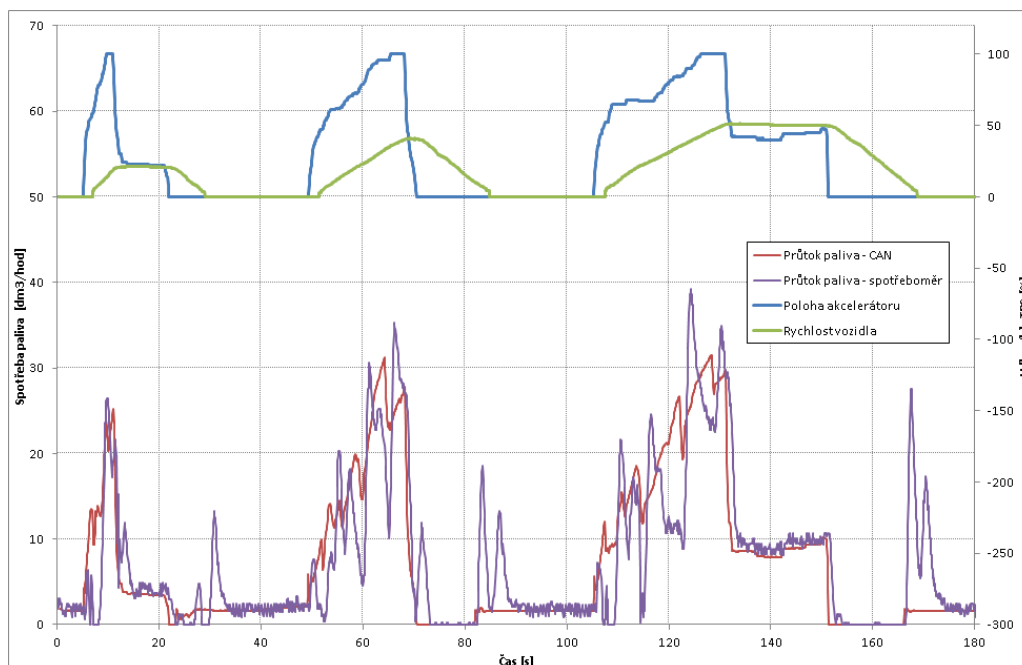
Při praktické aplikaci byla analyzována jízda 3 různých řidičů v jízdních testech SORT2. Zároveň byla jízda řidičů konfrontována s robotickým vedením vozidla po trati - TSC autopilotem, implementovaným v řídicí jednotce převodovky VOITH. Tento autopilot řídí běh motoru pomocí TSC zpráv, vysílaných od převodovky směrem k motoru po sběrnici CAN (P-CAN).

7 VÝSLEDKY A DISKUSE

7.1 Ověření dopravního zpoždění spotřeboměru

V prvním případě byl instalován hmotnostní průtokoměr SIEMENS SITRANS FC 2100 na vozidle, které není vybavené vratkou paliva. Z naměřeného průběhu (viz *obr. 38* na str. 65) je patrné, že skutečný průtok paliva do motoru vykazuje určitou setrvačnost a není schopen reagovat na rychlé výkyvy odběru, které částečně vyhlazuje. Tuto situaci by bylo možné zlepšit instalací měřidla blíže k motoru, avšak to není vždy z konstrukčních či prostorových důvodů možné. Rámcové hodnoty si však odpovídají, fázový posun není příliš výrazný a s výjimkou posuzování krátkodobých přechodových stavů bude měření jako celek dobře použitelné.

V druhém případě byl instalován objemový průtokoměr DATRON CDS-DFL3x do vozidla vybaveného vratkou paliva a výraznou cirkulací paliva mezi motorem a nádrží (Solaris Urbino 12, motor DAF MX-11). Tato cirkulace činí při volnoběhu přibližně $90 \text{ dm}^3 \cdot \text{hod}^{-1}$ a je úměrná otáčkám motoru (oběhové palivové čerpadlo je umístěno na motoru a poháněno od vačkového hřídele). Obvyklá volnoběžná spotřeba se přitom pohybuje jen kolem $2 \text{ dm}^3 \cdot \text{hod}^{-1}$. S vozidlem byl opět absolvován jízdní cyklus SORT2 a prováděn záznam potřebných veličin, viz následující *obr. 40*.

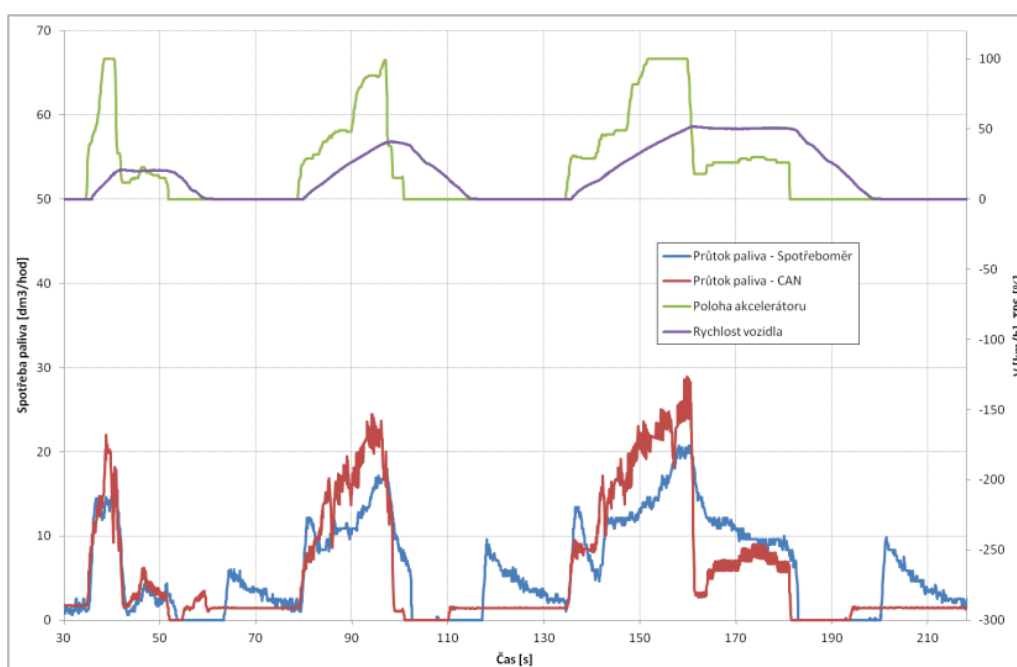


Obr. 40. - Časový záznam skutečného průtoku paliva s hodnotami poskytovanými motorem na sběrnici CAN pro motor s vratkou paliva

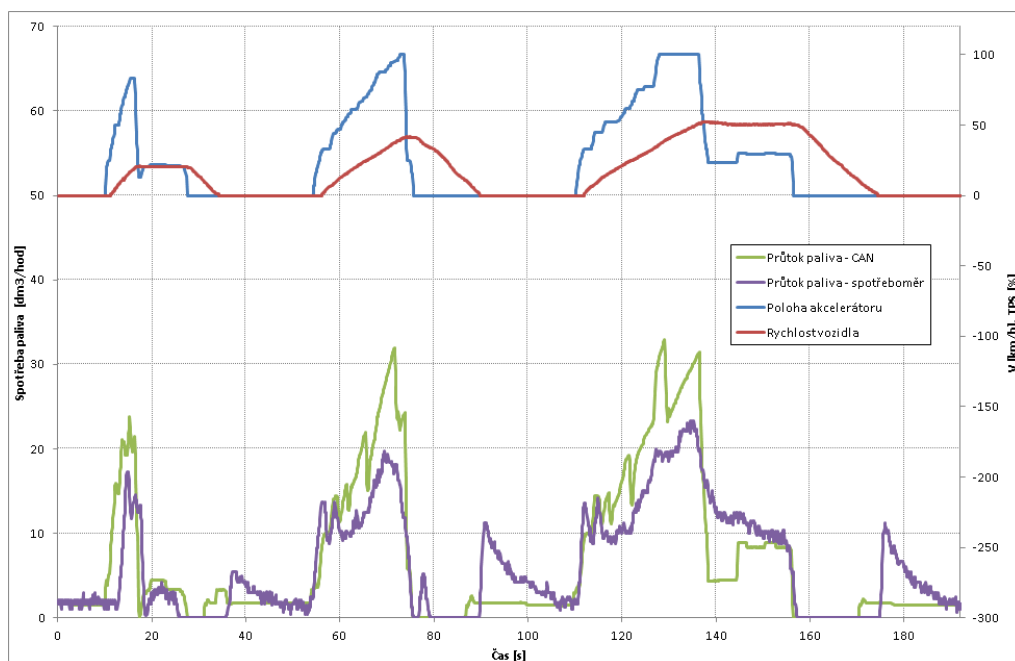
Z obr. 40, na kterém jsou zobrazeny naměřené hodnoty, jsou dobře patrné výrazné pulzace, které nejsou projevem pouze skutečného odběru, nýbrž vznikají kombinací intenzivní cirkulace (v provozních otáčkách kolem $200 \text{ dm}^3 \cdot \text{hod}^{-1}$), reálné spotřeby paliva v motoru a hydraulických odporů vlastního spotřeboměru a přípojovacích míst spotřeboměru. S pomocí této analýzy je nutné ověřit, v jakém časovém úseku probíhá měření. Bude-li počátek i konec měření v ustáleném volnoběžném stavu, budou výsledky úsekového měření proteklého paliva správné, v opačném případě se dopustíme výrazné chyby.

Pro ověření vlivu připojení spotřeboměru na průběh indikace okamžité spotřeby byla provedena série dalších měření s jiným průměrem přípojovacích míst. Na obrázcích jsou uvedeny průběhy následujících konfigurací připojení:

- vedení paliva DN12, přípojovací místa také DN12 (předchozí stav, *obr. 40*)
- vedení paliva DN12, přípojovací místa DN6 (Solaris Urbino 12, Cummins ISBE6.7EEV, *obr. 41*)
- vedení paliva DN16, přípojovací místa DN8 (SOR NB12, Iveco Tector, *obr. 42*)



Obr. 41. - Časový záznam skutečného průtoku paliva s hodnotami poskytovanými motorem na sběrnici CAN pro motor s vratkou paliva, přípojovací místa DN6



Obr. 42. - Časový záznam skutečného průtoku paliva s hodnotami poskytovanými motorem na sběrnici CAN pro motor s vratkou paliva, připojovací místa DN8

Naměřené hodnoty zpoždění udává pro jednotlivé případy tabulka 13.

Tabulka 13 - Dopravní zpoždění průtoku indikovaného spotřeboměrem

Druh zapojení	Reakce na akceleraci [s]	Reakce na deceleraci [s]	Indikace volnoběhu po deceleraci [s]	Ustálení volnoběhu po deceleraci [s]
Přímé, bez vratky	< 1.0	< 0.5	< 0.6	< 2.0
Vedení DN12, připojení DN12	0.5-4.0	< 0.7	0.3	7.0-9.0
Vedení DN12, připojení DN6	< 0.6	0.7-1.5	6.5-8.2	22.0-30.0
Vedení DN16, připojení DN8	0.3-2.5	< 0.9	2.9-4.7	14.4-18.4

Z jednotlivých průběhů je patrné, že v případě připojení hmotnostního průtokoměru bez vratky paliva vyjadřuje údaj přístroje nejlepší shodu se skutečným průběhem průtoku. U zapojení s vratkou s vedením a připojovacími místy DN12/DN12 jsou patrné značné oscilace indikovaného průtoku, nicméně časový posuv větších změn průtoku

nepřesahuje několik desetin sekundy. Nejdéle trvá ustálení volnoběhu po předchozí deceleraci, ani to však netrvá déle než 9 sekund. Zapojení s vratkou s vedením a přípojovacími místy DN12/DN6 a DN16/DN8 již vykazuje značné prodlevy při indikaci volnoběžné spotřeby po předchozí deceleraci a zejména ustálení hodnot volnoběžné spotřeby po předchozí deceleraci.

Dobu potřebnou k ustálení volnoběžné spotřeby na původní hodnotu před zahájením jízdního cyklu je nutné vzít při reálných měřeních v úvahu, jinak může být měření zatíženo chybou. V případě jízdního testu SORT2, při kterém byla měření prováděna, začíná měření rozjezdem z ustáleného volnoběhu a jízdní cyklus končí po 20 sekundách stání vozidla. To znamená, že při způsobu připojení DN12/DN6, kdy se doba ustálení volnoběhu pohybuje mezi 22-30 sekundami, je odečet zatížen chybou. Způsob připojení DN16/DN8 je s dobou ustálení 14.4-18.4 sekundami na hranici použitelnosti.

Připojení různými průměry se v praxi často používá, neboť vozidla mají v palivovém okruhu použita nejrůznější šroubení či rychlospojky, které ztěžují napojení spotřeboměrů při zkouškách. V některých případech tak může dojít k situaci, že nezkušený technik provede napojení nevhodnými armaturami. Z této analýzy plyne doporučení provádět napojení bez zbytečného škrcení průtočného průřezu.

7.2 Konfrontace údajů poskytovaných CAN s údajem spotřeboměru

Měření bylo provedeno na autobusech Solaris a SOR vybavených motory Cummins ISBE6.7EEV, Iveco Tector F4AE, Iveco Cursor F2BE, DAF MX11 a DAF PR265U2. Pro účely tohoto měření je rozhodující použitý motor, nikoli jeho zástavba v konkrétním vozidle, neboť údaje CAN poskytuje právě sám motor. Pro měření fyzicky spotřebovaného paliva byl použit spotřeboměr DATRON CDS-DFL3x. Při jízdním testu SORT2 byla měřena spotřeba za dobu trvání tohoto cyklu v obou směrech, v případě volnoběžné spotřeby za časový úsek 3 minut.

V prvním případě byla měření prováděna na vozidlech s motory Iveco, Cummins a DAF v emisní úrovni Euro 5. Výsledky jsou uvedeny v tabulce 14.

Tabulka 14 - Srovnání údajů spotřeby paliva na sběrnici CAN se spotřeboměrem

Motor	Režim měření	Spotřeba z CAN (FE) [dm ³]	Měření spotřeboměrem [dm ³]	Rozdíl
Cummins ISBE6.7E5250B	SORT2 - tam	1.203	1.071	+12%
	SORT2 - zpět	1.218	1.069	+14%
	Volnoběh	0.133	0.113	+18%
Cummins ISBE6.7EV250B	SORT2 - tam	0.728	0.627	+16%
	SORT2 - zpět	0.708	0.615	+15%
	Volnoběh	0.109	0.099	+10%
Iveco Tector 6 F4AE3682	SORT2 - tam	0.668	0.738	-9.5%
	SORT2 - zpět	0.671	0.740	-9.3%
	Volnoběh	0.093	0.100	-7.0%
Iveco Cursor 8 F2BE3681	SORT2 - tam	1.032	1.045	-1.2%
	SORT2 - zpět	1.014	1.027	-1.3%
	Volnoběh	0.103	0.107	-3.6%
DAF PR265U2	SORT2 - tam	0.780	0.770	+1.3%
	SORT2 - zpět	0.772	0.777	-0.6%
	Volnoběh	0.094	0.090	+4.4%

V druhém případě bylo cílem ověření přesnosti údajů ve zprávě HRLFC, která se na sběrnici CAN začíná vyskytovat u některých motorů emisní úrovně EURO 6 a udává spotřebované palivo přesněji. Stejně jako v předchozím případě byl absolvován jízdní cyklus SORT2 a volnoběh motoru a výsledky porovnány s údajem průtokoměru. S ohledem na skutečnost, že nabídka motorů poskytujících tuto zprávu je prozatím omezená, bylo pro získání více výsledků provedeno měření ještě pro jízdní cykly SORT1 a SORT3, viz tabulka 15.

Tabulka 15 - Srovnání údajů spotřeby paliva zprávy HRLFC na sběrnici CAN se spotřeboměrem

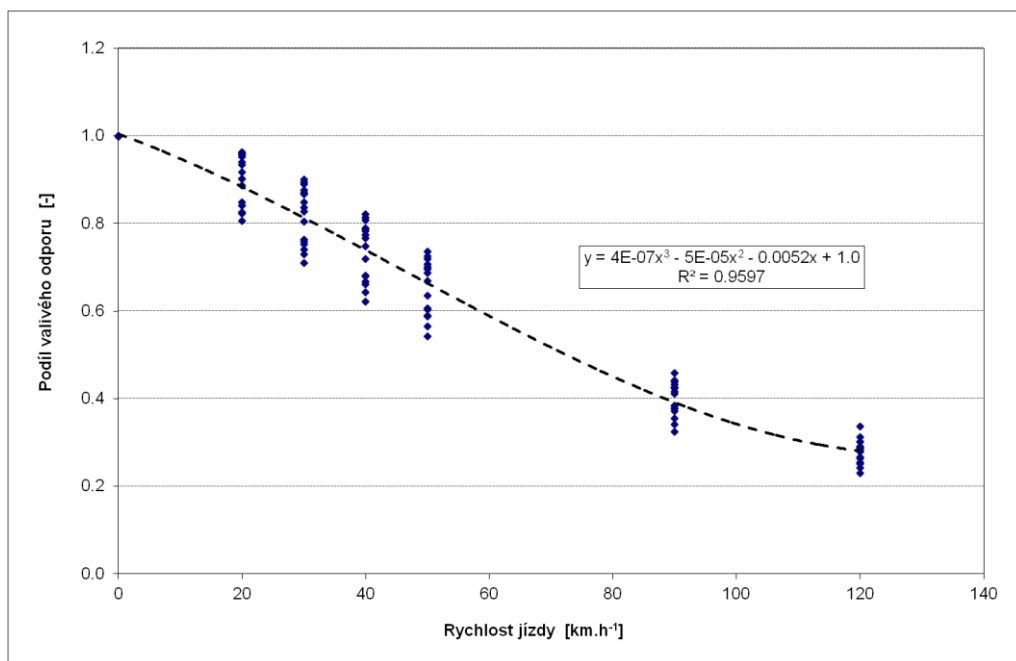
Motor	Režim měření	Spotřeba z CAN		Měření spotřeboměrem [dm ³]	Rozdíl	
		FE [dm ³]	HRLFC [dm ³]		FE	HRLFC
DAF MX11	SORT2 - tam	0.715	0.719	0.713	+0.3%	+0.8%
	SORT2 - zpět	0.721	0.727	0.736	-2.0%	-1.2%
	volnoběh	0.086	0.087	0.088	-2.3%	-1.1%
	SORT3 - tam	0.505	0.506	0.508	-0.6%	-0.4%
	SORT3 - zpět	0.517	0.521	0.509	+1.6%	+2.4%
	SORT1 - tam	0.941	0.946	0.958	-1.8%	-1.3%
	SORT1 - zpět	0.952	0.956	0.972	-2.1%	-1.6%

Z provedených měření je patrné, že shoda množství spotřebovaného paliva zjištěné přímým měřením spotřeboměrem není vždy v souladu s údaji, poskytovanými na palubní sběrnici CAN. Zatímco u motorů DAF vykazují oba údaje poměrně dobrou shodu, vzájemná odchylka se zde pohybuje kolem 2 %, tak u motorů Cummins jsou údaje poskytované palubní sběrnici pro technické účely prakticky nepoužitelné, vzájemná odchylka zde přesahuje 10 %.

7.3 Aplikace korekcí na povětrnostní podmínky pro autobusy

Z dosavadních měření, prováděných na pracovišti autora, byl vybrán vzorek 16 autobusů délkové kategorie 12m, o hmotnosti při zkoušce přibližně 14000 kg a 9 kloubových autobusů délkové kategorie 18m, s hmotností při zkoušce kolem 22000 kg. Všechna vozidla byla měřena za obdobných atmosférických podmínek, v rozmezí teplot 18-24°C a barometrického tlaku 986-996 hPa.

Pro tato vozidla byl již dříve popsáním způsobem vyhodnocen podíl valivého odporu a celkového jízdního odporu v závislosti na rychlosti jízdy. Podíl valivého odporu při 120 km.h⁻¹ byl získán extrapolací. Získané hodnoty byly statisticky zpracovány, výsledky znázorňují následující grafy, viz obr. 43 a 44 a tabulky 16 až 19.



Obr. 43. - Průběh podílu valivého odporu na celkových odporech vozidla pro autobusy 12m

Výsledky měření 16 autobusů délkové kategorie 12 m byly statisticky vyhodnoceny regresní analýzou. V grafu na obr. 43 jsou vyneseny poměry valivého odporu autobusů k celkovému odporu v závislosti na rychlosti jízdy autobusu při dojezdové zkoušce. Naměřené hodnoty jsou proloženy polynomem, jehož rovnice je uvedena v grafu. Vysoká hodnota indexu determinace $R^2=0.9597$ dokazuje, že 95.97 % celkové variability je vysvětleno vypočtenou regresní křivkou.

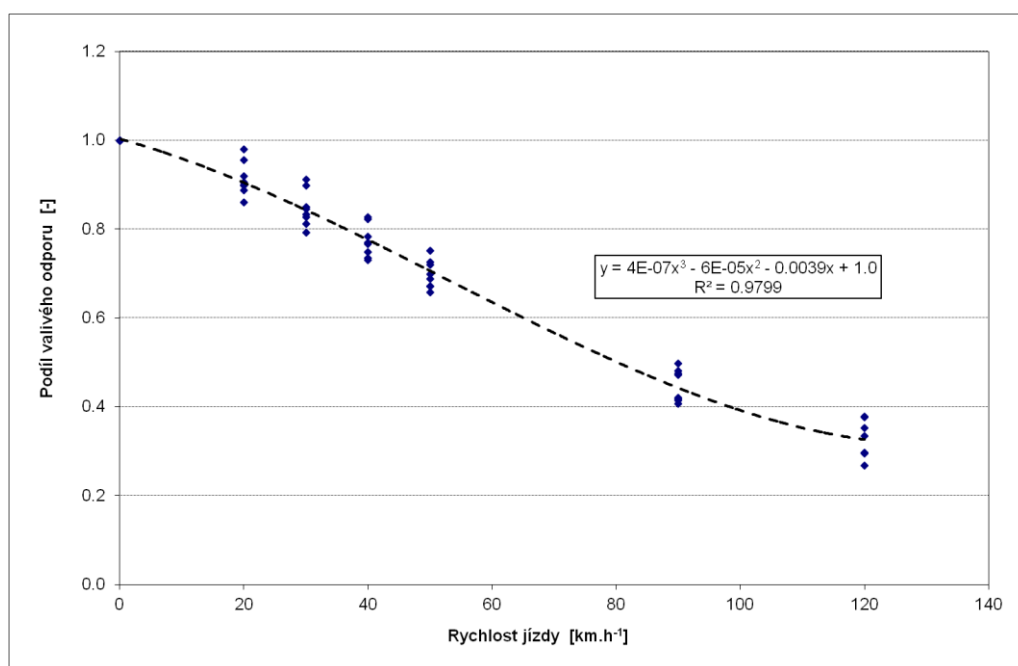
U vypočtené regresní funkce byla dále testována její významnost. Výsledek testu je uveden v tabulce 16. Z tabulky je patrné, že vypočtená významnost je výrazně menší než 0.01, což znamená, že regresní funkce je vysoce významná. Obdobně byla testována také významnost jednotlivých vypočtených regresních koeficientů. Výsledek je uveden v tabulce 17. Regresní koeficienty byly testovány pomocí t-testu. Z tabulky je zřejmé, že také všechny regresní koeficienty jsou vysoce významné. Z uvedeného je zřejmé, že vypočtená regresní funkce dobře reprezentuje naměřené hodnoty.

Tabulka 16 - F-test významnosti regresní funkce. (autobusy kategorie 12 m)

	Rozdíl	SS	MS	F	Významnost F
Regrese	3	6.568527	2.189509	856.5335	4.16E-75
Rezidua	108	0.276074	0.002556	-	-
Celkem	111	6.844602	-	-	-

Tabulka 17 - T-test významnosti regresních koeficientů. (autobusy kategorie 12 m)

	Koeficienty	Chyba stř. hodnoty	t stat	Hodnota P
Hranice	1.00E+00	0.012175	82.48425	2.3E-99
v	-5.16E-03	0.000888	-5.80646	6.5E-08
v2	-5.17E-05	1.91E-05	-2.71245	0.007774
v3	3.71E-07	1.09E-07	3.407036	0.000924



Obr. 44. - Průběh podílu valivého odporu na celkových odporech vozidla pro kloubové autobusy 18m

Dojezdová zkouška kloubových autobusů kategorie 18 m byla provedena na vzorku 9 vozidel. Podíl valivého a celkového odporu uvedené skupiny autobusů v závislosti na rychlosti jízdy je uveden v grafu na obr. 44. Obdobně jako u autobusů kategorie 12 m byly naměřené hodnoty metodou nejmenších čtverců proloženy polynomem třetího stupně. Vypočtená rovnice regresní křivky spolu s koeficientem determinace je uvedena v grafu. Vysoká hodnota koeficientu determinace dokazuje, že 97,99 % variability naměřených hodnot vysvětluje vypočtená funkce. Výsledky testů regresní funkce (viz. tabulka 18) a regresních koeficientů (viz. tabulka 19) dokazují velmi vysokou významnost vypočtené funkce i regresních koeficientů.

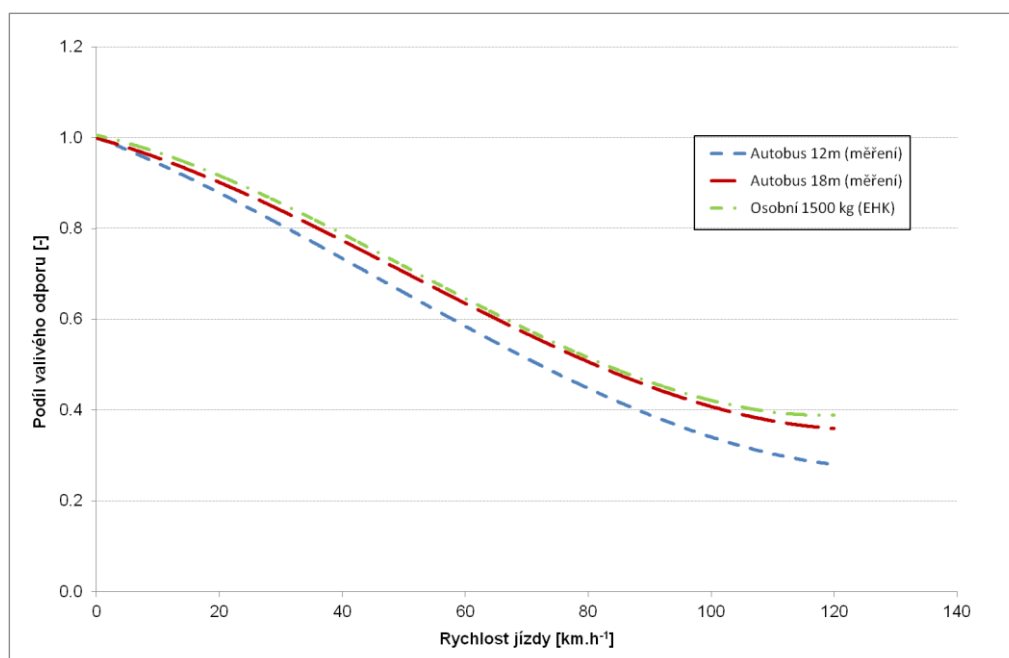
Tabulka 18 - F-test významnosti regresní funkce. (autobusy kategorie 18 m)

	Rozdíl	SS	MS	F	Významnost F
Regrese	3	2.997883	0.999294	862.7478	6.04E-45
Rezidua	53	0.061388	0.001158	-	-
Celkem	56	3.059271	-	-	-

Tabulka 19 - T-test významnosti regresních koeficientů. (autobusy kategorie 18 m)

	Koeficienty	Chyba stř. hodnoty	t stat	Hodnota P
Hranice	1.00E+00	0.010972	91.43452	5.26E-60
v	-3.86E-03	0.000821	-4.70305	1.87E-05
v2	-6.07E-05	1.79E-05	-3.39459	0.001308
v3	3.82E-07	1.03E-07	3.725969	0.000474

Vzájemné srovnání podílů valivých odporů pro oba druhy autobusů spolu s příkladem korekce pro osobní automobil, předepsané předpisem EHK 84 (viz. EHK OSN, 1995), je znázorněno na obr. 45.



Obr. 45. - srovnání středních hodnot podílu valivých odporů pro autobusy délky 12 a 18m navzájem. Pro ilustraci je uveden i podíl valivých odporů pro osobní automobil, jak je uvažuje předpis EHK

Celkové výsledky zpracování v tabulkovém vyjádření (tabulka 20):

Tabulka 20 - podíly valivého odporu pro 12m a 18m autobusy

rychlost jízdy [km.h ⁻¹]	podíl valivého odporu [%]	
	12m autobusy	kloubové 18m autobusy
0	100	100
20	88	90
30	81	84
40	73	77
50	66	71
90	39	45
120	28	36

Z výsledků vyplývá, že podíl valivého odporu pro kloubové autobusy je vyšší. To odpovídá konstrukci těchto autobusů, neboť mají vyšší hmotnost a mají o jednu nápravu více, jejíž otáčení se projeví zvýšeným jízdním odporem jak v absolutních tak i v relativních hodnotách. Čelní plocha autobusu přitom zůstává stejná jako u autobusů délky 12m.

Koeficienty, uvedené v předcházející tabulce, je již možné použít pro účely korekce naměřené spotřeby paliva při silničních zkouškách autobusů při ustálených rychlostech jízdy. V případě, že bychom potřebovali korigovat naměřené hodnoty pro výrazně jinak zatížený autobus, např. naložený nikoli na hmotnost 14000 kg, ale na maximální přípustnou hmotnost 18000 kg, bude nutné koeficienty analogickým způsobem stanovit znovu.

Pro jízdu v jízdním cyklu bylo uskutečněno srovnání průběžné korekce, viz vztah (14) a korekce podle střední rychlosti, viz vztah (15). Pro ověření modelu korekce na střední rychlost byly aplikovány tyto atmosférické podmínky:

- a) 998 hPa / 14°C
- b) 982 hPa / 4°C
- c) 1007 hPa / 28°C.

Střední rychlost jízdy s vyloučením úseků stání na volnoběh a úseků decelerací je spolu s korekcí pro tyto rychlosti pro autobus délky 12m, viz dříve uvedené vztahy (5) a (6), uvedena v následující tabulce 21:

Tabulka 21 - korekční koeficient povětrnostních podmínek podle střední rychlosti v jízdách testech SORT

Test	v_{ref} [km.h ⁻¹]	K_{pp} [-] (a)	K_{pp} [-] (b)	K_{pp} [-] (c)
SORT1	30.2	0.97898	0.94622	1.02718
SORT2	38.1	0.97917	0.94750	1.02663
SORT3	43.5	0.97931	0.94836	1.02627

K přímému srovnání obou přístupů, tj. průběžné korekce a korekce na střední rychlost byl proveden výpočet ekvivalentního korekčního součinitele podle následujícího postupu:

$$K_{pp-ekv} = \frac{\int_{t1}^{t2} Q(t) \cdot K_{pp}(v) \cdot dt}{\int_{t1}^{t2} Q(t) \cdot dt} \quad (19)$$

kde:

K_{pp-ekv} ekvivalentní korekční koeficient dle povětrnostních podmínek, platný pro celý cyklus, určený z průběžné korekce [-]

$Q(t)$ průtok paliva do motoru [dm³.h⁻¹]

$K_{pp}(v)$ korekční koeficient dle povětrnostních podmínek, závislý na rychlosti jízdy [-]

$t1, t2$ interval měření [h]

K výpočtu K_{pp-ekv} potřebujeme znát průběh průtoku paliva do motoru v jízdách cyklech SORT1, SORT2 a SORT3. Ten byl vzorkován z vozidla Solaris Urbino 12 s motorem DAF MX-11, 271 kW/1900 min⁻¹ a převodovkou ZF Ecolife 6AP1700B.

Výsledky výpočtu K_{pp-ekv} spolu se srovnáním dříve určeného K_{pp} jsou uvedeny v následující tabulce:

Tabulka 22 - srovnání ekvivalentního korekčního koeficientu, stanoveného z průběžné korekce a korekčního koeficientu, stanoveného zjednodušeným způsobem podle střední rychlosti v jízdách testech SORT

Test	(a) 998 hPa / 14°C		(b) 982 hPa / 4°C		(c) 1007 hPa / 28°C	
	K_{pp-ekv} [-]	K_{pp} [-]	K_{pp-ekv} [-]	K_{pp} [-]	K_{pp-ekv} [-]	K_{pp} [-]
SORT1	0.97880	0.97935	0.94503	0.94622	1.02768	1.02718
SORT2	0.97904	0.97967	0.94658	0.94750	1.02702	1.02663
SORT3	0.97916	0.97988	0.94740	0.94836	1.02668	1.02627

Z výsledků je patrné, že rozdíly při aplikaci zjednodušeného přístupu oproti průběžné integraci korigovaného průtoku paliva do motoru jsou teprve na 3 platné pozici. Pro zhodnocení vlivu rozdílu je nutné aplikovat tuto korekci na obvyklou hodnotu spotřeby paliva v těchto testech, což ukazuje tabulka 23.

Tabulka 23 - srovnání výsledku aplikace ekvivalentního korekčního koeficientu, stanoveného z průběžné korekce a korekčního koeficientu, stanoveného zjednodušeným způsobem podle střední rychlosti v jízdách testech SORT pro podmínky 998 hPa a 14°C.

Test	Obvyklá spotřeba [dm ³ .100km ⁻¹]	Korigovaná spotřeba, koef. K_{pp-ekv} [dm ³ .100km ⁻¹]	Korigovaná spotřeba, koef. K_{pp} [dm ³ .100km ⁻¹]
SORT1	50.0	48.9	49.0
SORT2	41.0	40.1	40.2
SORT3	36.0	35.3	35.3

Z výsledků aplikace je patrné, že rozdíly v použití korekčního koeficientu získaného zjednodušenou cestou nejsou vyšší než 0.1 dm³.100km⁻¹, v relativním vyjádření nepřesahují 0.2-0.3 %, což lze z technického hlediska hodnotit jako plně vyhovující.

Aplikaci korekce dle povětrnostních podmínek na konkrétním vozidle při konkrétních měřeních za různých povětrnostních podmínek znázorňuje poslední tabulka. Měření byla prováděna v jízdě testu SORT2 na vozidle Solaris U12 CNG, s motorem Cummins ISLGeEV 235 kW/2000 min⁻¹ a převodovkou Voith DIWA5, hmotnost při

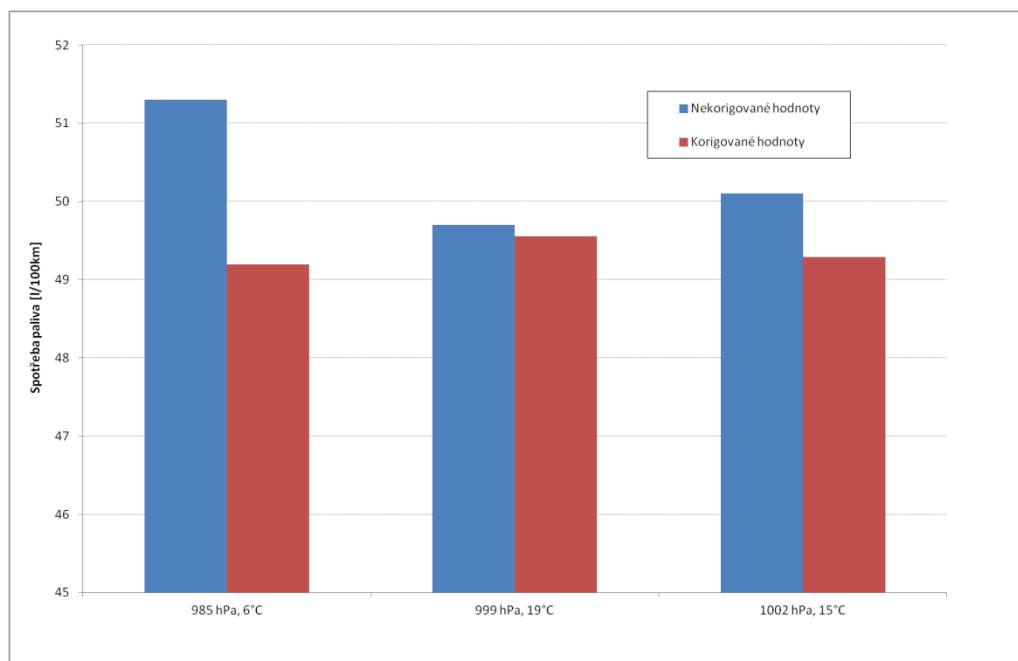
zkoušce 15500 kg. Jednalo se o stále totéž vozidlo. Korekce byla plně uplatněna dle vztahu (15).

Tabulka 24 - aplikace korekce na počasí pro vozidlo měřené v jízdním testu SORT2 za různých povětrnostních podmínek.

Povětrnostní podmínky	985 hPa, 6°C	999 hPa, 19°C	1002 hPa, 15°C
Vref [km.h⁻¹]	38.1		
Ujetá dráha [km]	1.84		
Spotřebované palivo [kg]	0.943	0.914	0.922
Spotřeba nekorigovaná [kg.100km⁻¹]	51.3	49.7	50.1
Spotřeba volnoběhu [kg.h⁻¹]	3.1		
Doba volnoběhu [s]	120		
Spotřeba korigovaná [kg.100km⁻¹]	49.2	49.6	49.3

Z výsledků uvedených v tabulce 24 je patrné, že aplikace korekce na povětrnostní podmínky vede jednak ke změně absolutní hodnoty (v tomto konkrétním případě ke snížení) a ke zmenšení rozptylu výsledků. Rozptyl nekorigovaných hodnot činí 2.4 %, rozptyl korigovaných 0.8 %.

Rozdíly v grafickém vyjádření zobrazuje *obr. 46*.



Obr. 46 - Grafické znázornění rozptylu hodnot korigované a nekorigované spotřeby paliva

7.4 Ověření vlivu pomocných pohonů na spotřebu paliva

Měření vlivu odběru pomocných zařízení bylo prováděno v letech 2006-2013 na autobusech SOR a Solaris. Výtah z uskutečněných měření je znázorněn v následujícím souhrnu.

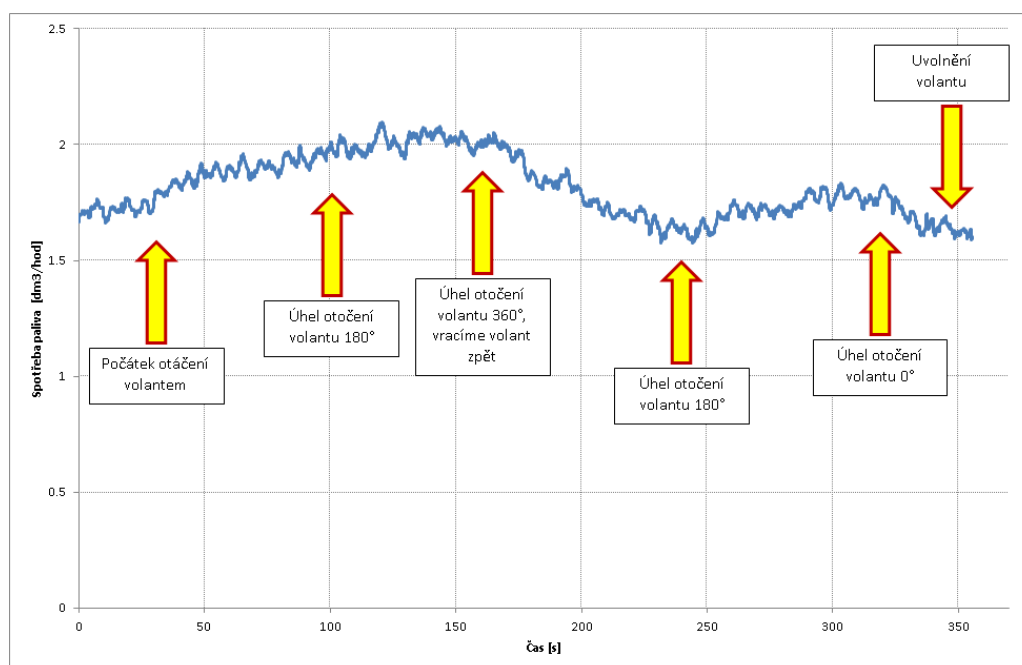
7.4.1 Měření neelektrických zátěží

Zátěží neelektrického charakteru se rozumí různé pomocné pohony, zejména během servořízení, kompresoru vzduchové soustavy, kompresoru klimatizace, ventilátoru chlazení či způsob realizace volnoběhu převodovky. Vliv všech těchto odběrů byl analyzován při proběhlých měřeních.

Na obr. 47 je uveden příklad průběhu volnoběžné spotřeby paliva, měřené objemovým průtokoměrem na vozidle Solaris U12 s motorem DAF MX-11 při běhu servořízení. Měření probíhalo při stání vozidla, volnoběhu motoru a otáčení volantem. Zpočátku dochází k proporcionalnímu nárůstu spotřeby paliva, což je zapříčiněno zejména pružností pneumatik. Od určitého okamžiku se pneumatiky začnou otáčet smykem a spotřeba již prakticky nenarůstá. Výsledky ukazuje tabulka 25. Obdobná situace je při uvolňování volantu, poslední půlotáčku musíme volant vracet silou do výchozí polohy.

Tabulka 25 - volnoběžná spotřeba paliva při běhu servorřízení

Úhel otočení volantu [°]	Spotřeba paliva [dm ³ .h ⁻¹]	Relativní navýšení [dm ³ .h ⁻¹]
0	1.72	0
90	1.87	0.15
180	1.97	0.25
270	2.01	0.29
360	2.02	0.30

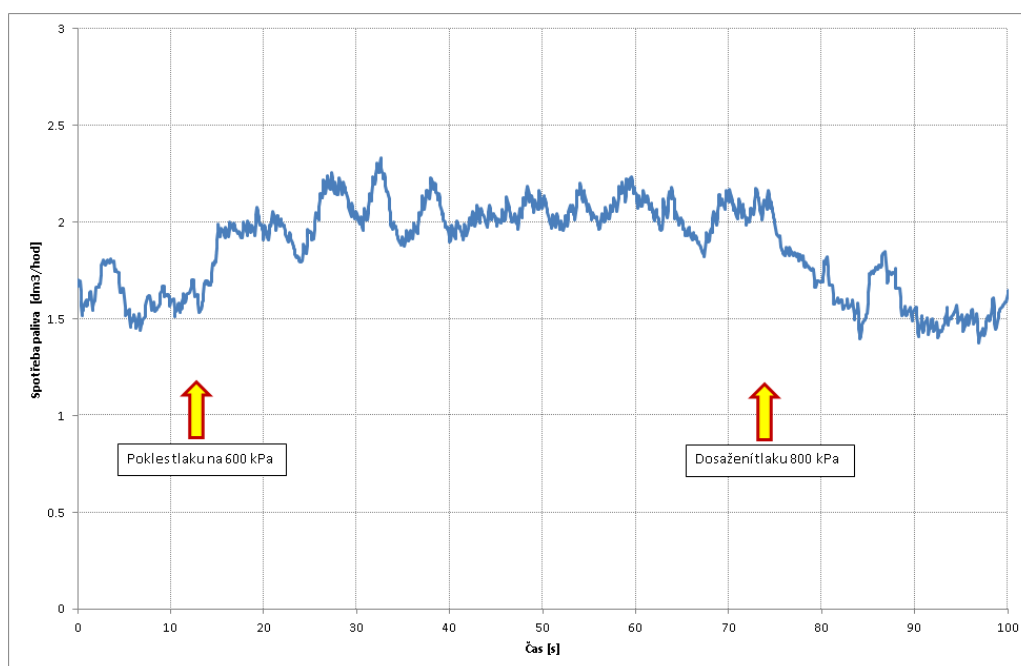


Obr. 47 - Příklad kolísání spotřeby paliva ve volnoběhu při stojícím vozidle a otáčení volantem.

Na obr. 48 je uveden příklad průběhu volnoběžné spotřeby paliva, měřené objemovým průtokoměrem, na vozidle Solaris U12 s motorem DAF MX-11 při běhu kompresoru. Měření probíhalo při stání vozidla, volnoběhu motoru a několikerém sešlápnutí pedálu brzdy tak, aby došlo k poklesu tlaku ve vzduchotechnické soustavě na cca 600 kPa. Kompresor provádí doplnění tlaku na 800 kPa. Výsledky vyhodnocení nárůstu spotřeby jsou uvedeny v tabulce 26.

Tabulka 26 - volnoběžná spotřeba paliva při běhu kompresoru vzduchotechniky

Stav kompresoru	Spotřeba paliva [dm ³ .h ⁻¹]	Relativní navýšení [dm ³ .h ⁻¹]
neběží	1.63	0
v činnosti	2.04	0.41

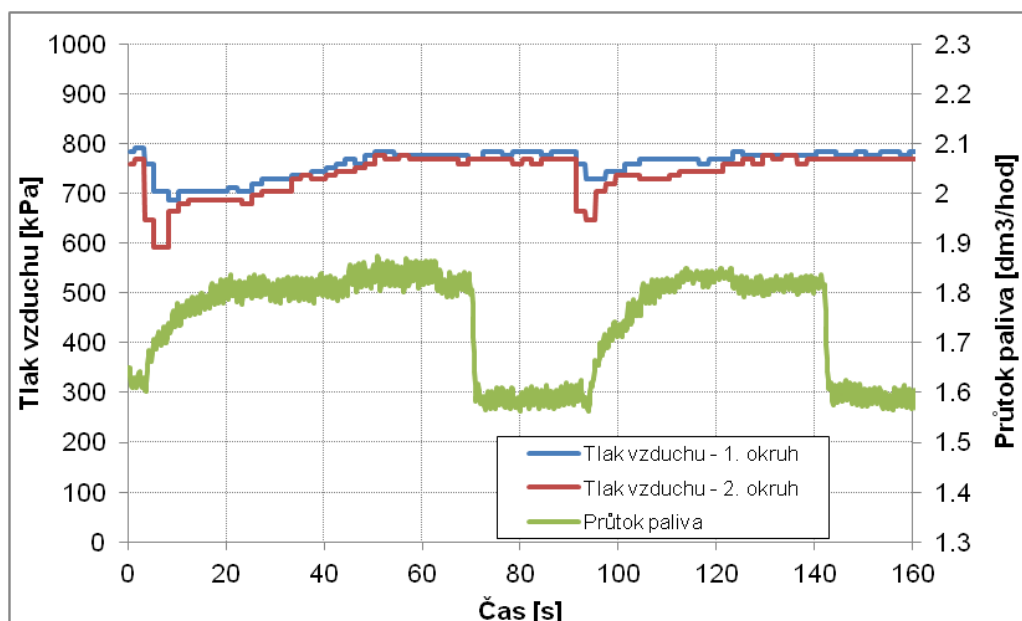


Obr. 48 - Příklad kolísání spotřeby paliva ve volnoběhu při běhu kompresoru. Činnost kompresoru byla vyvolána několikerým rychlým a úplným sešlápnutím brzdového pedálu.

Příklad průběhu spotřeby paliva ve volnoběhu, získaného vzorkováním sběrnice CAN je uveden na obr. 49. Graf zobrazuje průběh tlaku vzduchu a spotřeby paliva na vozidle Solaris U86 s motorem Cummins ISBE6.7E5250B. Navýšení volnoběžné spotřeby paliva v tomto případě činí 0.24 dm³.h⁻¹.

S ohledem na rozsah práce nejsou uváděny detailní záznamy jednotlivých měření. Množství záznamů je uloženo a je k případnému nahlédnutí na pracovišti autora.

Výsledky provedených měření je možné shrnout do tabulky 27.



Obr. 50 - Průběh volnoběžné spotřeby paliva a tlaku vzduchu, získaný vzorkováním sběrnice CAN

Tabulka 27 - Souhrnný přehled výsledků měření:

Druh zařízení	Druh vozidla (zařízení)	Režim měření	Výsledek	Poznámka
servořízení	autobus 12 i 18m	pootáčení volantem při stání na místě	0.1-0.3 dm ³ /h	hmotnost na přední nápravu cca 4000 kg
	dtto	dtto	0.1-0.2 dm ³ /h	hmotnost na přední nápravu cca 3000 kg
klimatizace	autobus 12m	navýšení spotřeby při volnoběhu	2-4 dm ³ /h	závisí na požadavku výkonu klimatizace
	autobus 18m	dtto	3-6 dm ³ /h	
vzduchový kompresor	autobus 12 i 18m	kolísání spotřeby při volnoběhu	0.2-0.5 dm ³ /h	dle velikosti a způsobu regulace kompresoru
volnoběh automatické převodovky	převodovky Voith DIWA 6	volnoběh, nárůst spotřeby při zařazení "D" oproti "N"	do 0.1 dm ³ /h	při funkčním by-passu měniče

Druh zařízení	Druh vozidla (zařízení)	Režim měření	Výsledek	Poznámka
	převodovky Allison (T280R)	dtto	0.4-0.6 dm ³ /h	
	převodovky ZF Ecomat 6HP	dtto	0.2-0.3 dm ³ /h	
	převodovky ZF Ecolife 6AP	dtto	do 0.1 dm ³ /h	
	libovolná s měničem	dtto	1.8-2.5 dm ³ /h	nefunkční bypass, dle velikosti motoru a převodovky
	ZF AS-Tronic	dtto	bez vlivu	mechanická bezměničová převodovka řazená servopohony
ventilátor chlazení	hydraulický pohon ventilátoru	jízdní režim SORT3	4.5-5.5 dm ³ /100km	rozdíl mezi zcela odstaveným a trvale zapnutým ventilátorem (vrtule Ø550 mm)

Z uvedeného přehledu je patrné, že největšími "spotřebiteli" paliva jsou klimatizace, externí ventilátor chlazení a nefunkční bypass měniče automatické převodovky. Bypass měniče sníží tlak v hydrodynamickém měniči při stání vozidla a zařazeném stupni "D". Nutno však dodat, že funkčnost bypassu měniče automatické převodovky se projeví pouze při úplném zastavení vozidla, tj. zejména v městském provozu. Externí ventilátor chlazení má ve vozidlech řízený chod, bývá v činnosti vždy při brzdění a dále začíná proporcionalně vstupovat v činnost při zvýšení teploty motoru nebo převodovky nad stanovené meze (obvykle kolem 85°C pro motor a 95°C pro převodovku).

Vliv servořízení se projeví nejvíce při stání vozidla a nízkých rychlostech jízdy (cca do 40 km.h⁻¹). Při vyšších rychlostech jízdy jsou ovládací síly výrazně nižší a celkový vliv servořízení se tak bude pohybovat na spodní hranici. Provést měření za jízdy je však

obtížné, neboť s vyřazeným hydraulickým čerpadlem je vozidlo v nižších rychlostech prakticky neovladatelné.

7.4.2 Měření elektrických zátěží

Vliv elektrických zátěží byl měřen na vozidlech Solaris U12 s motorem Cummins ISBE6.7E6310 a SOR BN8.5 s motorem Cummins ISB4.5E6160. Obě vozidla jsou standardně vybavena 2 alternátory 24V, 80A a 2 akumulátory 12V 225Ah. Zatěžování bylo provedeno pomocí účelového zatěžovacího stavu sestaveného ze žárovek H3, 24V/70W a 24V/100W, viz *obr. 50*. Bylo využito měřicí ústředny NI-cRIO9074 s modulem NI9206 a proudových kleští Tecpel CA-1000D 0-1000A. Změna spotřeby paliva byla zjišťována z palubní sběrnice CAN. Výsledky měření jsou uvedeny v následujících tabulkách 28 a 29.



Obr. 50 - Zatěžovací stav elektrické soustavy vozidla, celkový jmenovitý příkon 960 W

Tabulka 28 - spotřeba paliva při zatěžování el. soustavy vozidla Solaris U12

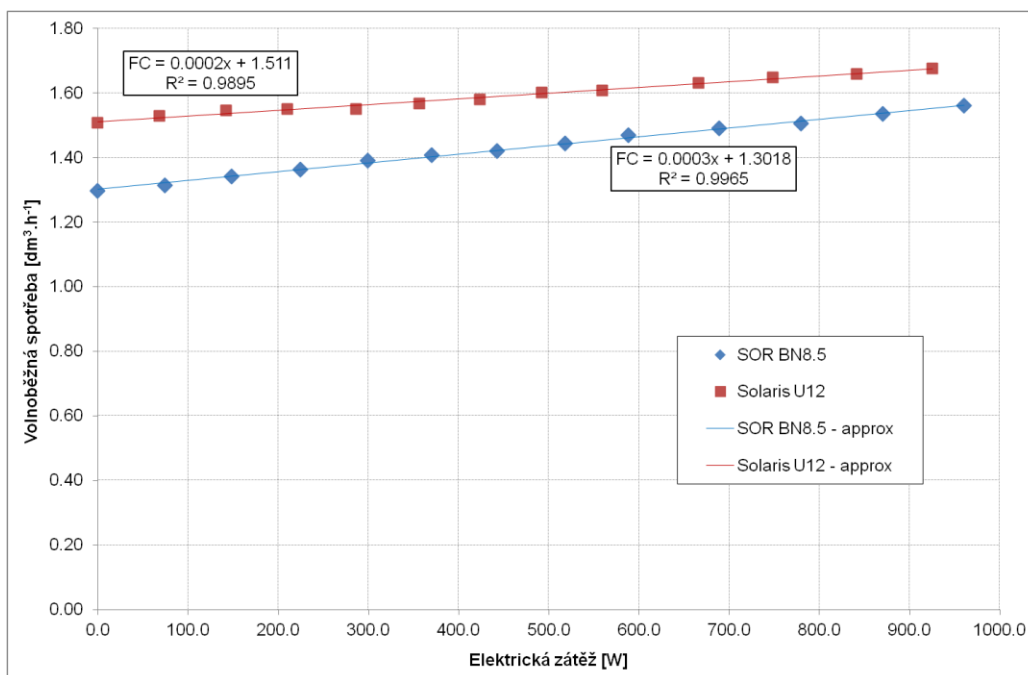
Zátěž				Spotřeba [dm ³ .h ⁻¹]
Jmenovitý příkon [W]	Palubní napětí [V]	Proud zátěže [A]	Skutečný příkon [W]	
0	27.81	0	0	1.51
70	27.79	2.46	68.2	1.53
140	27.77	5.13	142.3	1.55
210	27.75	7.57	210.0	1.55
280	27.72	10.32	286.2	1.55
350	27.71	12.86	356.5	1.57
420	27.69	15.31	423.8	1.58
490	27.68	17.80	492.5	1.60
560	27.66	20.22	559.3	1.61
660	27.62	24.12	666.1	1.63
760	27.60	27.12	748.5	1.65
860	27.58	30.51	841.3	1.66
960	27.55	33.60	925.5	1.68

Tabulka 29 - spotřeba paliva při zatěžování el. soustavy vozidla SOR BN8.5

Zátěž				Spotřeba [dm ³ .h ⁻¹]
Jmenovitý příkon [W]	Palubní napětí [V]	Proud zátěže [A]	Skutečný příkon [W]	
0	28.41	0	0	1.30
70	28.39	2.62	74.3	1.31
140	28.38	5.24	148.7	1.34
210	28.37	7.91	224.5	1.36

Zátěž				Spotřeba [dm ³ .h ⁻¹]
Jmenovitý příkon [W]	Palubní napětí [V]	Proud zátěže [A]	Skutečný příkon [W]	
280	28.36	10.57	299.7	1.39
350	28.35	13.07	370.5	1.41
420	28.34	15.63	442.9	1.42
490	28.32	18.29	518.1	1.44
560	28.31	20.77	588.1	1.47
660	28.30	24.34	688.8	1.49
760	28.29	27.55	779.5	1.51
860	28.27	30.78	870.4	1.53
960	28.27	33.97	960.3	1.56

Grafické znázornění přírůstu volnoběžné spotřeby při zvýšení zatížení elektrické soustavy vozidel ukazuje *obr. 51*. Vypočtené rovnice regresních závislostí jsou uvedeny v grafu. Závislost volnoběžné spotřeby na zátěži je v obou případech prakticky lineární, vypočtené regresní funkce vysvětlují 99.65 % resp. 98.95 % variability dat. V tabulkách 30 až 33 jsou uvedeny výsledky testování regresní funkce a regresních koeficientů pro obě vozidla. V obou případech byla otestována jejich vysoká významnost. Nárůst spotřeby v závislosti na zatížení elektrické soustavy lze vyčíslit pro vozidlo s menším motorem ve výši 0.3 dm³.kW⁻¹, pro větší motor 0.2 dm³.kW⁻¹.



Obr. 51 - Závislost volnoběžné spotřeby paliva na zatížení elektrické soustavy.

Tabulka 30 - F-test významnosti regresní funkce. (Solaris U12, Cummins ISBE6.7E6310)

	Rozdíl	SS	MS	F	Významnost F
Regrese	1	0.033407	0.033407	1039.189	3.05E-12
Rezidua	11	0.000354	3.21E-05	-	-
Celkem	12	0.033760	-	-	-

Tabulka 31 - T-test významnosti regresních koeficientů. (Solaris U12, Cummins ISBE6.7E6310)

	Koeficienty	Chyba stř. hodnoty	t stat	Hodnota P
Hranice	1.510955	0.002885	523.7928	1.54E-25
P [W]	0.000177	5.5E-06	32.23645	3.05E-12

Tabulka 32 - F-test významnosti regresní funkce. (SOR BN8.5, Cummins ISB4.5E6160)

	Rozdíl	SS	MS	F	Významnost F
Regrese	1	0.084261	0.084261	3103.344	7.69E-15
Rezidua	11	0.000299	2.72E-05	-	-
Celkem	12	0.08456	-	-	-

Tabulka 33 - T-test významnosti regresních koeficientů. (Solaris U12, Cummins ISB4.5E6160)

	Koeficienty	Chyba stř. hodnoty	t stat	Hodnota P
Hranice	1.301797	0.002666	488.3418	3.33E-25
P [W]	0.000272	4.88E-06	55.70767	7.69E-15

Dále bylo provedeno vzorkování přechodového stavu, kdy došlo ke skokovému připojení zátěže o jmenovitém příkonu 960W. Cílem bylo ověřit, nakolik zvýšený odběr vykrývá alternátor a nakolik se podílí na jeho vyrovnání akumulátory. Ověření bylo provedeno na vozidle Solaris U12 s motorem Cummins ISBE6.7E6310 (viz tabulka 34).

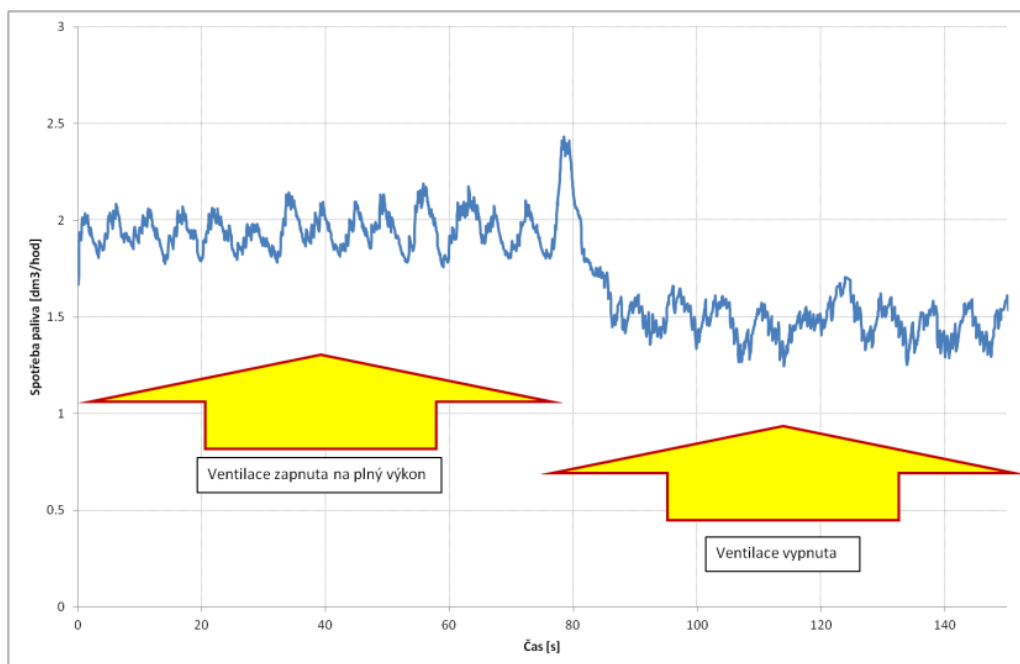
Tabulka 34 - sledování hlavních veličin po skokovém připojení velké elektrické zátěže

Čas [s]	Zátěž		Proud akumulátoru [A]	Spotřeba [dm ³ .h ⁻¹]	Otáčky [min ⁻¹]
	Napětí [V]	Proud [A]			
-0.05	27.78	0	0	1.50	600
0.00	26.89	0.3	0	1.50	600
0.05	26.69	94.2	45.9	1.50	600
0.11	26.75	66.3	29.3	1.50	598
0.16	26.80	52.3	13.4	1.50	597
0.20	27.04	42.9	2.3	1.50	593
0.25	27.20	38.5	-2.1	1.50	591
0.30	27.33	36.6	-7.5	1.53	590

Čas [s]	Zátěž		Proud akumulátoru [A]	Spotřeba [dm ³ .h ⁻¹]	Otáčky [min ⁻¹]
	Napětí [V]	Proud [A]			
0.36	27.41	35.0	-7.0	1.54	591
0.41	27.54	34.4	-7.8	1.67	591
0.45	27.62	34.4	-5.0	1.72	592
0.50	27.71	34.5	-3.3	1.74	592
0.55	27.72	33.6	-0.1	1.75	595
0.60	27.69	34.0	5.0	1.75	595
0.66	27.68	33.0	4.6	1.75	596
0.70	27.59	32.8	5.9	1.72	598
0.75	27.58	33.1	7.1	1.71	599
0.80	27.51	33.3	5.8	1.70	599
0.86	27.50	32.9	5.0	1.70	599
0.91	27.45	33.0	1.3	1.67	599
0.95	27.50	33.4	-0.4	1.66	600
1.00	27.51	32.8	0.6	1.66	600

Z naměřených hodnot v tabulce 34 je patrné, že celý přechodový stav odezní během 1 sekundy. Po připojení zátěže dojde k výraznému poklesu palubního napětí a otáček motoru, odběr je v první fázi vykryván odběrem z akumulátorů, následuje ustálení odběrového proudu, dobíjení akumulátorů a doregulování otáček na původní hodnotu. Počáteční proudový odběr může být způsobený např. změnou elektrického odporu vláken žárovek, ze kterých byl sestaven zatěžovací stav.

Příklad změny volnoběžné spotřeby paliva při zapnutí výrazné elektrické zátěže vozidla též ilustruje *obr. 52*. Na rozdíl od předchozích analýz zatížení elektrické soustavy, kdy bylo využito údajů sběrnice CAN, je zde zobrazen náměr spotřeboměrem Datron s typickými pulzacemi měření průtoku. Vyhodnocení změny spotřeby je uvedeno též v tabulce 35.



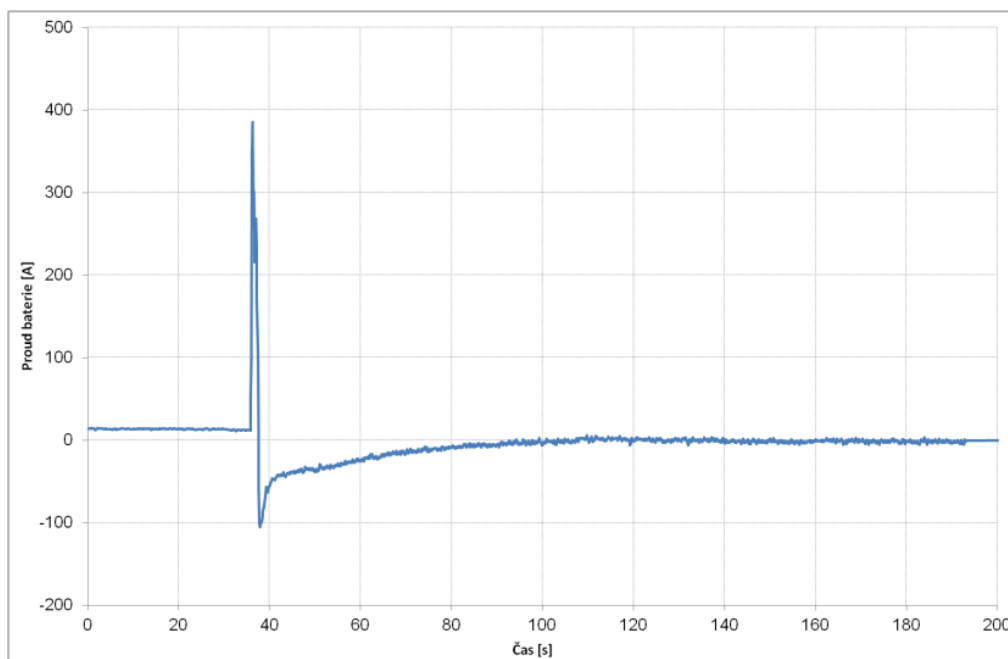
Obr. 52. - Změna spotřeby paliva ve volnoběhu při zapnutí významného elektrického odběru - centrální nucené ventilace prostoru pro cestující

Tabulka 35 - volnoběžná spotřeba paliva při běhu ventilace

Stav ventilace	Spotřeba paliva [dm ³ .h ⁻¹]	Relativní navýšení [dm ³ .h ⁻¹]
neběží	1.48	0
v činnosti	1.94	0.46

7.4.3 Startovní a postartovní fáze

Měření elektrické bilance bylo provedeno na vozidle Solaris Urbino 12 s motorem DAF MX-11. Bylo využito měřící ústředny NI-cRIO9074 s modulem NI9206 a proudových kleští Tecpel CA-1000D 0-1000A. Výsledky jsou uvedeny v grafu na obr. 53.

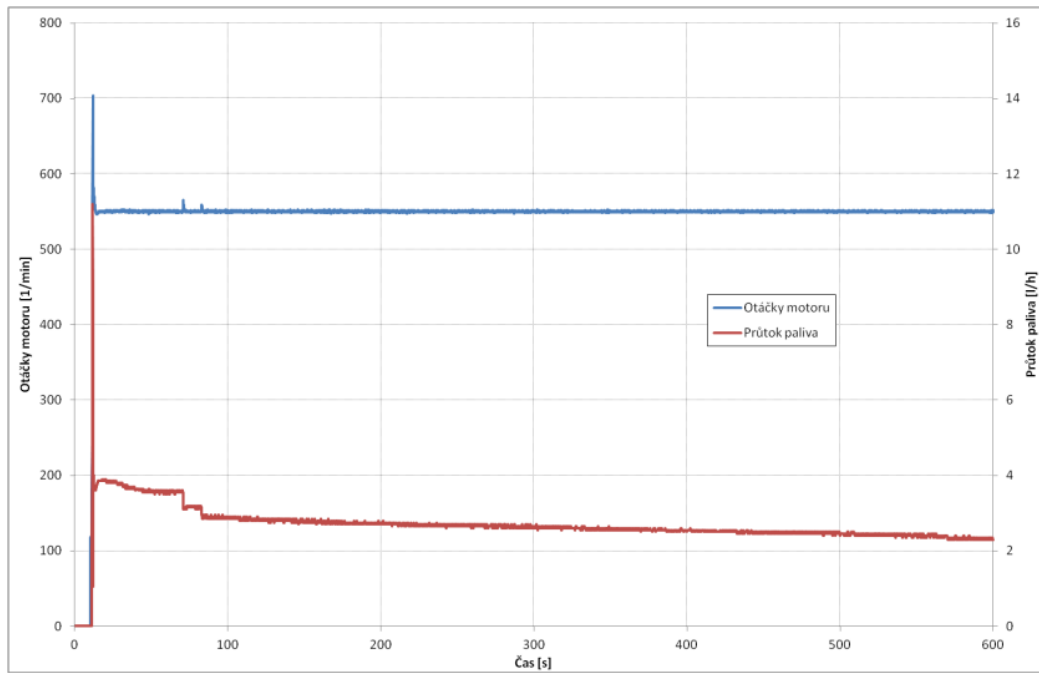


Obr. 53. - Průběh startovacího a dobíjecího proudu

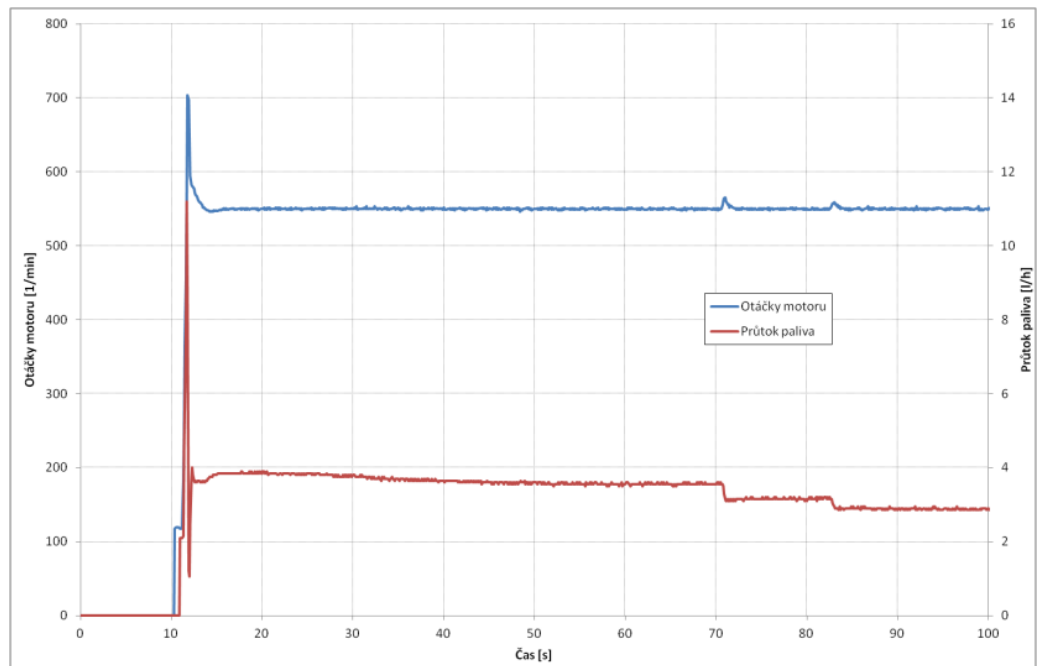
Ze záznamu měření je zřejmé, že startovací proud dosahuje hodnoty téměř 400 A, následuje dobíjecí fáze s maximálním proudem kolem 100 A, který poměrně rychle klesne na úroveň cca 40 A a následně asymptoticky klesá k nule během cca 60 sekund. Přeneseně to znamená, že přibližně minutu po startu motoru zvýšenou spotřebou paliva pokrýváme dobíjení akumulátoru. Tato fakta si je nutné uvědomit zejména v případě, že bychom zamýšleli vozidlo vybavit Start/Stop systémem. Pokud by motor nezůstal po startu v chodu vždy alespoň 1 minutu, docházelo by k postupnému vybíjení akumulátoru.

7.4.4 Postartovní spotřeba paliva při studeném startu motoru

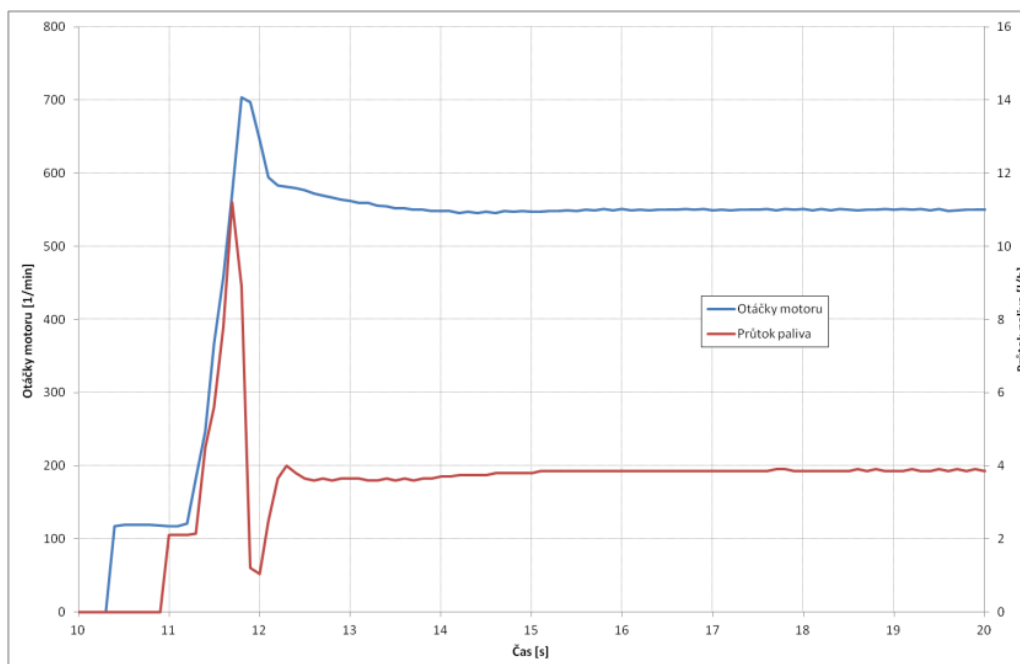
Při studeném startu (20°C) naměříme výraznou startovací dávku, která bezprostředně po rozběhu motoru přejde na volnoběžnou hodnotu, která je již závislá na teplotě motoru a pohonu přídatných spotřebičů. Po studeném startu se v počátcích též projeví energetická náročnost chodu kompresoru, neboť neumíme zajistit 100% těsnost vzduchové soustavy po dobu více než 12 hodin (chladnutí motoru). Výsledky měření vozidla Solaris U12 s motorem DAF MX-11 jsou znázorněny v grafu na obr. 54 až obr. 56. Výsledky byly získány monitorováním CAN sběrnice.



Obr. 54. - Průběh spotřeby paliva a otáček motoru po studeném startu po dobu 10 minut



Obr. 55. - Detail předchozího průběhu v trvání 100 sekund.



Obr. 56. - Detail startovací fáze v délce 10 sekund

Vyhodnocení startu motoru:

Vyhodnocení startovací fáze studeného motoru je shrnuto v tabulce 36.

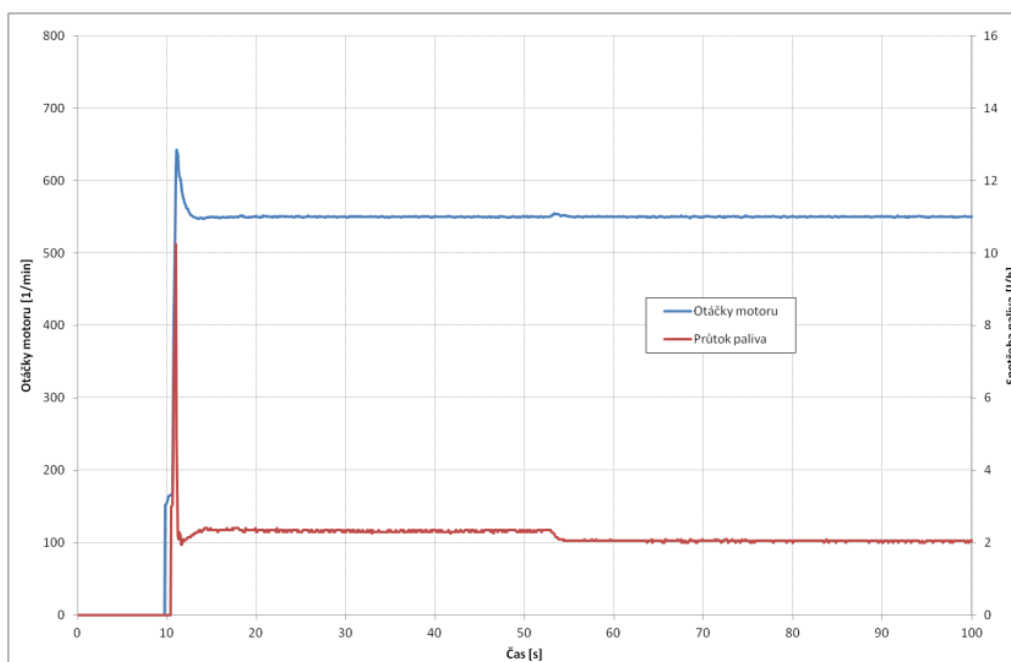
Tabulka 36 - vyhodnocení startu studeného motoru

Spotřebované palivo do okamžiku ustálení volnoběžných otáček	5.365 cm ³
Startovací spotřeba paliva	11.20 dm ³ .h ⁻¹
Ustálená volnoběžná spotřeba bezprostředně po startu	3.85 dm ³ .h ⁻¹
Ustálená volnoběžná spotřeba po odstavení pomocných pohonů	2.90 dm ³ .h ⁻¹
Otáčky startu motoru	120 min ⁻¹
Maximální otáčky po startu	700 min ⁻¹
Ustálené volnoběžné otáčky	550 min ⁻¹
Doba od startu do rozběhu motoru	0.9 s
Doba od startu do ustálení volnoběžných otáček	5.6 s

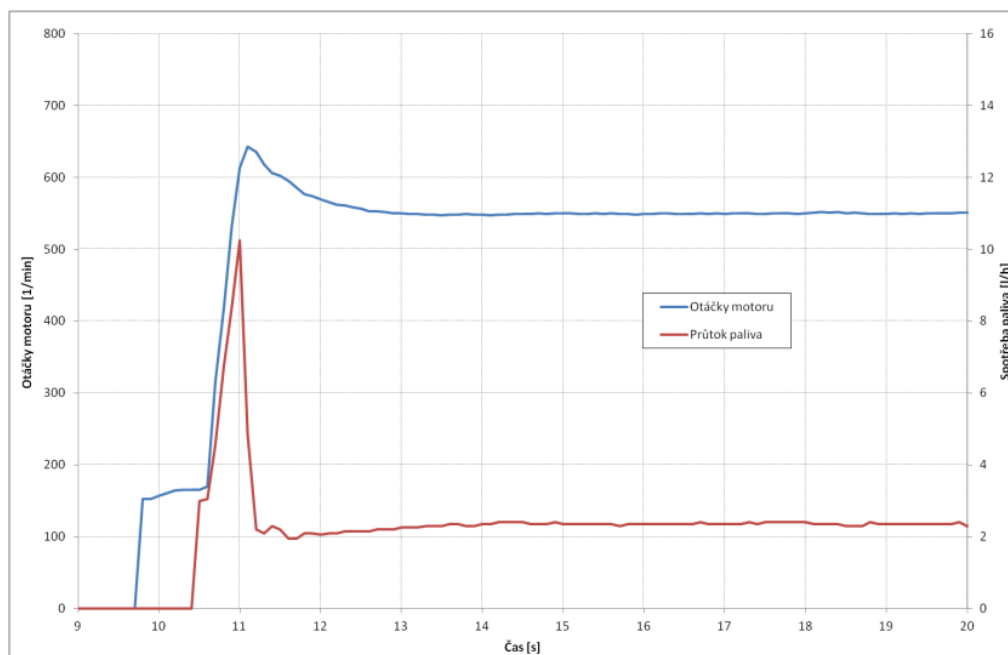
Při studeném startu bylo do doby ustálení volnoběžných otáček spotřebováno 5.365 cm³ paliva. Ve srovnání s prostou volnoběžnou spotřebou studeného motoru za ten samý časový úsek se jedná o navýšení o 0.854 cm³.

7.4.5 Postartovní spotřeba paliva při teplém startu motoru

Při startu motoru za provozní teploty (83°C) opět postřehneme výraznou startovací dávku, která bezprostředně po rozběhu motoru přejde na mírně zvýšenou volnoběžnou hodnotu, která během cca 30 sekund přejde ve standardní volnoběžnou dávku. V grafech na *obr. 57* a *obr. 58* jsou znázorněny výsledky měření vozidla Solaris U12 s motorem DAF MX-11. Výsledky byly získány monitorováním CAN sběrnice vozidla.



Obr. 57. - Průběh spotřeby paliva a otáček motoru po teplém startu v době 100 sekund



Obr. 58. - Detail startovací fáze po teplém startu v délce 10 sekund

Vyhodnocení startu motoru:

Vyhodnocení startovací fáze teplého motoru je shrnuto v tabulce 37.

Tabulka 37 - vyhodnocení startu teplého motoru

Spotřebované palivo do okamžiku ustálení volnoběžných otáček	3.336 cm ³
Startovací spotřeba paliva	10.25 dm ³ .h ⁻¹
Ustálená volnoběžná spotřeba bezprostředně po startu	2.35 dm ³ .h ⁻¹
Ustálená volnoběžná spotřeba po odstavení pomocných pohonů	2.05 dm ³ .h ⁻¹
Otáčky startu motoru	160 min ⁻¹
Maximální otáčky po startu	640 min ⁻¹
Ustálené volnoběžné otáčky	550 min ⁻¹
Doba od startu do rozběhu motoru	0.8 s
Doba od startu do ustálení volnoběžných otáček	5.1 s

Z naměřených hodnot vyplývá, že při startu bylo za dobu 5.1 sekundy spotřebováno 3.336 cm³ paliva. Pokud by motor běžel v ustálených volnoběžných otáčkách, proteklo by jím při hodinové spotřebě 2.05 dm³.h⁻¹ za shodnou dobu 2.904 cm³ paliva. Vlastní start zahřátého motoru tedy spotřebuje 0.432 cm³ paliva, což je méně než 1 sekunda běhu motoru na volnoběh.

Srovnáním teplého a studeného startu, nebyl zjištěn příliš velký rozdíl ve velikosti maximálního průtoku paliva (startovací dávky), ale v celkově spotřebovaném palivu do doby rozběhu motoru. Tato startovní fáze je z hlediska spotřeby u studeného motoru v měřeném vozidle o 61 % náročnější než u motoru zahřátého.

7.5 Analýza provozních vlivů na spotřebu paliva

7.5.1 Vliv druhu použité převodovky

Pro tato měření bylo využito vozidel, která se sice navzájem liší výbavou a uspořádáním prostoru pro cestující, ale mají s výjimkou odlišných převodovek shodné motory i

podvozkové orgány. Výsledky měření jízdního odporu a spotřeb paliva při volnoběhu a jízdním cyklu SORT2 jsou v následujících *tabulkách 38 a 39*:

Tabulka 38 - Srovnání spotřeby a valivého odporu vozidla s automatickou a robotizovanou převodovkou

Vozidlo	spotřeba SORT2 [dm ³ .100km ⁻¹]	spotřeba [dm ³ .h ⁻¹]		valivý odpor [N]
		volnoběh N	volnoběh D	
SOR BN/CN 10.5, automatická převodovka	38.4	1.83	2.48	1050
SOR BN/CN 10.5, robotizovaná převodovka	29.1	1.34	1.36	620

Tabulka 39 - Srovnání spotřeby a valivého odporu vozidla s automatickou a mechanickou převodovkou

Vozidlo	spotřeba SORT2 [dm ³ .100km ⁻¹]	spotřeba [dm ³ .h ⁻¹]		valivý odpor [N]
		volnoběh N	volnoběh D	
Solaris Interurbino 12, automatická převodovka	40.3	2.16	2.26	1180
Solaris Interurbino 12, mechanická převodovka	35.4	1.90	1.90 ^{*)}	870

^{*)} zařazený převodový stupeň, rozepnutá spojka

Legenda:

N - zařazený neutrální

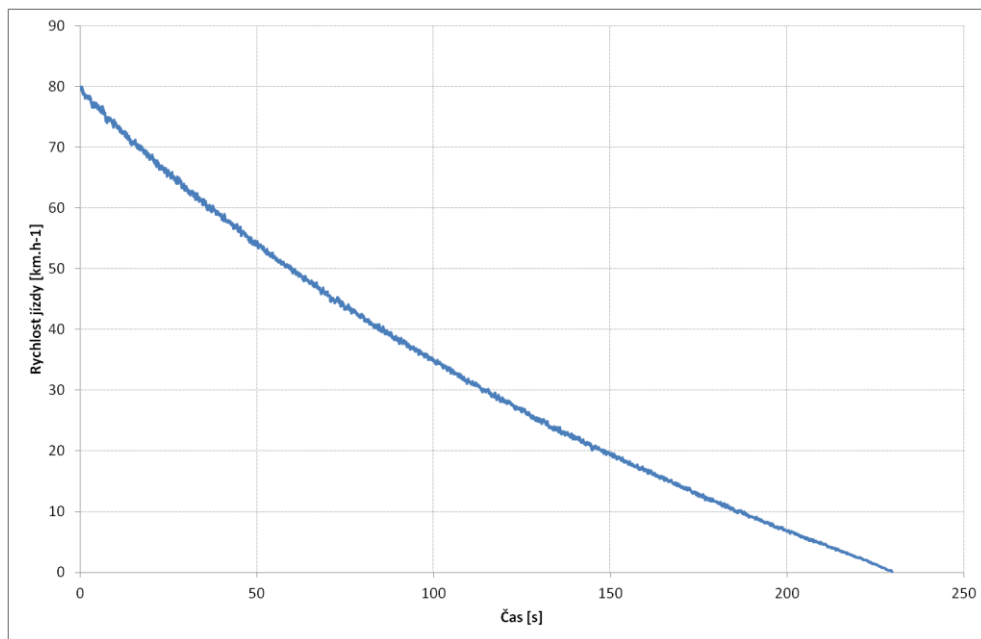
D - volič převodovky v poloze D, vozidlo stojí

valivý odpor je reprezentován konst. členem rovnice aproximovaného jízdního odporu

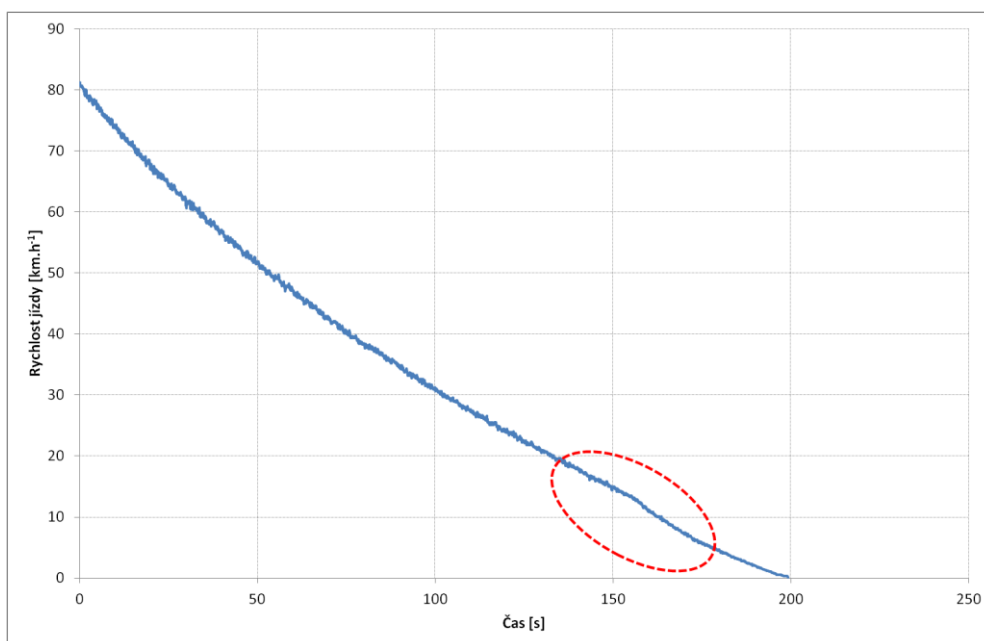
Z výsledků měření uvedených v tabulkách 38 a 39 a grafech na *obr. 59 a 60* vyplývá, že mechanické a robotizované převodovky mají menší vnitřní pasivní ztráty i menší jízdní odpor, jízda s nimi je tedy ekonomičtější než s klasickými automatickými

převodovkami s hydrodynamickým měničem. Jejich použití je však nevhodné pro městský nebo intenzivní příměstský provoz, neboť jejich životnost v tomto případě prudce klesá z důvodu nadměrného opotřebení spojek.

Jako zajímavost si uvedme typický příklad dojezdové křivky pro vozidla s automatickou převodovkou Allison T280R, viz *obr. 60*. Zobrazený průběh je typický pro všechna vozidla, vybavená touto převodovkou. Pro srovnání je na *obr. 59* uvedený průběh dojezdové křivky pro vozidlo s mechanickou převodovkou.



Obr. 59. - Typický doběh vozidla s manuální převodovkou (SOR C12)



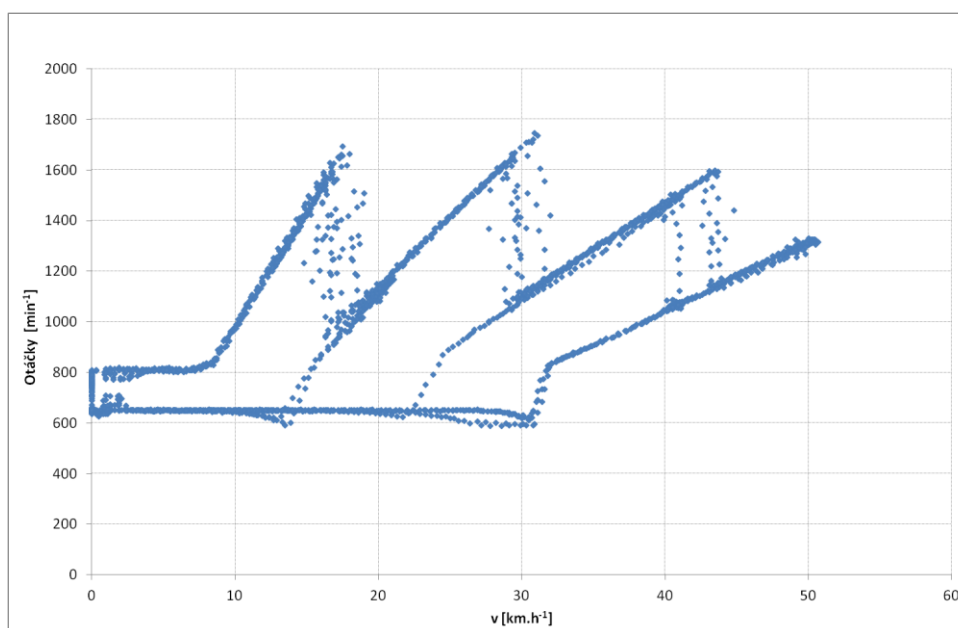
Obr. 60. - Typický doběh vozidla s převodovkou Allison (Solaris U12)

Z grafu na *obr. 60* je zřejmá anomálie a výrazné zvýšení ztrát při rychlostech jízdy pod cca 10 km.h⁻¹. Při této rychlosti si převodovka interně zařadí první převodový stupeň a byť spojení s motorem zůstává rozpojené, projeví se to zvýšením jízdních ztrát. Jedná se o vlastnost těchto převodovek, kterou nelze uživatelsky ovlivnit.

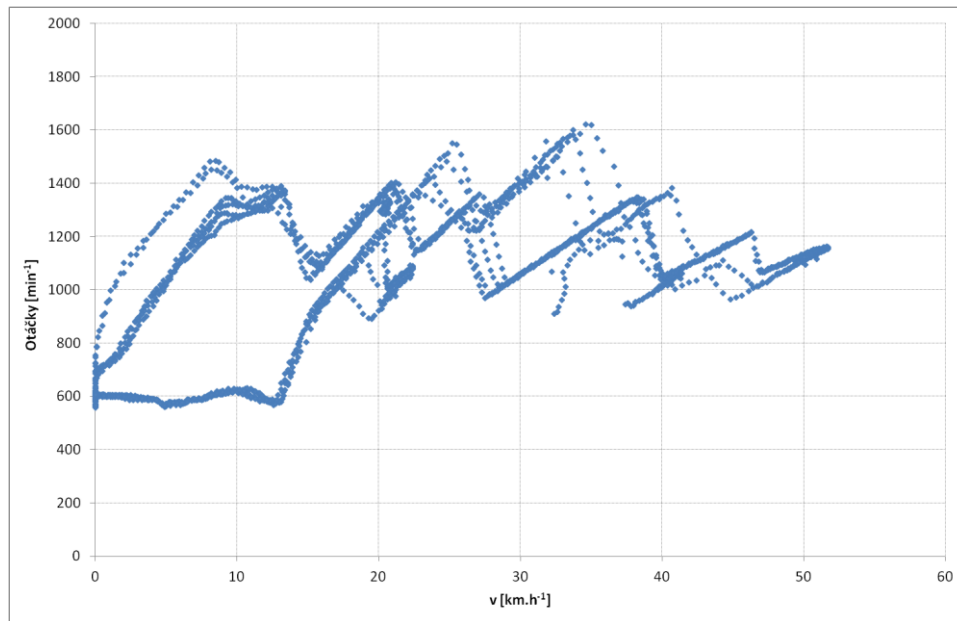
7.5.2 Spektrum řazení

Toto spektrum je možné znázornit jak ve vzájemných závislostech jednotlivých veličin, tak i s pomocí histogramů. S ohledem na skutečnost, že motor má nejvyšší účinnost při plném zatížení, bude s ohledem na vyhodnocení spotřeby paliva výhodnější takové zobrazení dat, ze kterých bude patrný běh v nižších otáčkách a vyšším zatížení.

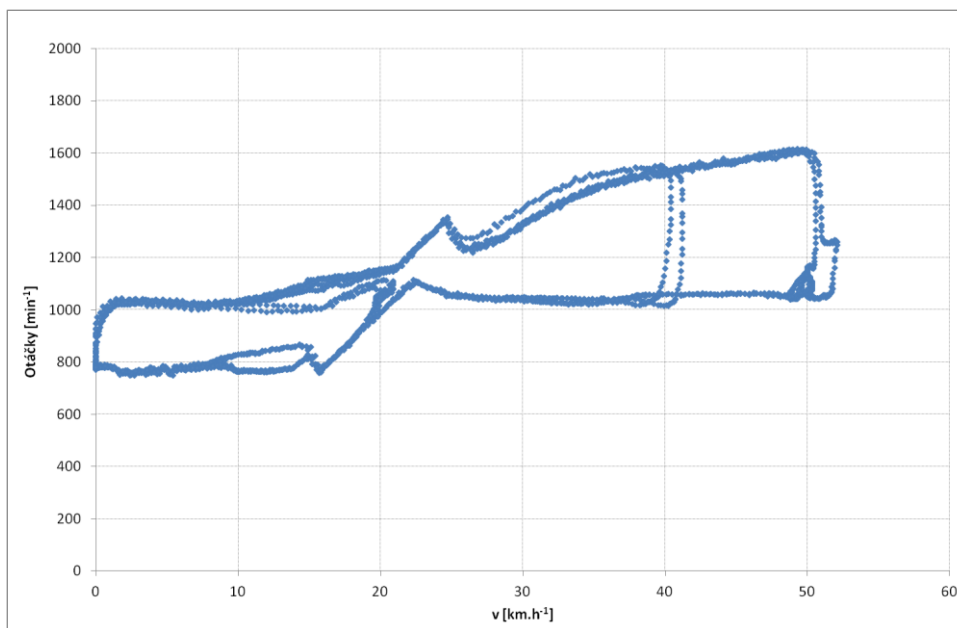
Pro získání rámcové představy bylo provedeno několik měření na vozidlech s různými druhy převodovek v jízdním testu SORT2. Nejprve sestavíme tzv. pilové diagramy, tj. závislosti otáček motoru na rychlosti jízdy vozidla. Z tohoto diagramu je možné např. odečítat okamžiky řazení, viz *obr. 61 až 63*.



Obr. 61. - Pilový diagram robotizované převodovky ZF AS-Tronic.



Obr. 62. - Pilový diagram klasické automatické převodovky ZF 6HP 504C.



Obr. 63. - Pilový diagram hybridní převodovky Allison EV50.

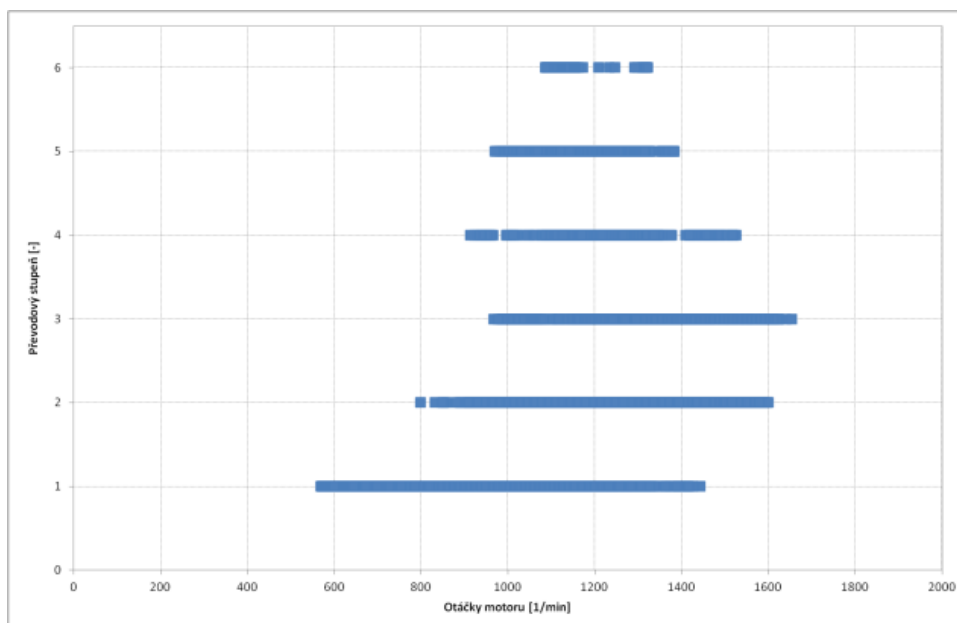
Ze zobrazených průběhů je patrné, že robotizovaná převodovka (obr. 61) se chová podobně, jako převodovka mechanická. Rozjezd vozidla probíhá při konstantních otáčkách motoru 800 min^{-1} pomocí řízeného skluzu spojky a poté následuje klasické řazení převodových stupňů, realizované servomechanizmy. Při brzdění se nevyužívá brzdného účinku motoru, ten má volnoběžné otáčky 650 min^{-1} .

Klasická automatická převodovka má pilový diagram zobrazený na obr. 62. Otáčky motoru jsou při akceleraci udržovány v rozmezí cca $1000\text{-}1400 \text{ min}^{-1}$. Při brzdění je v

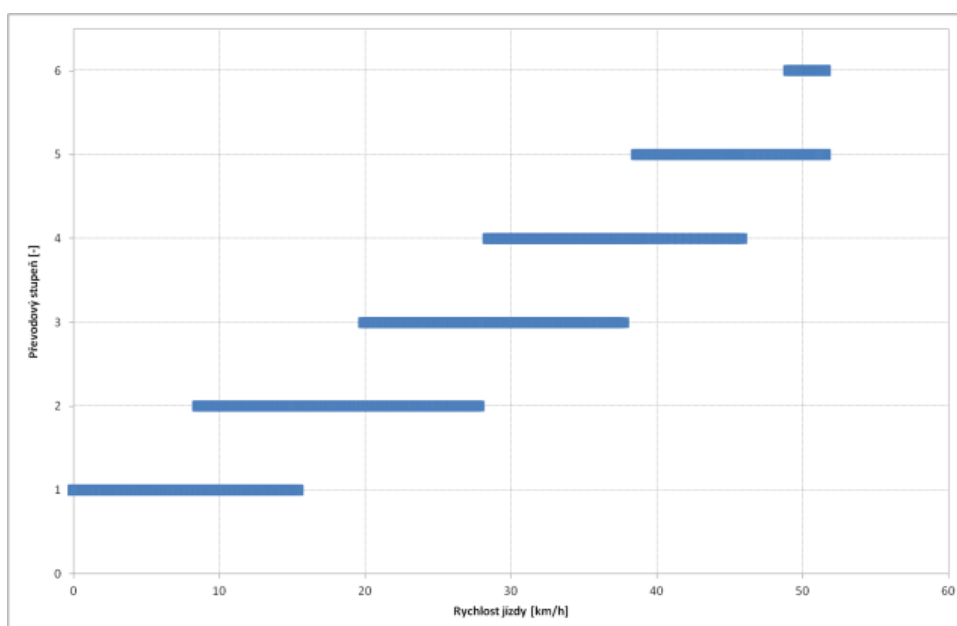
rozmezí rychlostí cca 35-15 km.h⁻¹ využíván brzdny účinek motoru, při řazení 3. a 2. stupně otáčky motoru dosahují 1600 min⁻¹. Při rozjezdu v rozmezí 0-10 km.h⁻¹ lze vysledovat, že převodovka v některých případech využívá režim otevřeného hydrodynamického měniče (tj. měnič je v činnosti, není přemostěn spojkou).

Záznam z hybridní převodovky Allison EV50 ukazuje *obr. 63*. Zde je patrné, že až do rychlosti 10 km.h⁻¹ má motor konstantní otáčky a převodovka provádí kontinuální změnu převodového poměru. V rozmezí rychlostí cca 20-25 km.h⁻¹ (při deceleraci 15-22 km.h⁻¹) se otáčky motoru mění úměrně rychlosti jízdy a ve vyšších rychlostech jízdy převodovka realizuje kontinuální progresivní změnu převodového poměru, otáčky motoru stoupají pomaleji, než se zvyšuje rychlost vozidla. Při deceleraci motor udržuje konstantní otáčky až do snížení rychlosti na cca 22 km.h⁻¹, následně přejde do volnoběhu.

Při vyhodnocování delšího časového úseku měření je vhodnější zobrazit využití jednotlivých převodových stupňů v závislosti na otáčkách motoru nebo na rychlosti jízdy, viz následující grafy na *obr. 64 a 65*. Úsečky zde zobrazují otáčky resp. rychlosti jízdy, při kterých je zařazen příslušný převodový stupeň. Přerušení úseček plyne z konstrukce těchto grafů - ty byly vytvořeny zobrazením izolovaných bodů, kdy byly s frekvencí 10 Hz vzorkovány ze sběrnice CAN údaje o otáčkách motoru a zařazeném převodovém stupni (*obr. 64*) resp. rychlosti jízdy a zařazeném převodovém stupni (*obr. 65*). Přerušení úseček je tak způsobeno nízkou frekvencí vzorkování dat. Měření bylo provedeno na vozidle SOR NB12 s převodovkou ZF 6HP 504C na zkušební dráze při jízdním testu SORT2.



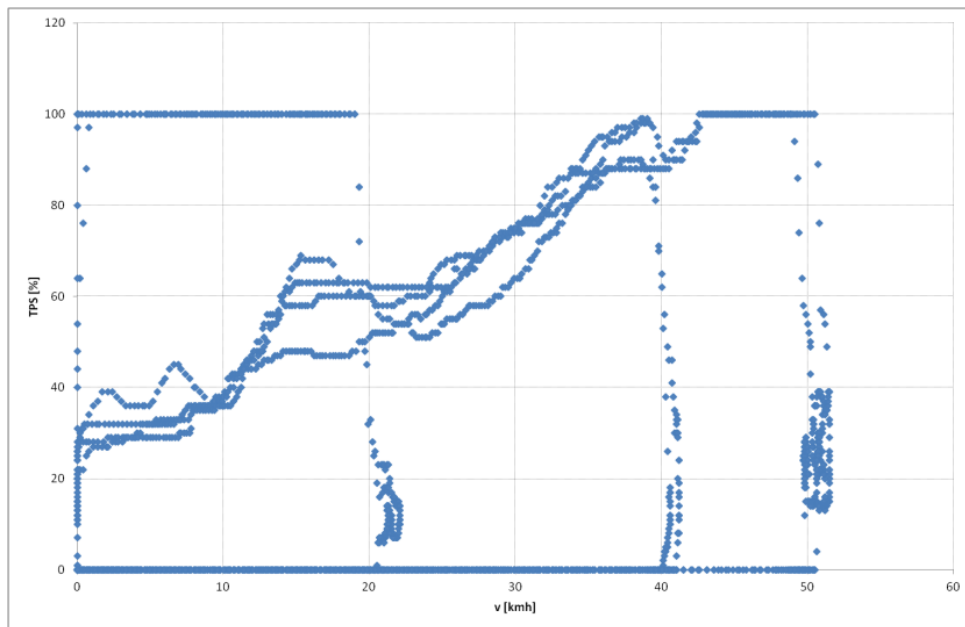
Obr. 64. - Zobrazení využití převodových stupňů v závislosti na otáčkách motoru.



Obr. 65. - Zobrazení využití převodových stupňů v závislosti na rychlosti jízdy.

Pro vyhodnocení režimu práce motoru je možné zobrazit velikost zatížení motoru, reprezentovaného velikostí sešlápnutí pedály akcelerace v závislosti na rychlosti jízdy vozidla, viz obr. 66. Data opět pocházejí ze sběrnice CAN, vzorkované 10 Hz v jízdním testu SORT2. Z grafu je patrné, že motor je plně zatížen pouze při akceleraci na 20 km.h⁻¹ a poté při akceleraci z 43 na 50 km.h⁻¹. Z grafu je možné též odečíst

polohu pedálu akcelerace v úsecích ustálených rychlostí jízdy - po dosažení nominální rychlosti 20 km.h⁻¹ se pohybuje mezi 7-20 % (indikace rychlosti jízdy 21-22 km.h⁻¹), při 40 km.h⁻¹ (indikace 41-42 km.h⁻¹) mezi 0-35 % a při 50 km.h⁻¹ (indikace 50-52 km.h⁻¹) v rozmezí 13-39 %.



Obr. 66. - Graf závislosti sešlápnutí pedálu akcelerace na rychlosti jízdy vozidla v testu SORT2.

7.5.3 Optimalizace chodu automatické převodovky

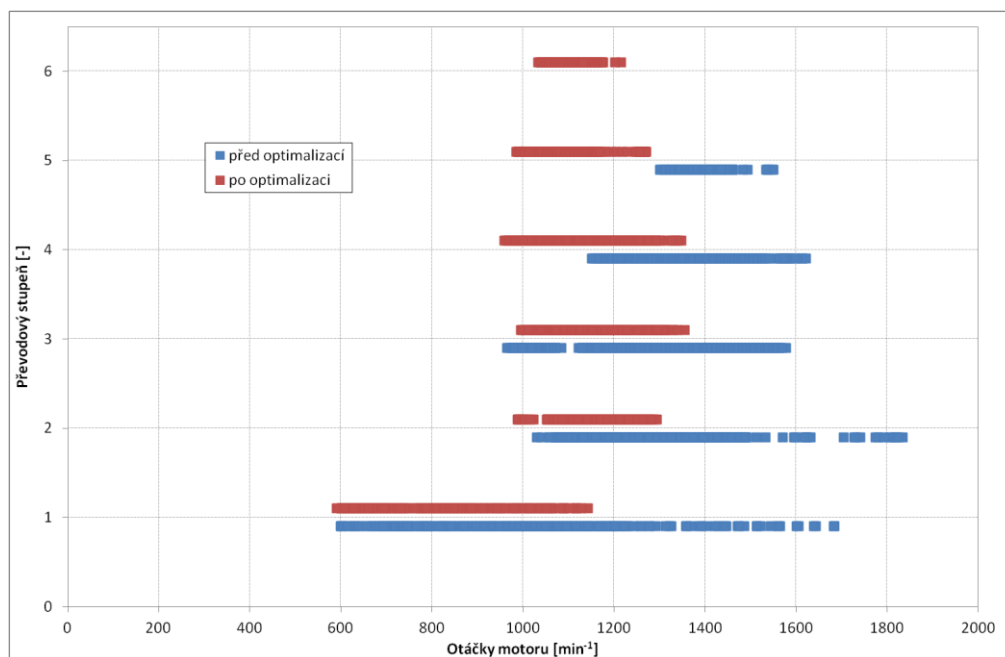
Vyhodnocení režimu práce převodovky bylo aplikováno pro městský autobus SOR NB12 vybavený automatickou převodovkou ZF 6HP 504C a motorem Iveco Tector F4AE3682 s výkonem 194 kW při 2100 min⁻¹. Srovnání bylo provedeno pro neoptimalizovaný řadící program převodovky, který na nízké převodové stupně (I a II) ani neblokuje měnič a pro optimalizovaný stav, kdy se snažíme udržovat motor v co nejvyšším zatížení při dodržování předepsaného jízdního režimu.

Optimalizace spočívala v úpravě řídicího programu převodovky, cílem bylo dosažení co nejnižší spotřeby paliva při zachování předepsaných dynamických parametrů vozidla. V řídicím software byly upravovány zejména řadící body a doba přemostění hydrodynamického měniče spojku. Muselo přitom být dosaženo předepsaného minimálního zrychlení při rozjezdech z 0 km.h⁻¹ na 20, 40 a 50 km.h⁻¹. Úpravu řídicího programu převodovky prováděl dle průběžných výsledků měření spotřeby paliva technik ZF.

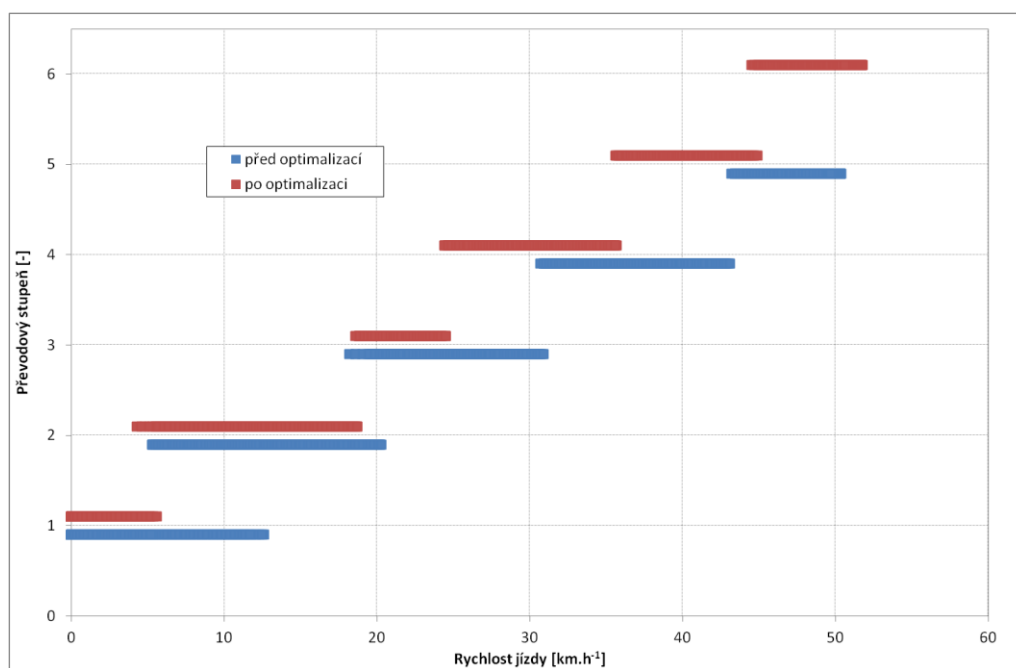
Pro měření byl zvolen jízdní cyklus SORT2, analyzovaná data byla získána z palubní sběrnice CAN-BUS. Optimálního stavu bylo dosaženo úpravou řadících bodů, kdy převodovka řadí vyšší rychlostní stupně při nižších rychlostech, užitím 6. rychlostního stupně po dosažení rychlosti $50 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ a přemostěním měniče spojky s výjimkou rozjezdu vozidla.

Výsledky jsou uvedeny na *obr. 67. až obr. 74.* Ze souboru dat byla odfiltrována data decelerací (vozidlo se pohybuje, pedál akcelerace je zcela uvolněn) a volnoběhu (je stejný pro základní i optimalizovaný stav). Grafy byly získány prostým vykreslením bodů, bez jejich spojování, přerušované úsečky na *obr. 67 a 68* jsou důsledkem nízké vzorkovací frekvence (10 Hz).

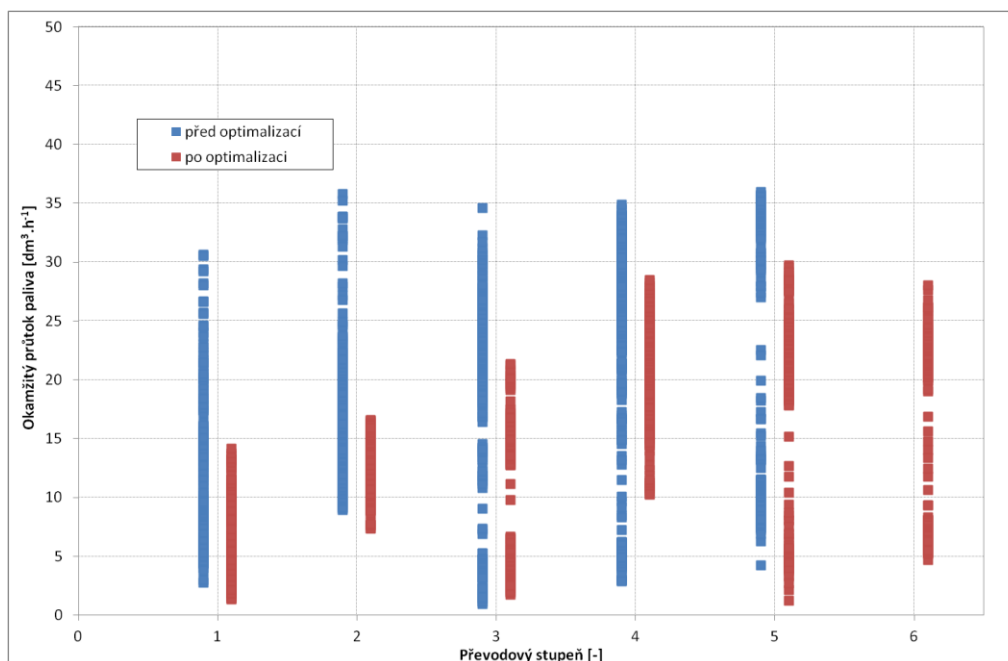
Obr. 67 a 68 ukazují využití převodových stupňů v závislosti na otáčkách motoru a na rychlosti jízdy. Při původním, neoptimalizovaném stavu, převodovka vůbec nevyužívá 6. převodový stupeň, v optimalizovaném stavu ano. V neoptimalizovaném stavu převodovka používá 1. převodový stupeň při některých režimech až do rychlosti $12 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ při otáčkách motoru dosahujících až 1700 min^{-1} , zatímco po optimalizaci přechází na 2. stupeň již v rozmezí $4\text{-}6 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$, tedy bezprostředně po rozjezdu při otáčkách motoru 1150 min^{-1} . Vzhledem k využívání pouze prvních 5 rychlostních stupňů v neoptimalizovaném stavu je motor udržován ve vyšších otáčkách, v rozmezí $1000 \text{ až } 1800 \text{ min}^{-1}$, zatímco po optimalizaci a využívání všech rychlostních stupňů se spektrum používaných otáček zúžilo na $950 \text{ až } 1350 \text{ min}^{-1}$. Průměrné otáčky motoru za celou dobu testu s vyloučením úseků decelerací a volnoběhu byly před optimalizací 1278 min^{-1} , po optimalizaci 1098 min^{-1} , což je rozdíl 16 %.



Obr. 67. - Srovnání využití jednotlivých převodových stupňů optimalizovaného a neoptimalizovaného programu řazení v závislosti na otáčkách motoru



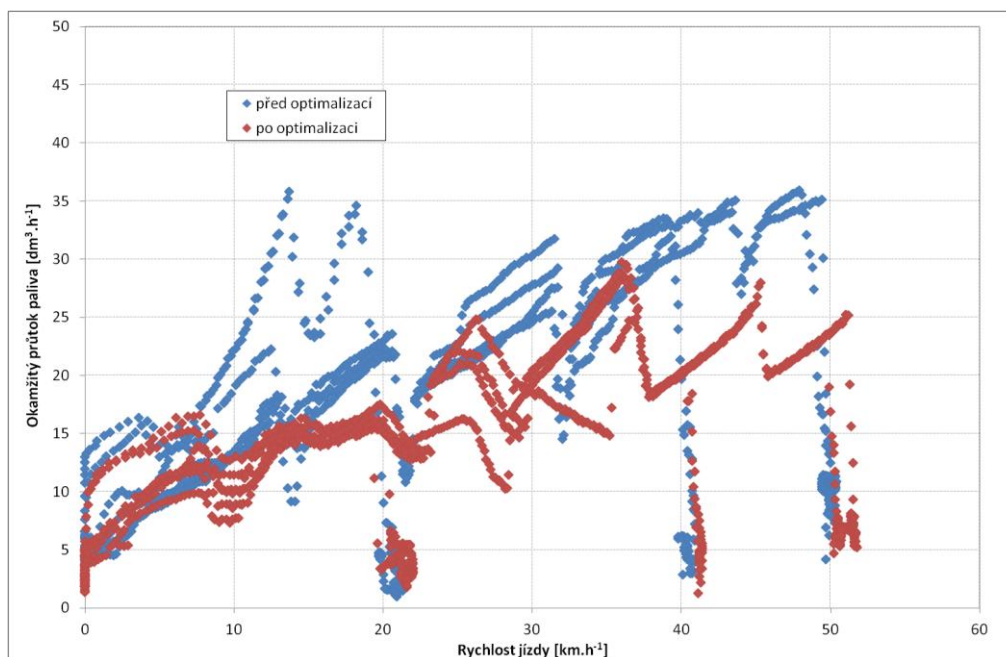
Obr. 68. - Srovnání využití jednotlivých převodových stupňů optimalizovaného a neoptimalizovaného programu řazení v závislosti na rychlosti jízdy vozidla



Obr. 69. - Srovnání spotřeby paliva v závislosti na řazení převodových stupňů.

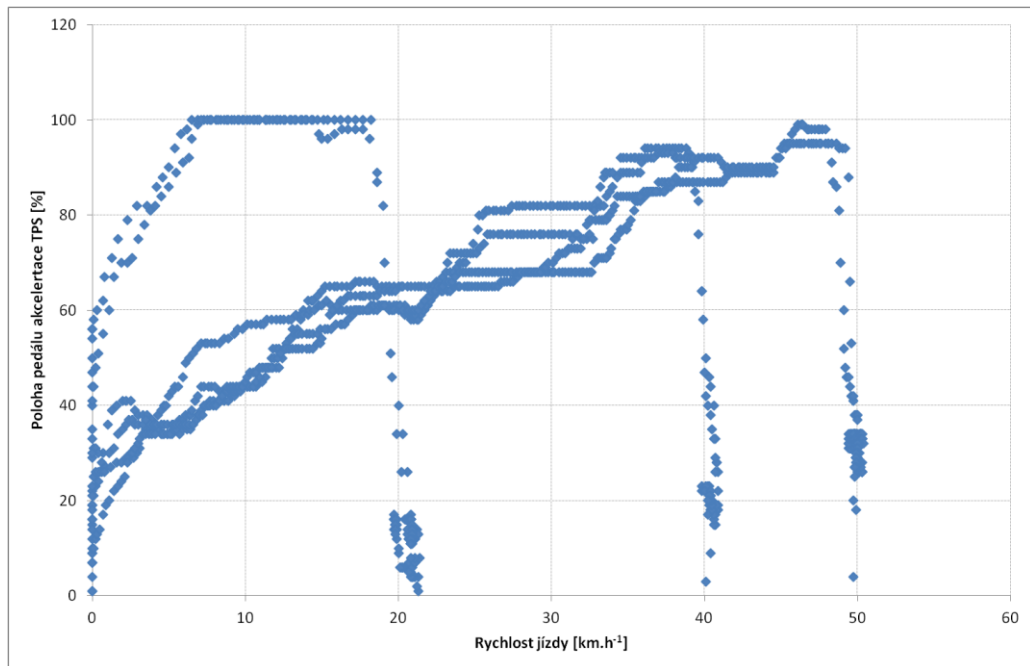
Grafy na obr. 69 a 70 znázorňují okamžitý průtok paliva do motoru (hodinovou spotřebu) v závislosti na zařazeném převodovém stupni a na rychlosti jízdy. Vzhledem k tomu, že v neoptimalizovaném stavu je motor udržován ve vyšších otáčkách, dosahuje spotřeba paliva na jednotlivé převodové stupně vyšších hodnot. Vyšší spotřeba při vyšších otáčkách motoru je navíc umocněna pohonem chladícího ventilátoru, jehož otáčky jsou úměrné otáčkám motoru.

Graf na obr. 70 je podobný pilovému diagramu lze z něj také vysledovat nepřemostěný měnič v nízkých rychlostech jízdy, dále řadící body i spotřebu paliva v ustálených rychlostech jízdy. V případě, že je při dané rychlosti jízdy zařazen stejný převodový stupeň a zablokován měnič, je stejná i spotřeba paliva jak v optimalizovaném tak i neoptimalizovaném stavu.

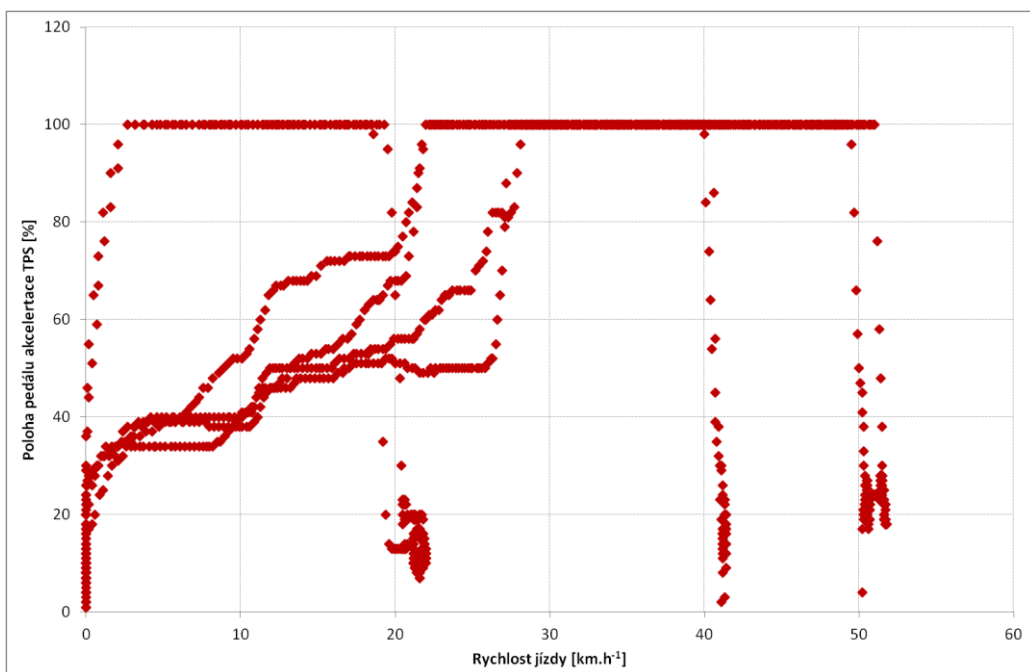


Obr. 70. - Srovnání spotřeby paliva v závislosti na rychlosti jízdy.

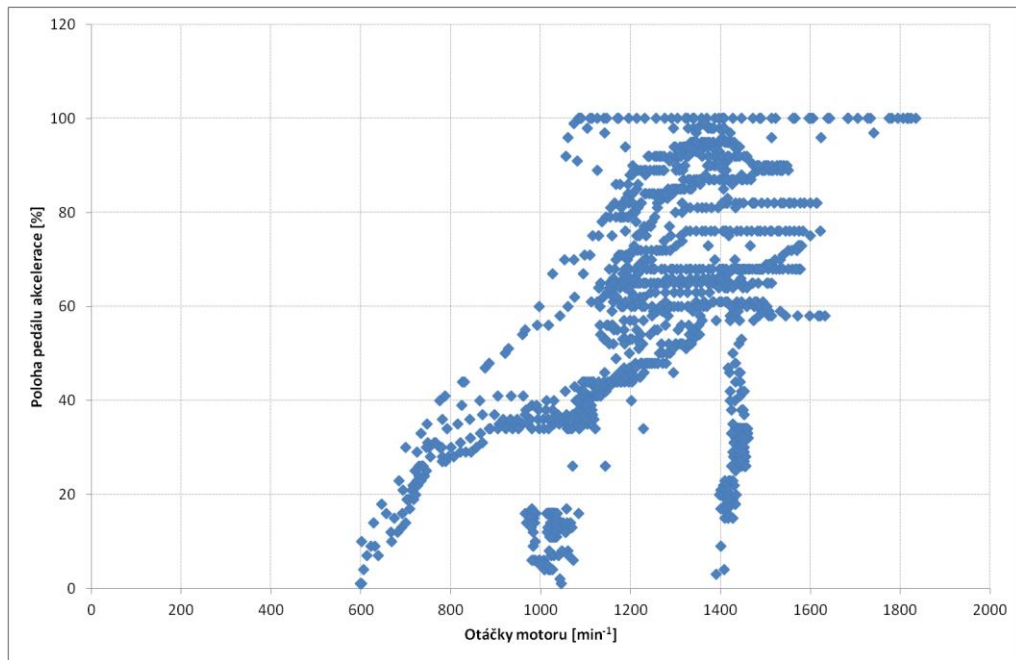
Obrázky 71 a 72 ukazují zatížení motoru, reprezentované polohou pedálu akcelerace, ovládaného řidičem, v závislosti na rychlosti jízdy. Pro přehlednost je zobrazen optimalizovaný i neoptimalizovaný stav v samostatných grafech. Tyto grafy přehledně ukazují, v jakém režimu jízdy je již využito plné zatížení motoru a kde lze vysledovat prostor pro optimalizaci. Ze záznamů je jasně patrné, že zatímco před optimalizací využíváme plné zatížení motoru pouze při akceleraci na 20 km·h⁻¹, po optimalizaci je motor plně zatížen při všech akceleracích počínaje rychlostí jízdy cca 22 resp. 28 km·h⁻¹. Křivky částečného zatížení po optimalizaci řídicího programu v rozmezí rychlostí 0 až 22 resp. 28 km·h⁻¹ jsou důsledkem skutečnosti, že při jízdě SORT2 absolvuje vozidlo akcelerace na 20, 40 a 50 km·h⁻¹ s různým zrychlením. Největší zrychlení je aplikováno při rozjezdu na 20 km·h⁻¹ a proto při stejném řídicím programu bude při rozjezdech na 40 a 50 km·h⁻¹, kde se aplikuje výrazně nižší zrychlení, motor zatížen pouze částečně.



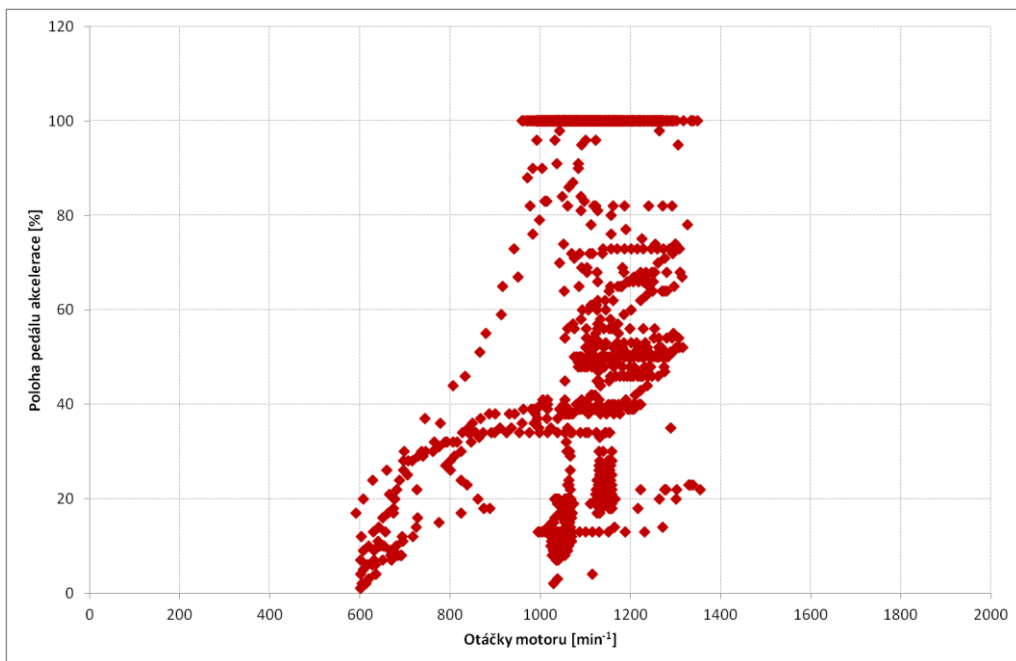
Obr. 71. - Zatížení motoru v závislosti na rychlosti jízdy, neoptimalizovaný stav



Obr. 72. - Zatížení motoru v závislosti na rychlosti jízdy, optimalizovaný stav



Obr. 73. - Zatížení motoru v závislosti na jeho otáčkách, neoptimalizovaný stav



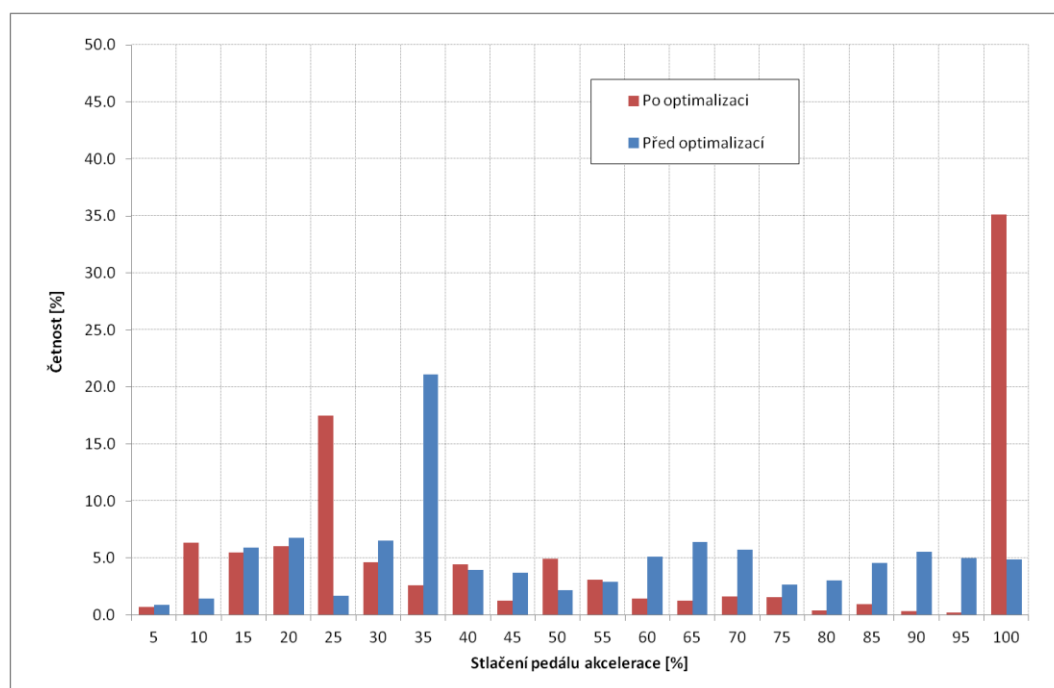
Obr. 74. - Zatížení motoru v závislosti na jeho otáčkách, optimalizovaný stav

Grafy na obr. 73 a 74 ukazují zatížení motoru, reprezentované polohou pedálu akcelerace, v závislosti na otáčkách motoru. Na rozdíl od předchozích závislostí nejsou tyto grafy příliš přehledné a jejich vypovídací schopnost je omezená. I tak je možné vysledovat, že po optimalizaci je použité otáčkové spektrum užší a je častěji využito plného zatížení motoru. Průměrné otáčky a sešlápnutí pedálu akcelerace jsou uvedeny v tabulce 40.

Tabulka 40 - průměrné otáčky a zatížení motoru po optimalizaci řazení automatické převodovky ZF 6HP 504C vozidla SOR NB12

Parametr	Základní stav	Optimalizovaný stav
Průměrné otáčky motoru	1278 min ⁻¹	1098 min ⁻¹
Průměrné sešlápnutí pedálu akcelerace	50 %	56 %

Na posledním grafu na obr. 75 jsou znázorněny četnosti zatížení motoru, reprezentovaného velikostí sešlápnutí pedálu akcelerace pro neoptimalizovaný a optimalizovaný stav. Z navzorkovaných dat byl odfiltrován stav úplně uvolněného pedálu (volnoběh, decelerace). Z výsledků je zjevně patrné, že před optimalizací byl používán prakticky celý rozsah sešlápnutí pedálu akcelerace s výraznějším maximem kolem 35% sešlápnutí, odpovídajícím ustáleným rychlostem jízdy a částečným akceleracím, zatímco po optimalizaci motor pracuje nejčastěji v plné zátěži a lokální maximum do 25 % sešlápnutí reprezentuje jízdy ustálenou rychlostí.



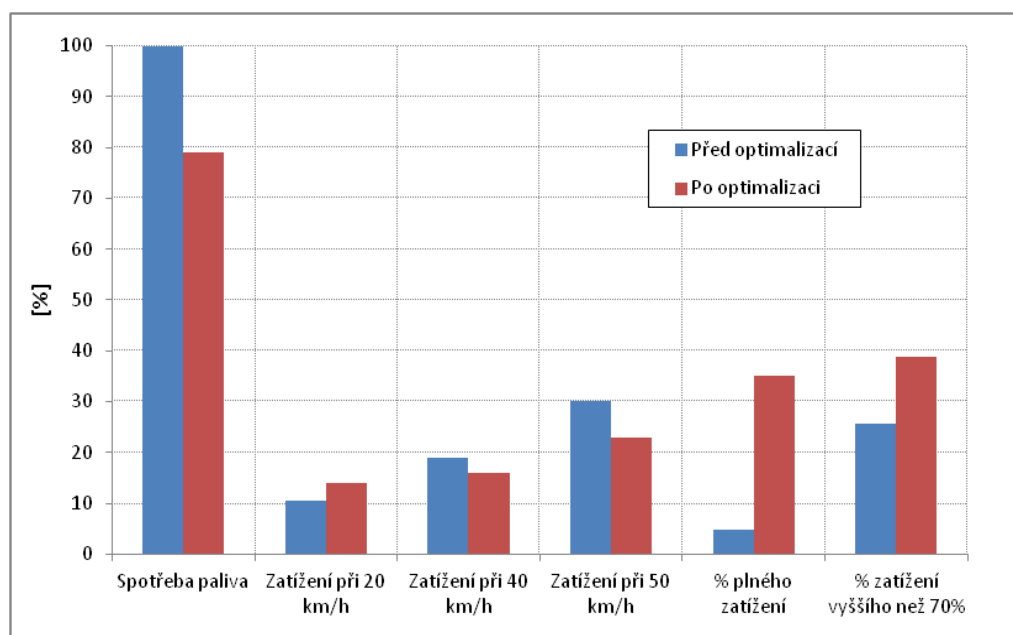
Obr. 75. - četnosti velikosti sešlápnutí pedálu akcelerace

Výsledky tohoto optimalizačního měření je možné shrnout do přehledu uvedeného v tabulce 41. Z něj vyplývá, že optimalizací byl při akceleracích zvýšen podíl plného zatížení motoru až na 35 % doby jízdy se sešlápnutým pedálem akcelerace (tj. mimo

decelerací a volnoběhu) a došlo ke snížení velikosti sešlápnutí pedálu akcelerace při ustálených rychlostech jízdy (20, 40 a 50 km.h⁻¹) jízdy. Výsledná spotřeba paliva činí 79 % původní hodnoty. Grafické znázornění výsledků ukazuje obr. 76.

Tabulka 41 - výsledky optimalizace řazení automatické převodovky ZF 6HP 504C vozidla SOR NB12

Parametr	Základní stav	Optimalizovaný stav
Celková spotřeba paliva za měření	0.832 dm ³	0.654 dm ³
Zatížení motoru při 20 km.h ⁻¹	4-17 %	8-20 %
Zatížení motoru při 40 km.h ⁻¹	15-23 %	12-20 %
Zatížení motoru při 50 km.h ⁻¹	26-34 %	18-28 %
% podílu plného zatížení motoru	4.86 %	35.14 %
% podílu zatížení motoru >70%	25.63 %	38.67 %

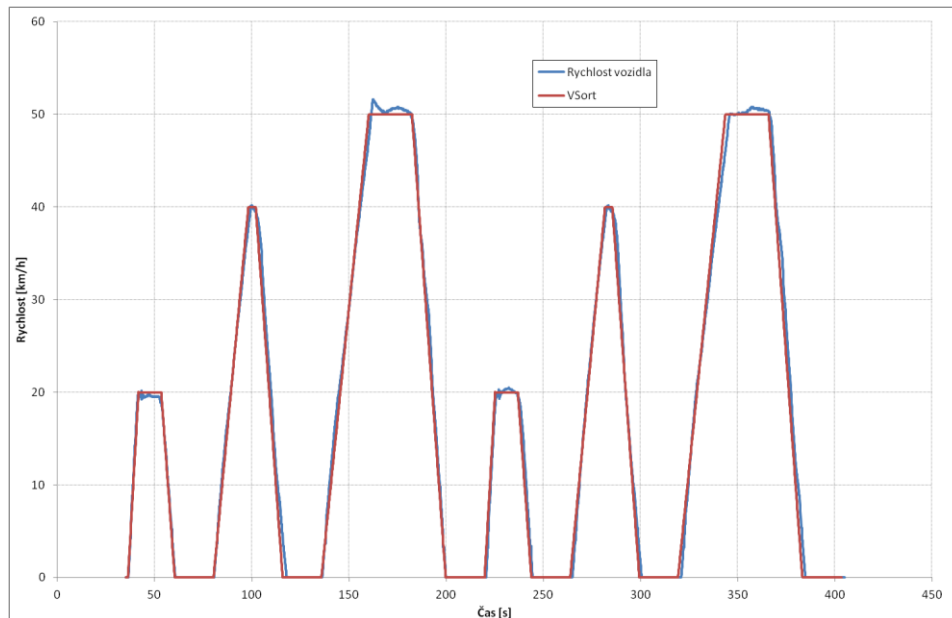


Obr. 76. - Výsledky optimalizace, vyjádření v %.

7.5.4 Vliv kvality jízdy řidiče

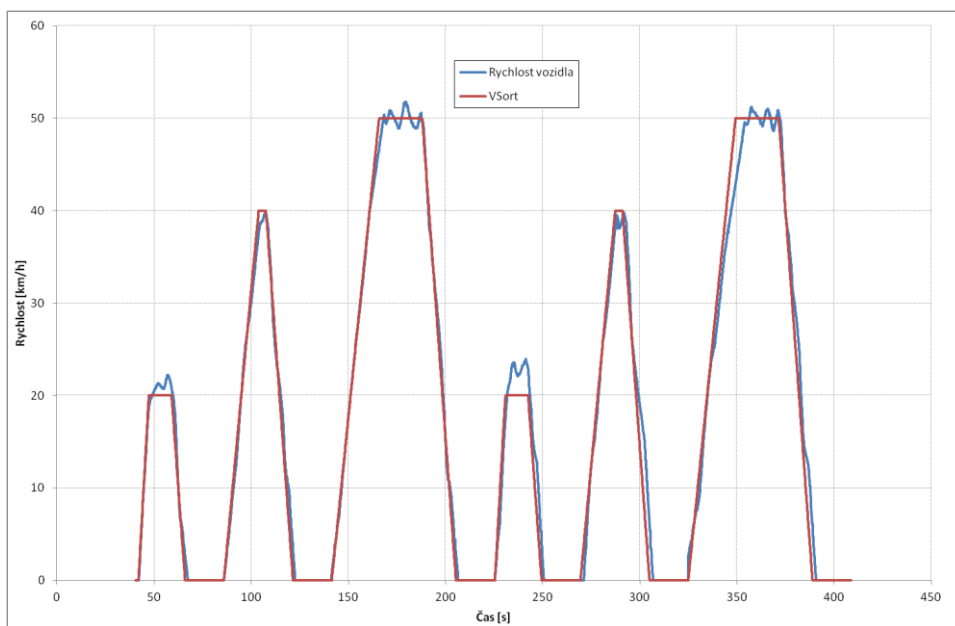
Vyhodnocení srovnání jízdy různých řidičů

V následujícím případě byl vyhodnocován styl jízdy tří řidičů při vedení vozidla ve shodném jízdním cyklu SORT2. Na obr. 77 až 85 jsou uvedeny výsledky, získané zpracováním dat. Zpracovávané veličiny byly vzorkovány ze sběrnice CAN. Na první serii grafů (obr. 77 až 79) vidíme teoretický a skutečný průběh rychlosti jízdy, na druhé (obr. 80 až 82) velikost odchylky skutečné rychlosti jízdy od teoretického průběhu. Třetí serie grafů (obr. 83 až 85) zobrazuje absolutní hodnotu rychlosti pohybu pedálem akceleračního.

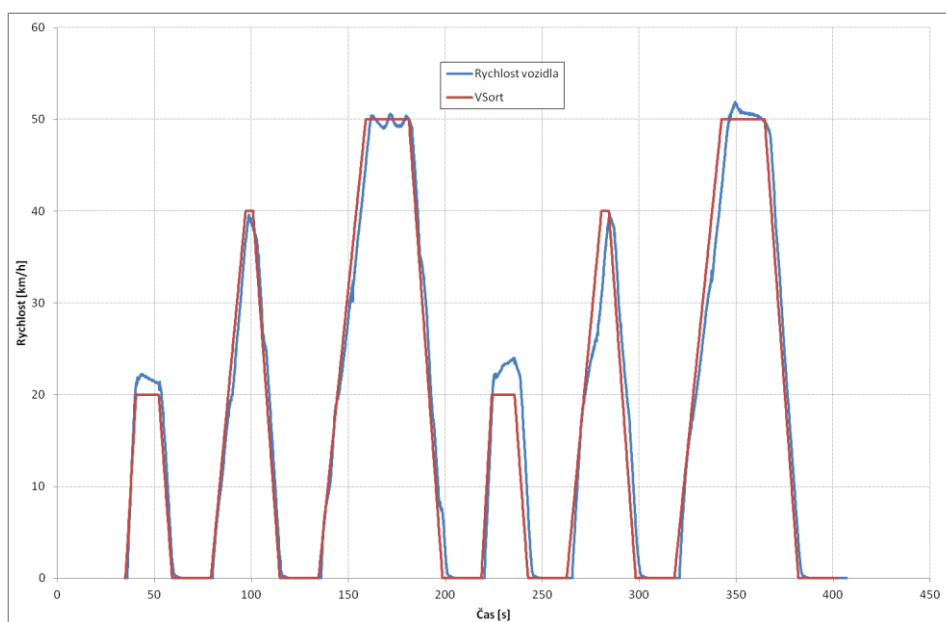


Obr. 77. - Řidič č. 1 - Teoretický a skutečný průběh rychlosti jízdy

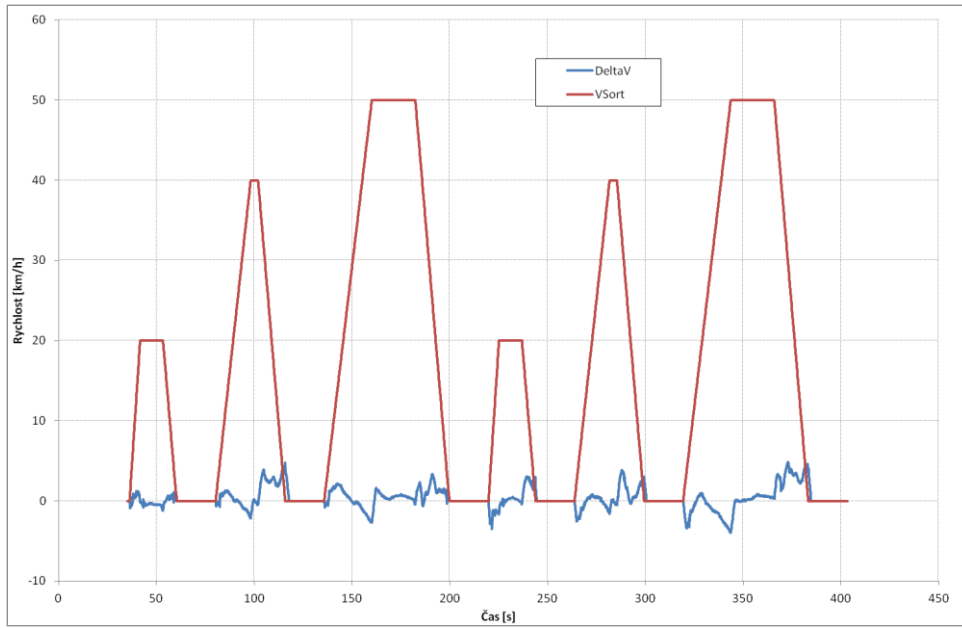
Z naměřených průběhů je vidět, že řidič č. 1 poměrně dobře dodržuje požadovaný průběh rychlosti jízdy. Řidiči č. 2 a 3 překračují požadavek ustálené rychlosti $20 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ a dosahují menších akcelerací na 40 a $50 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$. To může být způsobeno nevěnováním dostatečné pozornosti chování vozidla a pozdním sešlápnutím pedálu akcelerace. Řidič č. 2 má navíc problémy s udržováním konstantní rychlosti jízdy a neustále osciluje kolem předepsané hodnoty.



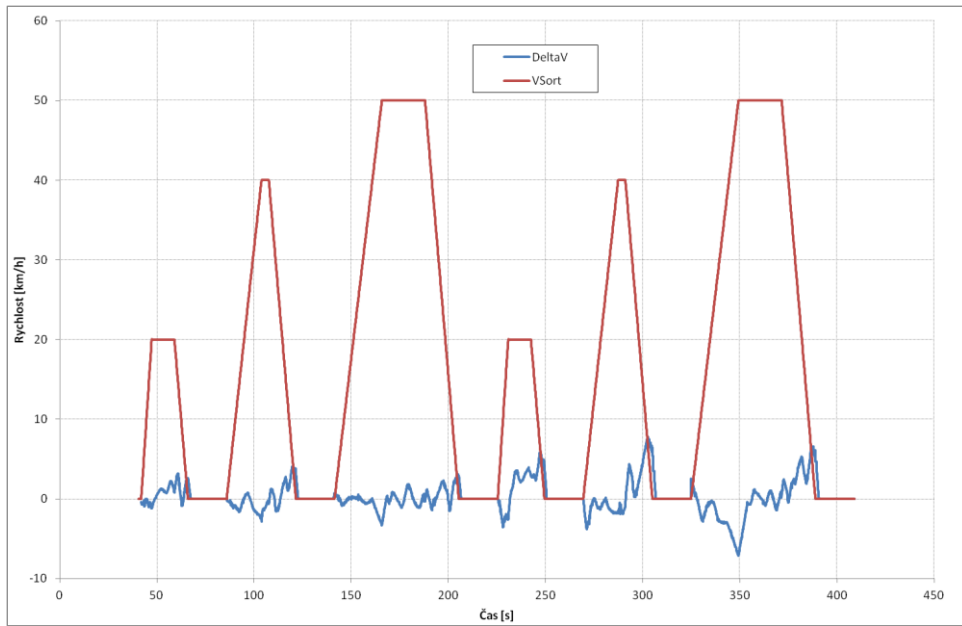
Obr. 78. - Řidič č. 2 - Teoretický a skutečný průběh rychlosti jízdy



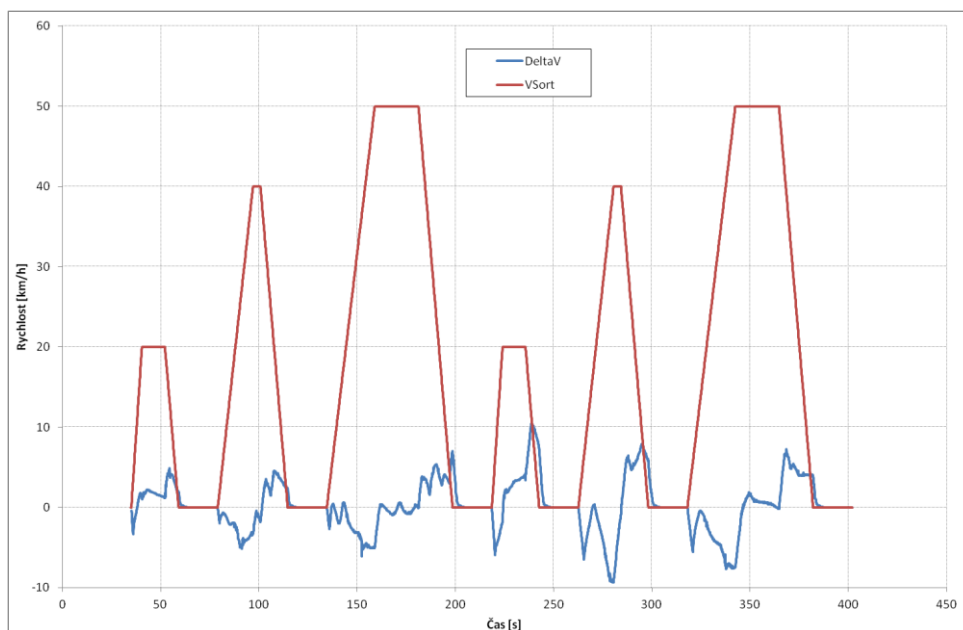
Obr. 79. - Řidič č. 3 - Teoretický a skutečný průběh rychlosti jízdy



Obr. 80. - Řidič č. 1 - Teoretický průběh rychlosti jízdy a odchylky skutečného průběhu



Obr. 81. - Řidič č. 2 - Teoretický průběh rychlosti jízdy a odchylky skutečného průběhu



Obr. 82. - Řidič č. 3 - Teoretický průběh rychlosti jízdy a odchylky skutečného průběhu

Grafy na obr. 80 až 82 jsou analogií serie grafů na obr. 78 až 80, zobrazují však skutečnou odchylku od předepsaného průběhu rychlosti jízdy a lépe se jimi bude hodnotit dodržení jízdních tolerancí. Velmi dobře je u řidiče č. 2 vidět oscilace kolem předepsaného průběhu ustálené rychlosti. Řidič č. 3 vykazuje velmi výrazné odchylky, které dosahují až 10 km.h^{-1} .

Prakticky u všech řidičů je zřejmé, že při akceleracích je odchylka skutečné rychlosti negativní, tj. vozidlo jede pomaleji a při brzdění pozitivní, tj. vozidlo jede rychleji než je předepsaný průběh. Není-li tento druh odchylky výrazný a bude-li až na znaménko shodný pro akceleraci i deceleraci, nebude se jednat přímo o chybu - požadovaný průběh bude pouze posunut v čase. Povolená velikost odchylky bude záviset na tolerančním pásmu jízdního cyklu (jeho konstrukce viz obr. 29) a velikosti akcelerace resp. decelerace. Např. pro deceleraci, která je předepsána 0.8 m.s^{-2} , bude dle této konstrukce povolená odchylka 3.9 km.h^{-1} , což řidič č. 1 splňuje, řidiči 2 a 3 zjevně nikoli. Vyhodnocení dodržování jízdních tolerancí udává tabulka 42.

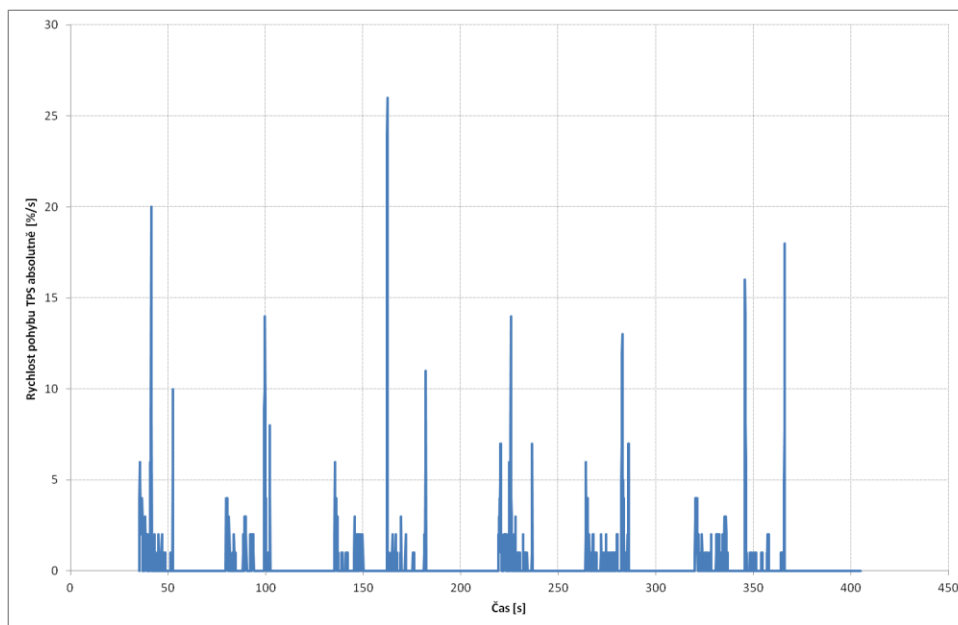
Tabulka 42 - vyhodnocení jízdních tolerancí řidičů

Režim jízdy	Tolerance [km.h ⁻¹]	Řidič 1		Řidič 2		Řidič 3	
		MO [km.h ⁻¹]	PV [-]	MO [km.h ⁻¹]	PV [-]	MO [km.h ⁻¹]	PV [-]
Rozjezd 0-20 km.h ⁻¹	4.7	3.1	0	3.0	0	5.9	2
Rozjezd 0-40 km.h ⁻¹	3.2	2.2	0	3.3	1	8.6	3
Rozjezd 0-50 km.h ⁻¹	3.1	3.2	1	6.4	1	6.9	3
Ustálené režimy	1.0	1.4	1	3.8	11	3.9	4
Decelerace	3.9	4.5	1	7.7	5	10.2	7

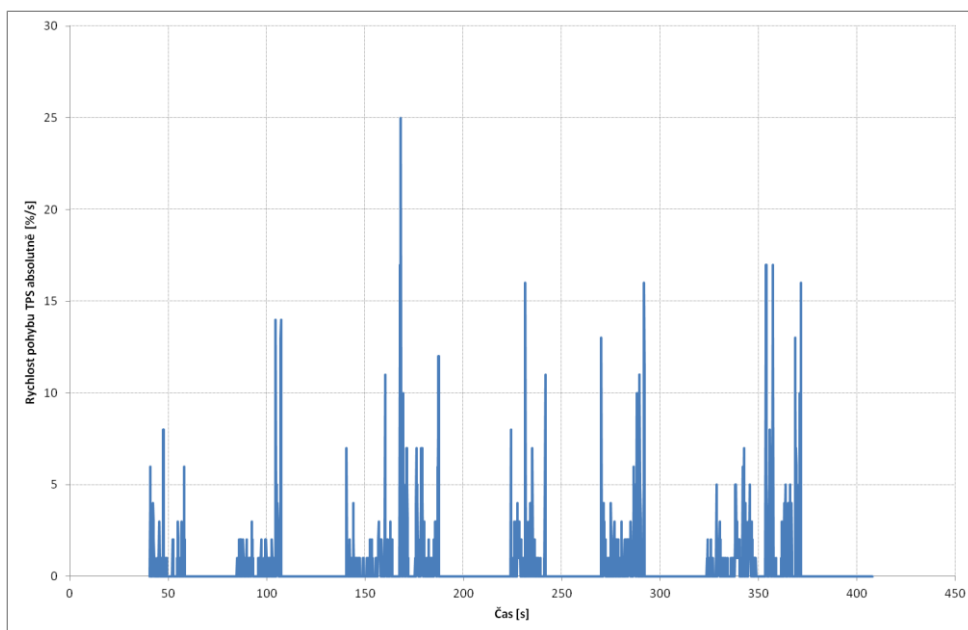
Legenda: MO ... maximální odchylka od stanoveného průběhu

PV ... počet vyjetí z povolené tolerance

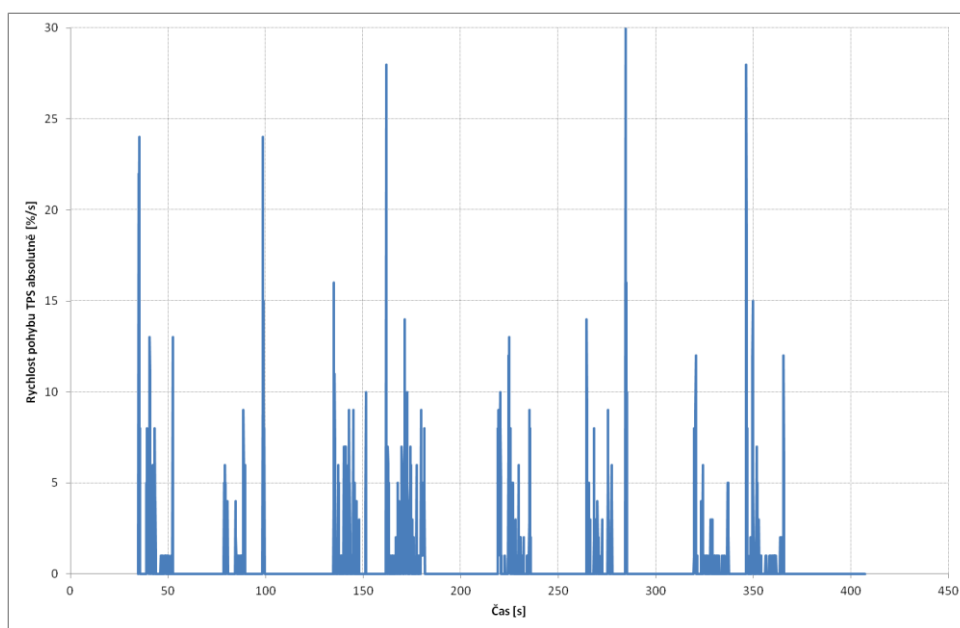
Poslední serie grafů na obr. 83 až 85 ukazuje práci řidičů s pedálem akcelerace. Zobrazují rychlost změny polohy v [%·s⁻¹] (při rozsahu pohybu 0 % - uvolněný pedál, 100 % - plně stlačený) v absolutní hodnotě, tj. bez znaménka. Za zcela ideální bychom mohli hodnotit takový průběh, kdy řidič bude konstantní polohou pedálu akceleroval, následně v jednom okamžiku přejde jinou polohou pedálu do ustálené rychlosti a na počátku brzdění uvolní pedál, nicméně takový průběh je v praxi nedosažitelný.



Obr. 83. - Řidič č. 1 - průběh absolutní rychlosti pohybu pedálem akcelerace (SORT2)



Obr. 84. - Řidič č. 2 -průběh absolutní rychlosti pohybu pedálem akcelerace (SORT2)



Obr. 85. - Řidič č. 3 -průběh absolutní rychlosti pohybu pedálem akcelerace (SORT2)

Ze zobrazených průběhů na obr. 83 až 85 je patrné, že řidič č. 2 manipuluje s pedálem akcelerace velmi výrazně, zatímco řidič č. 1 mění jeho polohu pouze po malých částech a v delších časových intervalech. Řidič č. 3 manipuluje s pedálem akcelerace pomaleji než řidič č. 2, ale výrazně nedodrжуje jízdní tolerance.

Vybrané kvalitativní parametry je možno shrnout do stručného přehledu v tabulce 43.

Tabulka 43 - hodnocení jízdy řidičů v cyklu SORT2

Parametr	Řidič 1	Řidič 2	Řidič 3
S_{TPS} , viz vztah (18)	1306	1920	1948
Procento záporných pohybů TPS	4.25 %	7.40 %	6.59 %
σ_v , viz vztah (16)	0.34 km.h ⁻¹	0.24 km.h ⁻¹	0.25 km.h ⁻¹
$\sigma_{v,ABS}$, viz vztah (16)	0.83 km.h ⁻¹	1.17 km.h ⁻¹	2.17 km.h ⁻¹

Legenda: TPS - poloha pedálu akcelerace

Uvedený přehled hodnotí jízdu v cyklu jako celku, včetně akcelerací a decelerací a potvrzuje, že řidič č. 1 manipuluje s pedálem akcelerace výrazně méně a plynuleji než ostatní dva řidiči. Parametr σ_v udává, že řidiči č. 2 a 3 sice v průměru lépe dodržují předepsanou rychlost jízdy, avšak parametr $\sigma_{v,ABS}$ prokazuje, že s daleko větší oscilací a tím i větší chybou kolem předepsaného průběhu.

Dále vyhodnotíme jízdu v ustáleném režimu, tj. v úsecích při předepsaných rychlostech 20 a 50 km.h⁻¹. Jízdy v režimu 40 km.h⁻¹ pro velmi krátký časový interval tohoto úseku (4 sekundy) z vyhodnocení vyjmemme pro problematiku stanovení počátku a konce ustáleného režimu. Výsledky uvádí tabulka 44.

Tabulka 44 - hodnocení jízdy řidičů v ustáleném režimu

Parametr	Řidič 1	Řidič 2	Řidič 3
σ_v , viz vztah (16)	0.24 km.h ⁻¹	0.64 km.h ⁻¹	0.98 km.h ⁻¹
$\sigma_{v,ABS}$, viz vztah (16)	0.41 km.h ⁻¹	1.04 km.h ⁻¹	1.21 km.h ⁻¹
Průměrný sklon regresní přímky V	0.0075	0.0946	0.0252
Průměrný sklon regresní přímky TPS	0.0068	-0.1432	-0.3769
Variabilita pohybu TPS od střední hodnoty	2.91 %	9.07 %	8.86 %
S_{TPS} , viz vztah (18)	163	679	616

Legenda: TPS - poloha pedálu akcelerace

V - rychlost jízdy

V tabulce 44 bylo použito doplňkového hodnocení sklonem regresní přímky v závislosti na čase. To představuje při ustálených rychlostech jízdy důležité kritérium, neboť podle něj lze zjistit, zda vozidlo projíždí předepsaný úsek konstantní rychlosti skutečně podle požadavku. V případě, že bude sklon regresní přímky rychlosti záporný, vozidlo v úseku deceleruje a spotřeba paliva bude vycházet příznivěji. Při kladném sklonu vozidlo naopak akceleruje, což se na spotřebě paliva projeví negativně. Číselné vyjádření představuje tangentu úhlu sklonu regresní přímky, nicméně má i fyzikální význam - v případě rychlosti jízdy vyjadřuje průměrné zrychlení vozidla, v tomto konkrétním případě v nestandardních jednotkách $[\text{km}\cdot\text{h}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}]$.

Obdobná situace je v případě polohy pedálu akcelerace, při záporném sklonu regresní přímky řidič v měřeném úseku zmenšuje polohu pedálu akcelerace (tzv. ubírá plyn) a naopak. Tangenta sklonu regresní přímky zde vyjadřuje průměrnou rychlost pohybu pedálem akcelerace $[\% \cdot \text{s}^{-1}]$.

Řidič č. 1 dodržuje předepsaný úsek s konstantní rychlostí jízdy s výrazně menší odchylkou, než ostatní dva řidiči. Přitom téměř nepohybuje s pedálem akcelerace, tangenta vyjadřující průměrný sklon regresní přímky TPS je v absolutní hodnotě o dva řády menší než u zbylých řidičů. To potvrzuje i nižší variabilita pohybu TPS od střední hodnoty.

Z kombinace průběhu rychlosti vozidla a polohy pedálu akcelerace můžeme sestavit následující hodnocení, uvedená v tabulce 45.

Tabulka 45 - kritéria hodnocení průběhu rychlosti a polohy pedálu akcelerace při konstantní jízdě

Rychlost vozidla	Poloha TPS	Hodnocení
klesá	zmenšuje se	vozidlo cíleně deceleruje
stoupá	zvyšuje se	vozidlo cíleně akceleruje
klesá	zvyšuje se	neodhadnutí jízdního režimu řidičem, vnější podněty (např. protivítr)
stoupá	zmenšuje se	

Legenda: TPS - poloha pedálu akcelerace

Vyhodnocení robotického vedení vozidla

Výrobce převodovek VOITH nabízí aplikaci řídicí jednotky převodovky, která zajistí polorobotické vedení vozidla v rychlostním profilu SORT. Činnost řidiče spočívá nejprve v navolení druhu jízdního režimu a poté v sešlápnutí pedálu akcelerace na 100%. Pedál akcelerace řidič drží sešlápnutý až do okamžiku, kdy končí jízda ustálenou rychlostí a začíná decelerace vozidla. Poté standardním způsobem zabrzdí.

Při praktické aplikaci bylo zjištěno, že nabízené vedení vozidla je, bohužel, poměrně nespolehlivé. Výrobce pravděpodobně netestoval všechny provozní stavy, které mohou při jízdě nastat. Často se také stávalo, že se rychlost vozidla zastavila na konstantní hodnotě, obvykle kolem 30 km.h^{-1} , ale někdy i jen pouhých 9 km.h^{-1} a řídicí systém odmítl provést jakoukoli změnu této rychlosti - v tom případě bylo nutné zastavit, vypnout motor a znovu nastartovat.

Vlastní řízení rychlostního profilu se provádí pomocí TSC zpráv, které převodovka vysílá směrem k motoru, konkrétně s požadavkem na řízení točivého momentu.

Hodnocení robotického vedení bylo provedeno stejným způsobem, jako v předchozí kapitole při hodnocení jízdy řidičů, výsledky jsou uvedeny v tabulkách 46 a 47.

Tabulka 46 - hodnocení jízdy polorobotického vedení vozidla

Parametr	VOITH
S_{TPS} , viz vztah (18) ^{*)}	1806
Procento záporných rychlostí TPS ^{*)}	6.83 %
σ_v , viz vztah (16)	0.42 km.h^{-1}
$\sigma_{v,ABS}$, viz vztah (16)	0.99 km.h^{-1}

^{*)}Uvedeme hodnotu akumulárního součtu absolutních hodnot změn regulace točivého momentu motoru, očištěný o regulace volnoběhu a okamžiky řazení - zpráva EEC1

Tabulka 47 - hodnocení jízdy polorobotického vedení vozidla v ustáleném režimu

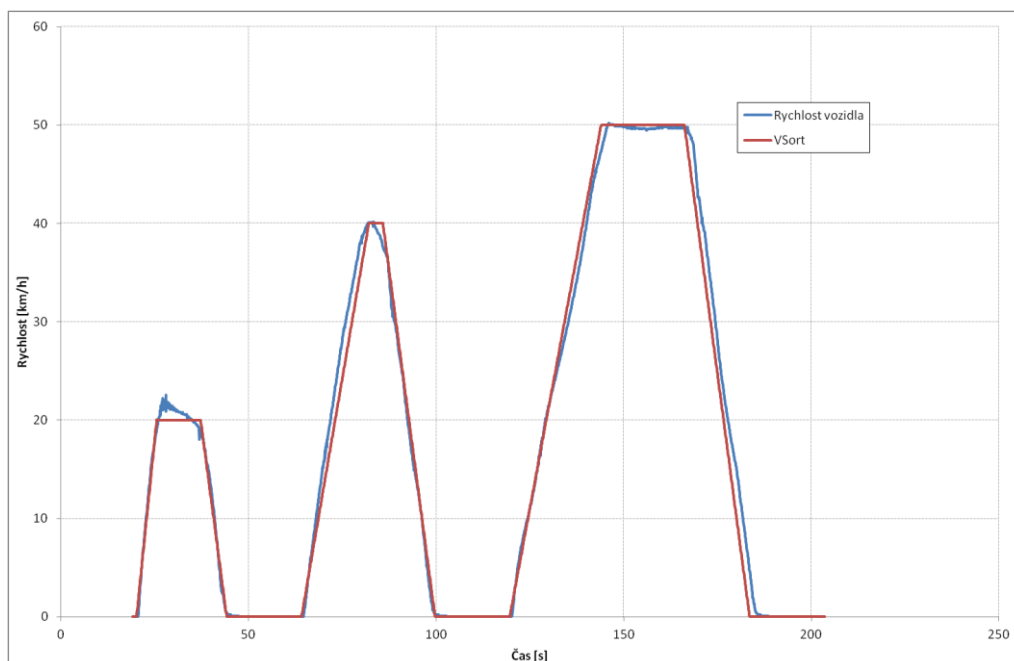
Parametr	VOITH
σ_v , viz vztah (16)	0.09 km.h^{-1}
$\sigma_{v,ABS}$, viz vztah (16)	0.46 km.h^{-1}

Parametr	VOITH
Sklon regresní přímky V	-0.1187
Sklon regresní přímky TPS ^{*)}	-0.8941
Rozptyl pohybu TPS ^{*)} od střední hodnoty	4.39 %
S _{TPS} , ^{*)} viz vztah (18)	728

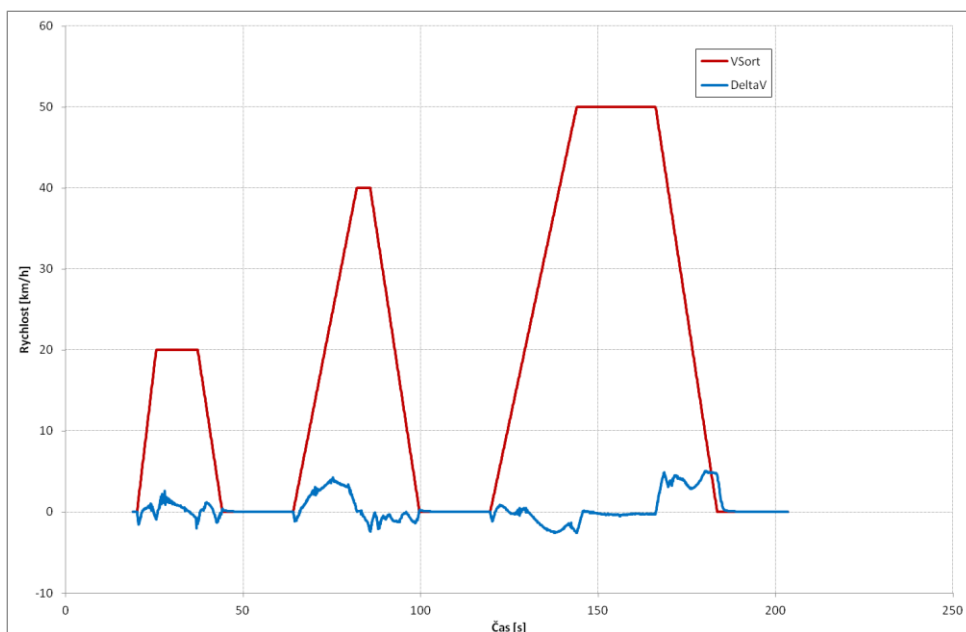
**)Místo polohy pedálu akcelerace aplikujeme parametr regulace točivého momentu motoru, očištěný o regulaci volnoběhu a okamžiky řazení - zpráva EEC1*

Na příložených grafech na *obr. 86 až 88*. je znázorněn průběh rychlosti vozidla při jeho robotickém vedení, velikost odchylky od teoretického průběhu a absolutní hodnotu rychlosti regulace točivého momentu motoru. Jedná se o stejný druh výsledků, jako při hodnocení řidičů na *obr. 77 až 85*.

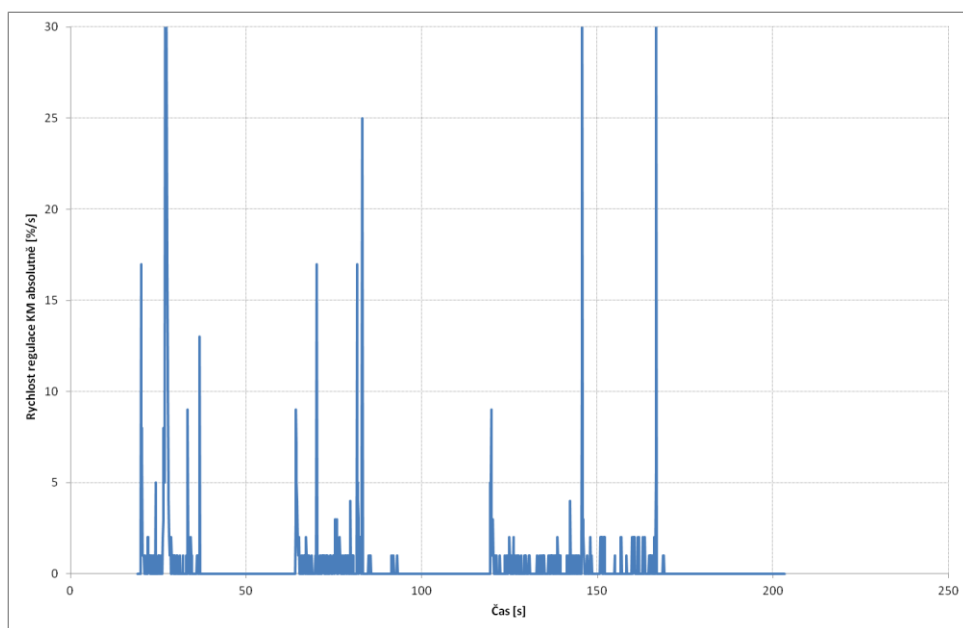
Robotické vedení vozidla dosahuje velmi dobré průměrné shody s předepsaným profilem rychlosti jízdy. V úsecích jízdy s předepsanou konstantní rychlostí však vozidlo výrazně zpomaluje. Toto zpomalování je cíleně řízené, neboť jak parametr sklonu regresní přímky rychlosti tak i parametr sklonu regresní přímky TPS (resp. v tomto případě regulace točivého momentu) nabývají záporných hodnot.



Obr. 86. - Průběh rychlosti jízdy při robotickém vedení vozidla



Obr. 87. - Průběh odchylky rychlosti jízdy při robotickém vedení vozidla



Obr. 88. - Průběh absolutní změn regulace točivého momentu motoru při robotickém vedení vozidla

Nakonec bylo provedeno srovnání jízdy zkušeného řidiče (v předchozích přehledech označeného jako "Řidič 1" a polorobotického vedení vozidla VOITH. To je souhrnně uvedeno v tabulkách 48 a 49. Hodnoty S_{TPS} byly vynásobeny 2x, aby byly srovnatelné s jízdou řidiče, který absolvuje 2 jízdí cykly. Na grafu, zobrazeném na obr. 89 je

uvedeno přímé srovnání změn polohy pedálu akcelerace, který ovládá řidič, s požadavkem na regulaci točivého momentu motoru, jak jej aplikuje robotické vedení VOITH. Vzorky dat byly pořízeny na tomtéž vozidle (Solaris U12).

Tabulka 48 - souhrnné srovnání jízdy řidiče a polorobotického vedení vozidla VOITH

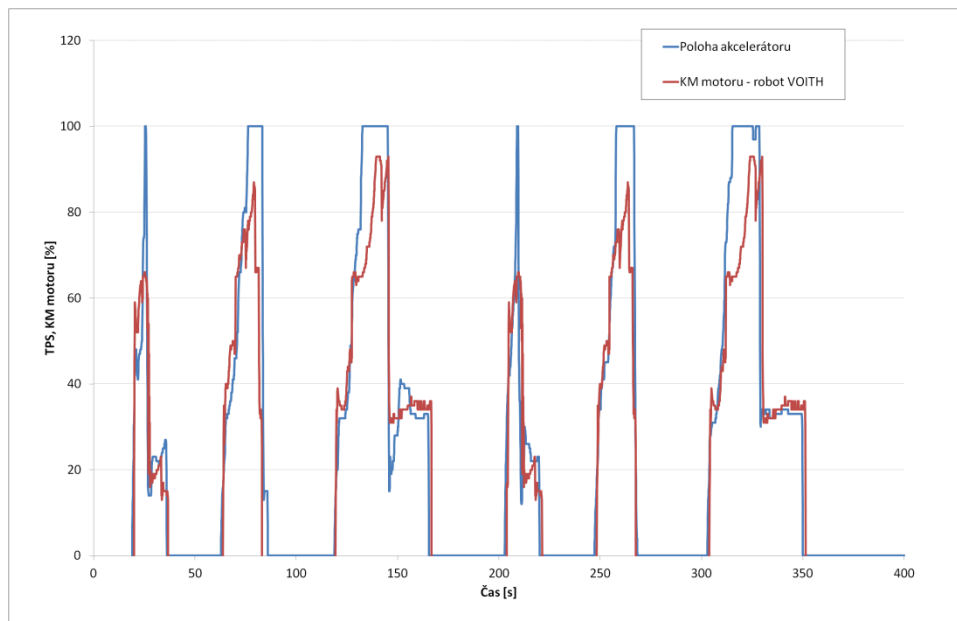
Parametr	Řidič	VOITH
S_{TPS} , viz vztah (18)	1335	1806
Procento záporných pohybů TPS	3.31 %	6.83 %
σ_v , viz vztah (16)	0.30 km.h ⁻¹	0.42 km.h ⁻¹
$\sigma_{v,ABS}$, viz vztah (16)	0.62 km.h ⁻¹	0.99 km.h ⁻¹

Tabulka 49 - srovnání jízdy řidiče a polorobotického vedení vozidla VOITH v ustálených režimech

Parametr	Řidič 1	VOITH
σ_v , viz vztah (16)	0.50 km.h ⁻¹	0.09 km.h ⁻¹
$\sigma_{v,ABS}$, viz vztah (16)	0.70 km.h ⁻¹	0.46 km.h ⁻¹
Průměrný sklon regresní přímky V	-0.0326	-0.1187
Průměrný sklon regresní přímky TPS	0.4106	-0.8941
Variabilita pohybu TPS od střední hodnoty	5.54 %	4.39 %
S_{TPS} , viz vztah (18)	544	728

V přímém srovnání řidiče a robotického vedení téhož vozidla lze konstatovat, že v rámci celého testu, tj. vč. akcelerací a decelerací je dodržování jízdního profilu řidiče i robota srovnatelné, mírně lepších výsledků dosahuje řidič. V úsecích s předepsanou konstantní rychlostí sice dosahuje sice v průměru lepší shody robot, avšak robot nedodrжуje podmínku konstantní rychlosti - tyto úseky projíždí v mírné deceleraci, což prokazuje kritérium průměrného sklonu regresní přímky rychlosti. Kritéria regulace zatížení motoru vyznívají v neprospěch robota, avšak to je způsobeno tím, že řidič minimalizuje pohyby pedálem akcelerace, zatímco robot neustále aplikuje drobné regulační kroky, viz též *obr. 89*.

Na *obr. 89* je znázorněn průběh velikosti sešlápnutí pedálu akcelerace při jízdě, kdy vozidlo plně ovládá řidič a průběh regulace točivého momentu při jízdě s robotickým vedením. Z grafu je vidět velmi dobrá shoda obou průběhů, odchylky jsou vidět v akceleracích, kdy řidič využívá plně sešlápnutého pedálu akcelerace a v přechodech z akcelerace na ustálenou rychlost, kde robotické vedení vykazuje rychlejší regulační odezvu. V úsecích jízdy konstantní rychlostí řidič téměř nepohybuje pedálem akcelerace, zatímco robotické vedení neustále aplikuje drobné regulační kroky.



Obr. 89. - srovnání požadavků na regulaci točivého momentu motoru řidiče a robotického vedení VOITH

Z dosavadních záznamů a analýz je dobře patrné, že:

- zkušený řidič dokáže lépe absolvovat jízdni cyklus než nabízené robotické řízení
- robotické řízení má tendenci v ustálených režimech snižovat rychlost jízdy, čímž zlepšuje výsledky měření spotřeby paliva. To prokazuje kritérium sklonu regresní přímky.
- vozidlo s robotickým vedením v úseku jízdy konstantní rychlostí 40 km.h⁻¹ vozidlo z akcelerace přímo do decelerace, není zde patrná snaha o udržení konstantních 40 km.h⁻¹

8 ZÁVĚR

Ekonomika provozu autobusové dopravy a s ní úzce související spotřeba paliva, která představuje jednu z hlavních nákladových složek provozu, se v posledních přibližně 10 letech stala velmi sledovaným ukazatelem. Ve výběrových řízeních na dodávku nových vozidel se kritériu spotřeby paliva přisuzuje značná váha a je tedy cílem všech výrobců, aby palivová náročnost jejich vozidel byla co nejnižší, ale zároveň, aby měření bylo co nejobjektivnější.

V předložené práci byla provedena měření, zjišťující vliv pomocných pohonů a elektrických odběrů na spotřebu paliva. Výrobce vozidla tak dostává k dispozici další podpůrné nástroje, aby mohl lépe optimalizovat jejich chod k zajištění nízké spotřeby nejen při měření, ale i při provozu vozidla.

Jako samostatný celek byla provedena analýza jízdy spojená s optimalizací řadícího programu automatické převodovky, při které se podařilo snížit spotřebu paliva o 21.4 %. Grafické závislosti, používané při této optimalizaci jsou univerzálně použitelné pro hodnocení jízdy jakéhokoli jiného vozidla a lze je využít k rutinnímu monitoringu vozidel nejen při zkouškách, ale i v běžném provozu.

Značná část předkládané práce byla věnována aplikaci korekcí na atmosférické podmínky pro jízdní cykly UITP SORT. Tyto korekce zvyšují objektivitu měření, což bylo potvrzeno ověřovací aplikací na vozidle, které bylo několikrát měřeno za různých povětrnostních podmínek, čímž došlo ke snížení vzájemných odchylek jednotlivých měření mezi sebou.

Z hlediska ověřování souladu údajů měřidla s průtokovými poměry v palivové soustavě a s údaji poskytovanými palubní sběrnici CAN je možné konstatovat, že spotřeboměr vykazuje v dynamických jízdních režimech přechodové stavy, které jsou ovlivněny též způsobem jeho napojení do palivového okruhu. V rámci každého měření je vždy nutné ověřit jeho chování, aby se předešlo chybným odečtům. Údaje poskytované sběrnici CAN se mohou lišit od skutečného průtoku paliva i o 15 %, záleží přitom primárně na výrobcu motoru a jeho systému elektronického řízení. Proto se jeví vhodnější využívat těchto údajů pouze pro zjišťování relativních změn průtoku na vnější podněty, neboť tyto údaje vykazují dobrou odezvu v čase, ale nejsou příliš vhodné pro zjišťování absolutních hodnot spotřeby.

Předložená práce navrhla kritéria hodnocení jízdního stylu řidiče, který provádí měření. Tato hodnocení je možné při využití odpovídajících signálů aplikovat i pro situace, kdy vozidlo ovládá robot. Byla analyzována a vzájemně porovnávána jízda 3 různých řidičů a též porovnání jízdy nejlepšího z řidičů s autopilotem. Lze konstatovat, že zkušený řidič dokáže absolvovat jízdní cyklus lépe, než robotické vedení, avšak pro méně zkušené řidiče může být využití robota výhodou.

Práce může sloužit jako ucelený přehled problematiky měření a vyhodnocování spotřeby paliva pro výrobce vozidel, studenty technických oborů z oblasti motorových vozidel i členy výběrových komisí, zabývajících se hodnocením nabídek výrobců na dodávku vozidel hromadné dopravy. Výrobci mají zájem především o objektivní hodnocení svých vozidel, neboť od úspěchů v obchodních soutěžích se odvíjí i objem zakázek a následné výroby. Bohužel, v technické praxi se doposud vyskytují měření, prováděná nejen malými zkušebnami či výrobci, ale i nadnárodními certifikačními orgány, o jejichž správnosti lze při hlubší znalosti problematiky pochybovat. Necht' výsledky této práce přispějí též ke zvýšení kvality výstupů ze strany technických zkušeben.

9 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

UITP, 2009: Project SORT Standardized On-Road Test cycles, Brussels, Belgium, 32 s.

EHK OSN, 2010: Předpis č. 83 - Jednotná ustanovení pro homologaci vozidel z hlediska emisí znečišťujících látek podle požadavků na motorové palivo, Ženeva, Švýcarsko, 265 s.

EHK OSN, 1995: Předpis č. 84 - Jednotná ustanovení pro homologaci osobních automobilů se spalovacím motorem z hlediska spotřeby paliva, Ženeva, Švýcarsko, 49 s.

EHK OSN, 1998: Předpis č. 85 - Jednotná ustanovení pro homologaci spalovacích motorů nebo elektrických hnacích ústrojí k pohonu motorových vozidel kat. M a N z hlediska měření netto výkonu a max. 30 minutového výkonu el. hnacích ústrojí, Ženeva, Švýcarsko, 37 s.

EHK OSN, 2012: Předpis č. 101 - Jednotná ustanovení pro homologaci osobních automobilů poháněných výhradně spalovacím motorem nebo poháněných hybridním elektrickým hnacím ústrojím z hlediska měření oxidu uhličitého a spotřeby paliva a/nebo měření spotřeby elektrické energie a jízdního dosahu na elektřinu, dále vozidel kategorií M1 a N1, poháněných výhradně elektrickým hnacím ústrojím z hlediska měření spotřeby elektrické energie a jízdního dosahu na elektřinu, Ženeva, Švýcarsko, 49 s.

EHK OSN, 2007: WP11/2007/63rd/INF.3, Fuel consumption measurement method for vehicle powered refrigeration units based on a concept of standard vehicle engine, Ženeva, Švýcarsko, 8 s.

EurLex L120, 2009: Směrnice evropského parlamentu a rady 2009/33 o podpoře čistých a energeticky účinných silničních vozidel, Brusel, Belgie, 8 s.

EurLex L329, 1993: Commission directive adapting to technical progress Council Directive 80/1268/EEC relating to the fuel consumption of motor vehicles, consolidated version, Brusel, Belgie, 16 s.

EurLex L334, 1999: Směrnice komise 1999/99/ES kterou se přizpůsobuje technickému pokroku směrnice Rady 80/1269/EHS o sblížení právních předpisů členských států týkajících se výkonu motoru motorových vozidel, Belgie, Brusel, 4 s.

- SAE International, 2010: J1939-71, Vehicle Application Layer, Warrendale, USA, 1259 s.
- SAE International, 2012: J1321, Fuel Consumption Test Procedure - Type II, Warrendale, USA, 24 s.
- SAE International, 2012: J1342, Test Method for Determining Power Consumption of Engine Cooling Fan Drive Systems, USA, 5 s.
- CUNA NC-003-01, 1970: Determinazione del consumo di combustibile, Torino, Italia, 4 s.
- CUNA NC-503-01, 1976: Autobus Agevolati - Determinazione convenzionale del consumo di combustibile su autobusurbani e suburbani, Torino, Italia, 4 s.
- CUNA NC-503-02, 1976: Autobus Agevolati - Limiti del consumo di combustibile, Torino, Italia, 2 s.
- PKNMJ PN-84 S-04003, 1984: Kontrolne zużycie paliwa samochodów o masje powyżej 3500 kg, Wydanie 2, Alfa, Polsko, 3 s.
- UNMZ, 1960: ČSN 30 0510, Zjišťování základní spotřeby paliva silničních motorových vozidel.
- ČNI, 2009: ČSN EN 590, Motorová paliva, motorové nafty, 16 s.
- LTI Budapest, 2005: MŰSZAKI ELŐÍRÁSOK-hoz, Összehasonlító fogyasztásmérési módszer városi, elővárosi és távolsági autóbuszokhoz, Budapest, Hungary, 101 s.
- PAPOUŠEK M., ŠTĚRBA P., 2007: Diagnostika spalovacích motorů, Computer Press, Brno, ISBN 978-80-251-1697-5, 223 s.
- SCHMIDT H., 2007: Swedish In-Service Testing Programme on Emissions from Passenger Cars and Light-Duty Trucks, Vägverket, Borlänge, Sweden, ISSN 1401-9612, 50 s
- FERENC B., 1989: Příslušenství osobních automobilů z hlediska energie a nízké spotřeby paliva, učební texty, KPÚ, Brno, 41 s.
- GONDŽÁR A., 1990: Automobily a spotřeba paliva: Měření a hodnocení spotřeby automobilových pohonných hmot a olejů, NADAS, Praha, 284 s.
- BARTOVSKÝ T., 1994: Analyzátoři emisí, VUSTE servis, Praha, 160 s.

- ČUPERA J., ŠTĚRBA P., 2007: Automobily - Diagnostika motorových vozidel I., AVID s.r.o., Brno, ISBN 978-80-903671-9-7, 195 s.
- ŠTĚRBA P., ČUPERA J., 2010: Autoelektronika, Computer Press, Brno, ISBN 978-80-251-2414-7, 280 s.
- HRUDIČKA P., JUŘICA M., 2010: Zkouška nabíjecích zařízení a zdrojů pro pomocné obvody, protokol 123/2010, DP Ostrava a.s., 4 s.
- BAJERLEIN M., RYMANIAK L., 2014: The Reduction of Fuel Consumption on the Example of Ecological Hybrid Buses, s. 96-101, in Applied Mechanics and Materials vol. 518
- HDEI Working Group, 2012: FMS Standard Description, version 03, ACEA Working Group HDEI/BCEI, 51 s.
- AVL Čechy, 2014: [online], [cit. 2014-06-06] Měření spotřeby paliva, oleje, blow-by. Dostupné na: <http://www.avlcechy.cz/list-spotreba.html>
- KISTLER GROUP, 2012: Fuel consumption sensor systems Type CDFLA, Instruction Manual, Kistler, Winterthur, Switzerland, 127 s.
- VOITH TURBO, 2011: Sensotop, Driving Down Costs with DIWA Excellence, VOITH, Hendelhelm, 2 s.
- VOITH TURBO, 2012: DIWA.5, VOITH, Hendelhelm, 8 s.
- VOITH TURBO, 2013: DIWA Efficiency Package, VOITH, Hendelhelm, 8 s.
- ZF Fredrichshafen AG, 2013: Ecolife, ZF Fredrichshafen, 16 s.
- ZF Fredrichshafen AG, 2007: Topodyn, the intelligent shift strategy for modern city and suburban buses, ZF Fredrichshafen, 6 s.
- National Instruments 2013: NI LabVIEW for CompactRIO Developer's Guide, National Instruments, USA, 256 s.
- STŘEDA I., 1992: Termodynamika, nakladatelství ČVUT, Praha, 149 s.
- SKOKAN V., 1986: Pravděpodobnost a matematická statistika, nakladatelství ČVUT, Praha, 204 s.
- SKOKAN V., 1990: Matematika IV, nakladatelství ČVUT, Praha, 165 s.

Ďaďo S., Bejček L., Platil A., 2005: Měření průtoku a výšky hladiny BEN, Praha, ISBN 80-7300-156-X, 447 s.

VLACH J., HAVLÍČEK J., VLACH M., 2008: Začínáme s LabVIEW, BEN, Praha, ISBN 978-80-7300-245-9, 248 s.

KORTÜM W., LUGNER P., 1994: Systemdynamik und Regelung von Fahrzeugen, Einführung und Beispiele, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 356 s.

CALDA S., 2002: Sběrnice CAN ve vozidlech, technická informace ELBAS Choceň, 10 s.

KOPECKÁ M., HEGAR M., RYSKA A., 2011: Fuel consumption measurement of bus HVAC units, IR ETC, Praha, 8 s.

SONNEKALB M., TEGETHOFF W., FÖRSTERLING S., 2008: CO₂ Basierte Air-Condition und Heizung für Stadtbusse, abschlussbericht, Konvekta AG, Braunschweig, 53 s.

10 SEZNAM ZKRATEK

CO	Oxid uhelnatý
HC	Nespálené uhlovodíky
NO _x	Oxidy dusíku
CO ₂	Oxid uhličitý
FMS	Fleet Management System – datové rozhraní vozidel, umožňující přenos vybraných zpráv ze sběrnice CAN do externích zařízení bez možnosti ovlivnění sběrnice
TSC	Torque and Speed Control - zvláštní zprávy sběrnice CAN, pomocí kterých je možné cíleně ovládat motor a retardéry.
FC	Fuel Consumption, spotřeba paliva
CAN	Controller Area Network - vozidlová sběrnice
SAE	Society of Automotive Engineer
CNG	Compressed Natural Gas, stlačený zemní plyn
MAP	Manifold Absolute Pressure, tlak v sacím potrubí, snímač tlaku v sacím potrubí
TPS	Throttle Position Sensor, snímač polohy škrtící klapky nebo polohy pedálu akcelerace
CVS	Constant Volume Sampler
CFV	Critical Flow Venturi
NDIR	Non Dispersive InfraRed analyzer
FID	Flame Ionization Detector
CUNA	automobilové normy Itálie
UITP	mezinárodní sdružení autobusových dopravců
SORT	Standardized On Road Test - jízdní testy definované UITP
LPG	Liquified Petroleum Gas, zkapalněné ropné plyny
CNG	Compressed Natural Gas, stlačená zemní plyn
E85	Lihobenzínová směs, 85% etanolu + 15% benzínu
EHK	Evropská Hospodářská Komise při OSN, též mezinárodní předpisová soustava
HFE	Highway Fuel Economy, metodika měření spotřeby paliva
AD	analogovo-digitální převodník
SW	software

11 ANOTACE

Předkládaná disertační práce se zabývá měřením spotřeby paliva autobusů. Popisuje různé jízdní cykly, aplikované korekce, sestavení jízdních tolerancí a interpretací výsledků. Zvláštní pozornost je věnována testům UITP-SORT. Experimentální část práce rozebírá použitelnost měření, zejména dopravní zpoždění signálu, aplikuje přídatné korekce na povětrnostní podmínky a srovnává výsledky získané spotřeboměrem s hodnotami z palubních sběrnic CAN. Zvláštní kapitola je věnována vlivu běhu pomocných spotřebičů jako jsou servořízení, vzduchový kompresor, klimatizace, větrání, chlazení a zatížení elektrické soustavy vozidla na spotřebu paliva. Nakonec je hodnocen styl jízdy různých řidičů a srovnáván s řízením vozidla pomocí autopilota. Měření byla realizována převážně na vozidlech SOR, Solaris, částečně Karosa, Mercedes Benz a Tedom, s motory Cummins, DAF, Iveco a Deutz, vybavených převodovkami ZF, Allison a Voith.

Klíčová slova: spotřeba paliva, pomocné pohony, jízdní cykly, autobusy, korekce

12 ANNOTATION

This submitted dissertation work deals with fuel consumption measurements at buses. It describes variety of driving cycles, basic calculative corrections, setting-up driving tolerances and application range. Special focus is paid to agreement of UITP-SORT procedures. The experimental part of dissertation work explains credibility of measurements, especially concerns traffic delay at measurement and describes additional corrections under different weather conditions. We compared results from fuel measurement device with readings from CAN messages, provided by engine control unit. Specific part is devoted to measuring influence of different auxiliary devices, like air compressor, servo steering, air condition, ventilation or cooling fan and influence of electrical load at vehicle systems. There is also discussed an influence of driving style of specific drivers and autopilot. Measurements were realized mainly with bus-marks SOR, Solaris, partially also with Karosa, Mercedes Benz and Tedom, with engines by Cummins, DAF, Iveco and Deutz and gearboxes by ZF, Allison and Voith.

Keywords: fuel consumption, auxiliary devices, driving cycles, omnibus, corrections