

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA STROJNÍ
ÚSTAV AUTOMOBILŮ, SPALOVACÍCH MOTORŮ A
KOLEJOVÝCH VOZIDEL



DIPLOMOVÁ PRÁCE

Zhodnocení vlastností hnacího ústrojí vozidla se zážehovým motorem o
malém zdvihovém objemu v reálném provozu

Behaviour of vehicle powertrain with small swept volume SI engine under
real conditions

AUTOR: Bc. Jakub Mach

STUDIJNÍ PROGRAM: Spalovací motory

VEDOUCÍ PRÁCE: Ing. Vojtěch Klír Ph.D.

PRAHA 2022

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Mach** Jméno: **Jakub** Osobní číslo: **459580**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**
Studijní program: **Dopravní a transportní technika**
Specializace: **Spalovací motory**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Zhodnocení vlastností hnacího ústrojí vozidla se zážehovým motorem o malém zdvihovém objemu v reálném provozu

Název diplomové práce anglicky:

Behaviour of vehicle powertrain with small swept volume SI engine under real conditions

Pokyny pro vypracování:

U vybraného hnacího ústrojí vozidla se zážehovým motorem o malém zdvihovém objemu proveďte zhodnocení energetických a uživatelských vlastností. Pro tento účel použijte jak modelová tak experimentální data. Uvažujte jízdu vozidla v reálném i homologačním cyklu. Na základě získaných poznatků uveďte možné změny v konstrukci vozidla a to s ohledem na vybrané/sledované parametry.

Seznam doporučené literatury:

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

Ing. Vojtěch Klír, Ph.D. ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

Datum zadání diplomové práce: **20.04.2022**

Termín odevzdání diplomové práce: **13.07.2022**

Platnost zadání diplomové práce: _____

Ing. Vojtěch Klír, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce

doc. Ing. Oldřich Vítek, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Diplomant bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

Datum převzetí zadání

Podpis studenta

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto práci vypracoval samostatně, a to výhradně s použitím pramenů a literatury, uvedených v seznamu citovaných zdrojů.

V Praze dne:

.....
Podpis

Anotace

Diplomová práce se zabývá zhodnocením energetických a uživatelských vlastností vozu s malým zdvihovým objemem (konkrétně jde o průměrnou spotřebu paliva a hladinu vnitřního hluku). Byly navrženy a otestovány úpravy automobilu ke zlepšení dotčených vlastností. Úpravy se týkaly aerodynamiky vozu a převodového ústrojí. Automobil byl testován v homologačním a námi vytvořeném reálném cyklu, který byl zaměřen primárně na jízdu po dálnici. Testy byly prováděny teoretickými simulacemi v programu GT-Suite a následně ověřeny reálným měřením.

Klíčová slova

Fabia, HTP, spotřeba paliva, vnitřní hlučnost automobilu, jízdní cyklus, WLTC, NEDC

Annotation

The diploma thesis deals with the evaluation of the energy and user characteristics of a vehicle with a small displacement (specifically, the average fuel consumption and the level of car cabin noise). Modifications to the car were designed and tested to improve the properties under investigation. The modifications concerned the aerodynamics of the vehicle and the transmission system. The car was tested in a homologation cycle and real driving cycle created by us, which was primarily focused on driving on the highway. The tests were carried out by theoretical simulations in the GT-Suite software and subsequently verified by real measurements.

Keywords

Fabia, HTP, fuel consumption, car interior noise, driving cycle, WLTC, NEDC

Poděkování

Začátkem práce bych rád poděkoval svému vedoucímu Ing. Vojtěchu Klírovi PhD. a svým odborným konzultantům Ing. Vítu Beránkovi PhD. a Ing. Lukáši Pacoňovi za velmi vstřícný přístup, důležité rady a pomoc v rámci experimentů (měření) i konzultací, bez nichž by nebylo možné tuto práci vytvořit. Následně bych chtěl touto cestou poděkovat také panu Ivanu Sixtovi za poskytnutí konzultací a sdílení informací ohledně převodového ústrojí. V neposlední řadě bych chtěl poděkovat své skvělé rodině a přátelům za jejich neutuchající podporu v mém studiu.

Obsah

Seznam použitých symbolů a zkratk	9
1. Úvod	11
1.1. Cíle práce	12
2. Modelové vozidlo a hnací ústrojí	13
2.1. Hnací ústrojí	13
2.2. Vozidlo	14
3. Průzkum	15
3.1. Otázky	15
3.2. Závěr průzkumu	16
4. Základní matematický model motoru	17
5. Tvorba vlastního jízdního cyklu	20
5.1. Homologační jízdní cykly a porovnání s PBPC	25
6. Základní matematický model automobilu	27
7. Porovnání se současným ekvivalentem vozu	33
7.1. Hnací ústrojí	33
7.2. Vozidlo	34
8. Měření hluku	35
8.1. Průběh měření	35
8.2. Výsledky měření	36
9. Dojezdová zkouška	39
9.1. Jízdní odpory vozidla	39
9.1.1. Odpor valení	39
9.1.2. Odpor stoupání	40
9.1.3. Odpor vzduchu	41
9.1.4. Odpor setrvačnosti	42
9.2. Vlastní měření	43
9.2.1. Princip dojezdové zkoušky	43
9.2.2. Volba zkušební trasy	44
9.2.3. Zkušební automobil	46
9.2.4. Provedení zkoušky	46

9.2.5.	Varianty úpravy zkušebního vozu.....	47
9.2.6.	Vyhodnocení	49
10.	Měření spotřeby na válcové brzdě	52
10.1.	Průběh měření	52
10.2.	Výsledky měření	54
11.	Matematický model vozu po úpravách	56
11.1.	Návrh úpravy převodového ústrojí vozu.....	56
11.2.	Výsledky simulace vozu po úpravách.....	57
12.	Závěr	61
	Seznam použité literatury.....	63
	Seznam obrázků	66
	Seznam tabulek	68

Seznam použitých symbolů a zkratek

α	[°]	Úhel sklonu vozovky
η	[-]	mechanická účinnost převodového ústrojí
ρ	[kg/m ³]	hustota vzduchu
a	[m/s ²]	zrychlení vozidla
b	[m]	šířka vozidla
BMEP	[bar]	Brake mean effective pressure (Střední efektivní tlak)
BSFC	[g/kWh]	Brake-specific fuel consumption (Měrná spotřeba paliva)
c_x	[-]	součinitel odporu vzduchu
ΔE_k	[MJ]	zmařená kinetická energie
f	[-]	Součinitel odporu valení
F_H	[N]	Hnací síla
F_o	[N]	výsledná střední odporová síla pro daný úsek
F_z	[N]	Radiální reakce vozovky
FMEP	[bar]	Friction mean effective pressure (Střední tlak třecích ztrát)
G	[N]	Tíha vozidla
h	[m]	výška vozidla
HTP	[-]	High Torque Performance (Atmosférický zážehový motor s vysokým točivým momentem)
i_r	[-]	převodový poměr rozvodovky
J_k	[kg·m ²]	moment setrvačnosti vozidlového kola
J_p	[kg·m ²]	hmotnostní moment setrvačnosti převodového ústrojí
m	[kg]	hmotnost vozidla
m_r	[kg]	hmotnost rotačních hmot hnacího ústrojí
m_{ro}	[kg]	hmotnost rotačních hmot vlečených kol

MPI	[-]	Multi point injection (Atmosférický zážehový motor s vícebodovým vstřikováním paliva)
NEDC	[-]	New European Driving Cycle (Nový evropský jízdní cyklus)
O_a	[N]	Odpor stoupání
O_c	[N]	Celkový odpor
O_f	[N]	Odpor valení
O_v	[N]	Odpor vzduchu
O_z	[N]	Odpor setrvačnosti
O_{zp}	[N]	odpor setrvačnosti posuvných hmot
O_{zr}	[N]	odpor setrvačnosti rotačních hmot hnacího ústrojí
O_{zro}	[N]	odpor setrvačnosti vlečených kol
OBD II	[-]	On-Board Diagnostics (Protokol palubní diagnostiky)
p_d	[Pa]	dynamický tlak
P_z	[kW]	zmařený výkon
PBPC	[-]	Vlastní navržený jízdní cyklus (Praha-Mladá Boleslav-Praha cyklus)
r_d	[m]	dynamický poloměr kola
S	[m ²]	čelní plocha vozidla
Δt	[s]	čas potřebný na zpomalení pro daný rychlostní úsek (např. 100-90 km/h)
v	[m/s]	relativní rychlost vzduchu a vozidla, při bezvětří jde přímo o rychlost jízdy
v_1	[m/s]	rychlost na začátku úseku (vyšší)
v_2	[m/s]	rychlost na konci úseku (nižší)
v_s	[m/s]	střední rychlost v daném úseku
WLTC	[-]	World Harmonized Light Vehicle Duty Test Cycle (Celosvětově harmonizovaný jízdní cyklus pro osobní vozidla)

1. Úvod

Vynález spalovacího motoru tvoří jeden z největších milníků v historii dopravy. Ruku v ruce s jeho vývojem docházelo i k vývoji automobilů, jež jsou jím poháněny. S jejich pomocí jsme schopni se pohodlně, rychle, ale hlavně svobodně a nezávisle na ostatních pohybovat z bodu A do bodu B. Jakmile dnes vlastníte automobil, není pro vás žádný problém se uprostřed noci přepravit z Prahy do Brna. Na to jsme si jako lidstvo velmi rychle zvykli a je pro nás prakticky nemyslitelné, že by se tato životní jistota měla jakkoli změnit. Dnešní doba je však velmi uspěchaná a klade čím dál vyšší nároky na zvýšení ekologie, přičemž se velmi cíleně zaměřuje právě na automobily se spalovacími motory. Zdali je tento přístup správný nebo ne, to se ukáže až v budoucnu. Každopádně to znamená, že vývojáři motorů již musí při návrzích zacházet až na hranici fyzikálních možností, aby dodrželi přísné normy. Automobilky proto čím dál více přecházejí na hybridní, či zcela elektrické pohony a pro spalovací motor to do budoucna nevypadá vůbec dobře.

Nejen z tohoto důvodu, ale v poslední době i kvůli velkému nedostatku součástek na výrobu nových automobilů (například nedostatek čipů způsobený pandemií Covid-19 a později umocněn konfliktem na Ukrajině), dochází k velkému nárůstu cen nových vozů. Kromě nárůstu cen je navíc i velký nedostatek nových automobilů a není výjimečné, že si na nový vůz počkáte i půl roku nebo déle. Všechny tyto faktory způsobují v naší zemi velkou poptávku po ojetých vozech a snahu majitelů ojetých vozů ponechat si je po co nejdélejší možnou dobu. Mnoho majitelů ojetých automobilů, kteří si nemohou dovolit nové auto, jeví snahu o alespoň drobné vylepšení toho stávajícího. Mnoho lidí dojíždí každý den do práce svým vozem a uvítali by alespoň drobné zvýšení komfortu a snížení spotřeby paliva, neboť cena pohonných hmot neustále roste.

Tím se také bude zabývat tato práce. Vzali jsme u nás velmi rozšířený vůz Škoda Fabia první generace s motorem 1,2 HTP o výkonu 40kW a zaměřili se na zhodnocení jeho energetických a uživatelských vlastností při modelové cestě jeho majitele za prací z Prahy do Mladé Boleslavi. Ač tento vůz nebyl původně konstruován pro jízdu na dálnici, většina jeho majitelů jej k tomuto účelu používá (jak bude ukázáno v kapitole 3), neboť jim jejich finanční situace nedává jinou možnost. Pokusíme se tedy vybraný vůz analyzovat a optimalizovat, aby lépe vyhovoval tomuto stylu využití. V návrhu úprav se nebudeme zaměřovat na úpravu motoru (cena úpravy by byla neúměrná ceně vozu), ale budeme se věnovat aerodynamice a převodovému ústrojí.

1.1. Cíle práce

Nejprve představíme vybrané vozidlo a provedeme průzkum mezi jeho majiteli, zdali se naše počáteční myšlenka na optimalizaci zakládá na realitě. Následně vytvoříme základní matematický model pohonné jednotky vozu, který dále naladíme tak, aby jeho vnější rychlostní charakteristika odpovídala charakteristice udávané výrobcem.

Poté vytvoříme vlastní jízdní cyklus odpovídající modelové cestě majitele automobilu do práce a z práce. S pomocí vytvořeného modelu motoru a jízdního cyklu vytvoříme matematický model vybraného automobilu a provedeme simulaci jízdy po daných jízdních cyklech (vlastním i homologačním). Ze simulace vyjdou hodnoty průměrné spotřeby paliva.

Tyto hodnoty budeme chtít porovnat s reálným měřením, tudíž odjedeme vybrané jízdní cykly na válcové brzdě, kde změříme spotřebu paliva pro porovnání s modelem. Pro měření na brzdě ale bude nejprve třeba zjistit jízdní odpory vozu, a proto ještě před brzdou provedeme dojezdovou zkoušku vozidla pro zjištění těchto odporů. V rámci měření jízdních odporů navrhne úpravu aerodynamiky vozu a změříme jízdní odpory pro sériový vůz i pro vůz po úpravě aerodynamiky.

Když budeme mít výsledky spotřeby z válcové brzdy, porovnáme je s výsledky ze simulací a zjistíme odchylku modelu od reality. Následně ještě navrhne úpravu převodového ústrojí vozu, kterou nakonec realizujeme v matematickém modelu pro zjištění vlivu na průměrnou spotřebu paliva. Navrženou úpravu převodového ústrojí bychom rádi realizovali i na zkoušeném vozidle pro opětovné porovnání simulace s reálným měřením, ale z důvodu omezeného času se k ní pravděpodobně bohužel nedostaneme.

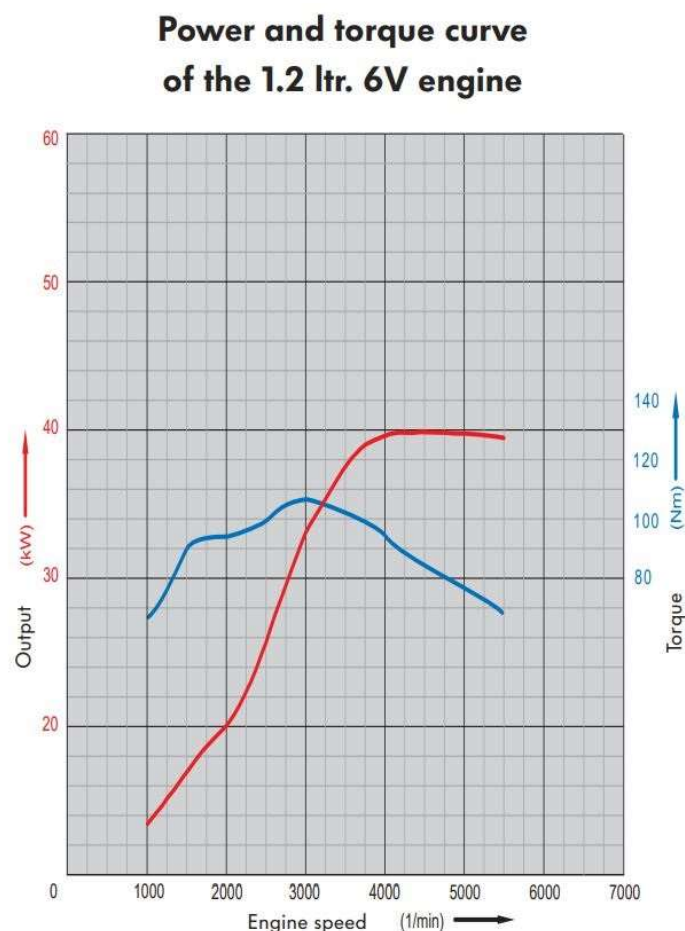
Pro zhodnocení jízdního komfortu provedeme v mezičase měření hluku v místě řidiče. Z důvodu porovnání provedeme shodné měření i na moderním ekvivalentu vybraného vozu a porovnáme rozdíl hladiny hluku u obou automobilů. Navrhne případné úpravy ke snížení vnitřního hluku ve vozidle, přičemž pravděpodobně největší účinek by měla mít právě úprava převodového ústrojí. Ta by totiž měla způsobit snížení otáček motoru při dálniční rychlosti a tím snížit i jeho hluk.

2. Modelové vozidlo a hnací ústrojí

Jako modelové vozidlo byla pro naše účely zvolena Škoda Fabia první generace s velmi rozšířenou pohonnou jednotkou 1,2 HTP. Konkrétně se jedná o slabší výkonovou variantu tohoto motoru disponující výkonem 40 kW.

2.1. Hnací ústrojí

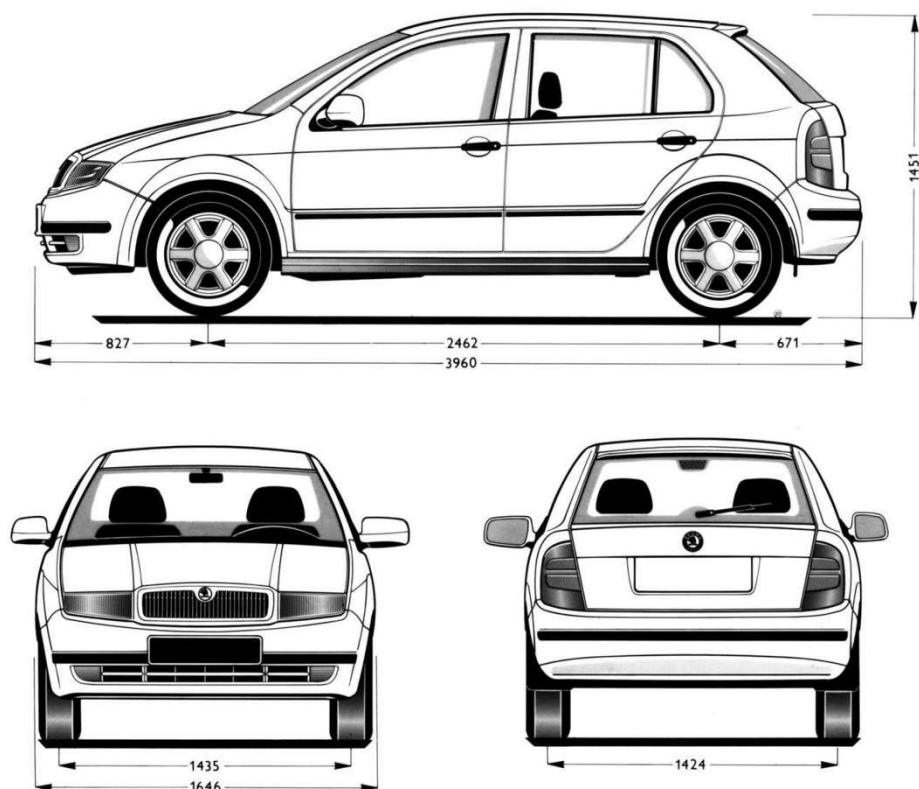
Jedná se o tříválcový motor se zdvihovým objemem 1198 cm³ a dvěma ventily na válec. Průměr sacího ventilu je standardně jako u jiných motorů se dvěma ventily na válec větší než průměr výfukového. Konkrétně se jedná o 34,5 mm v případě sacího ventilu a 28 mm v případě výfukového. Vrtání válců je 76,5 mm a zdvih 86,9 mm. Motor dosahuje kompresního poměru 10,3:1. Maximální výkon 40 kW je atakován při 4750 min⁻¹ a maximální točivý moment 106 Nm při 3000 min⁻¹. Díky maximální hodnotě dosaženého točivého momentu je zaříté jeho obchodní označení HTP (high torque performance neboli motor s vysokým točivým momentem). Motor plní emisní normu EU 4. Na obrázku 1 můžeme vidět graf vnější rychlostní charakteristiky této pohonné jednotky. [9], [10], [11], [12]



Obr. 1 Vnější rychlostní charakteristika motoru 1,2 HTP 6V [10]

2.2. Vozidlo

Modelovým vozidlem je tedy již zmíněná Škoda Fabia první generace, zde konkrétně se jedná o vůz vyrobený v roce 2004. Jedná se o malý osobní automobil s karoserií hatchback o pohotovostní hmotnosti 1030 kg. Je vybaven pětistupňovou převodovkou VW MQ 200. Ta se používala pro vozy s maximálním točivým momentem do 200 Nm, přičemž ale pro každou pohonnou jednotku měla jiné převodové poměry. Vozidlo bylo z výroby osazeno třináctipalcovými koly s pneumatikami o rozměru 155/80 R13, neboť se jedná o variantu bez posilovače řízení a stabilizátoru přední nápravy. Vnější rozměry automobilu jsou patrné z obrázku 2. [6], [20]



Obr. 2 Vnější rozměry Škody Fabia první generace [18]

Automobil z hlediska uživatelských vlastností disponuje relativně nízkým výkonem spalovacího motoru, nepříliš nízkou spotřebou paliva a vysokou hlučností při provozu v dálničním režimu, čímž vyvstává cíl této práce. Tím je návrh na zlepšení jízdního komfortu vozidla a snížení jeho spotřeby paliva (úprava manuální převodovky, změna aerodynamiky). Úpravy motoru, jak již bylo zmíněno, by u tohoto vozidla byly zbytečně nákladné vzhledem k jeho zůstatkové hodnotě.

3. Průzkum

Prohlášení, že zkoumaný vůz disponuje z hlediska uživatelských vlastností nízkým výkonem spalovacího motoru a vysokou hlučností při provozu v dálničním režimu, bylo třeba ověřit u majitelů těchto automobilů. Došlo tedy k vytvoření krátké ankety, kde byly kladeny otázky ohledně komfortu jízdy na dálnici a také ochotě majitelů investovat peníze do jeho zlepšení. Celkem se zúčastnilo průzkumu 35 majitelů Škody Fabia 1. generace s motorem 1,2 HTP, přičemž většina z nich pocházela z facebookové skupiny Škoda Fabia Club.

3.1. Otázky

První otázka („Karoserie Vašeho vozu?“) neměla žádný hlubší význam, pouze zjištění procentuálního zastoupení typu hatchback, kterým je i zkoumaný vůz. 21 respondentů (60 %) odpovědělo „hatchback“, 13 (37 %) „combi“ a pouze 1 (3 %) odpověděl „sedan“. Potvrdila se tedy myšlenka, že většina vozů s tímto motorem měla stejný typ karoserie jako zkoumaný automobil.

Druhá otázka („Vlastníte ještě jiné auto kromě Fabie?“) mířila na to, zdali jsou majitelé nuceni použít Fabii pro jízdu na dálnici (v případě, že nevlastní jiný automobil, tak jim nic jiného nezbyvá) nebo zdali si ji pro tento účel volí dobrovolně. Z odpovědí vyšlo, že 9 dotazovaných (26 %) vlastní ještě další vozidlo a 26 (74 %) nikoliv. Lze samozřejmě namítnout, že i pokud nevlastní jiný vůz, stále to není důkaz toho, že jej používají i pro jízdu na dálnici. Této námitky se týká třetí otázka.

Ve třetí otázce („Používáte Fabii pro jízdu na dálnici?“) se zjišťuje, zdali je tento typ automobilu provozován v režimu, pro který je snaha jej v této práci optimalizovat. Výsledek dotazníku byl, že 11 účastníků (31,5 %) jezdí s Fabií po dálnici pravidelně, 19 účastníků (54 %) výjimečně a 5 účastníků (14,5 %) nejezdí s Fabií po dálnici vůbec. Lze tedy předpokládat, že minimálně 44,5 % lidí, kteří vlastní kromě Fabie ještě jiný vůz, si vyberou Fabii pro jízdu na dálnici. Platí to za předpokladu, že všech 5 respondentů, kteří nejezdí Fabií po dálnici, je ze skupiny lidí vlastnících ještě další automobil. Jinak by samozřejmě bylo procentuální zastoupení ještě vyšší, než 44,5 %. Tyto závěry jsou samozřejmě pouze pro zajímavost, neboť pro tuto práci je důležitým výstupem ze třetí otázky, že 85,5 % vlastníků jezdí se svou Fabií po dálnici (ať už pravidelně nebo výjimečně).

Čtvrtá otázka („Pokud používáte Fabii pro jízdu po dálnici, považujete výkon za dostačující pro Vaše užívání?“) se již týkala názoru na výkon. 20 lidí (57 %) odpovědělo větou: „Ano, bez problému lze cestovat maximální povolenou rychlostí 130 km/h.“ 7 lidí (21 %) odpovědělo: „Ano, ale jen proto, že udržuji rychlost okolo 100 km/h.“ 4 respondenti (11 %) uvedli: „Ne, je to

utrpení pro mě i automobil.“ Poslední 4 (11 %) odpověděli: „Nejezdím po dálnici.“ Z odpovědí vyplývá, že většina majitelů považuje výkon za dostačující.

V páté otázce („Pokud používáte Fabii pro jízdu po dálnici, jak vnímáte akustický hluk za jízdy?“) se řešil hluk za jízdy, jakožto jeden z ukazatelů jízdního komfortu/diskomfortu. 2 dotazovaní (6 %) uvedli: „Auto je tiché.“ 21 respondentů (60 %) odpovědělo: „Přiměřený (srovnatelný s jinými auty podobného stáří a třídy).“ 7 lidí (20 %) vybralo možnost: „Nadměrný.“ Posledních 5 (14 %) odpovědělo: „Nejezdím po dálnici.“ Závěr páté otázky je tedy, že většina lidí považuje jízdní komfort za dostačující.

Šestá otázka („Pokud by existovala možnost zvýšení výkonu a snížení hlučnosti Vašeho automobilu, byli byste ochotni do ní investovat?“) zjišťuje touhu majitelů po vylepšení výkonu a jízdního komfortu jejich vozů. Vzhledem k závěrům z otázek 4 a 5 by se dalo očekávat, že majitelé jsou veskrze spokojeni se svými vozy a nebudou ochotni investovat do optimalizace, a proto byl výsledek šesté otázky celkem překvapivý. 17 respondentů (48,5 %) totiž odpovědělo, že by byli ochotni investovat a 18 respondentů (51,5 %) uvedlo, že ne.

Poslední, tedy sedmá otázka („Pokud ano, kolik by byl Váš finanční limit?“), se týká finančního limitu na investici z otázky 6. 1 dotazovaný (3 %) by byl ochoten investovat 20 000 Kč. 7 respondentů (20 %) by investovalo maximálně 10 000 Kč. Dalších 10 respondentů (28,5 %) by omezilo investice částkou 5000 Kč a 17 zbývajících (48,5 %) by nechtělo utratit na vylepšení svého vozu žádné finance. U této otázky tedy jeden z dotazovaných změnil svůj názor na otázku číslo 6 a přidal se ke skupině lidí ochotných investovat do vylepšení.

3.2. Závěr průzkumu

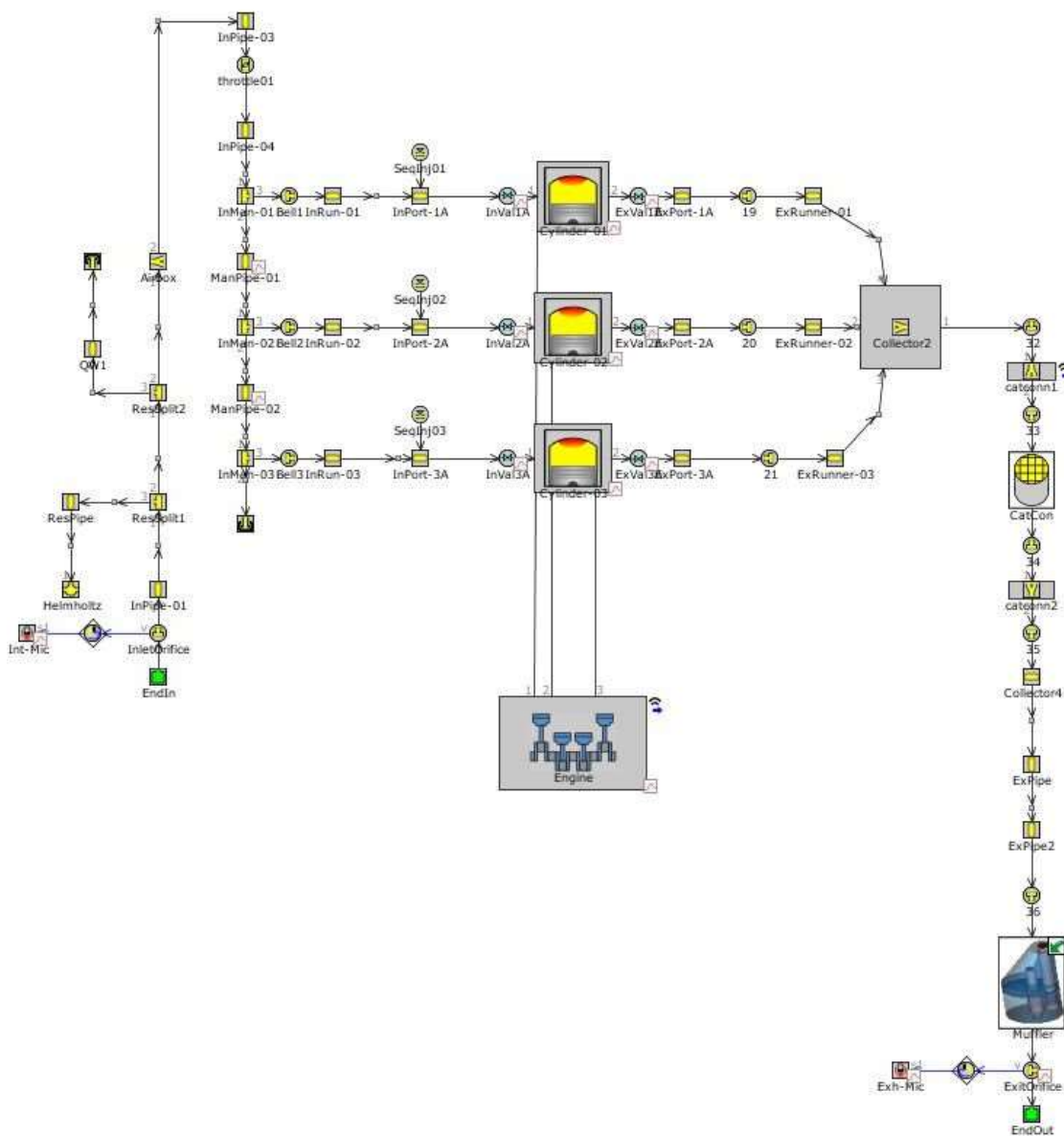
Z průzkumu vyšlo, že většina dotazovaných vlastní automobil s karoserií hatchback, tudíž shodnou se zkoumaným vozem. Drtivá většina vlastníků jezdí s Fabií po dálnici ať už více, či méně často. Pro většinu majitelů je výkon i jízdní komfort dostačující, ale přesto by většina (konkrétně 51,5 %) byla ochotna investovat peníze do optimalizace svého automobilu pro jízdu po dálnici. V této většině jsou dotazovaní dále rozděleni do menších skupin podle výše částky, jež by byli ochotni utratit.

Anketa tedy potvrdila myšlenku, že i v dnešní době je Škoda Fabia 1. generace s motorem 1,2 HTP přes svůj nízký výkon nadále provozována na dálnicích a že většina jejích majitelů by uvítala menší úpravy těchto vozů, které by vylepšily jízdní komfort a případně snížily spotřebu paliva, či zvýšily výkon.

4. Základní matematický model motoru

Nejprve byl vytvořen základní matematický model motoru na základě zjištěných parametrů z dostupných zdrojů. Jelikož nebyly dostupné veškeré konstrukční informace o motoru, byla nutná model následně odladit, aby jeho vnější rychlostní charakteristika odpovídala charakteristice udávané výrobcem. Veškerá tvorba matematických modelů a jejich simulace probíhaly v softwaru GT-Suite verze 2018.

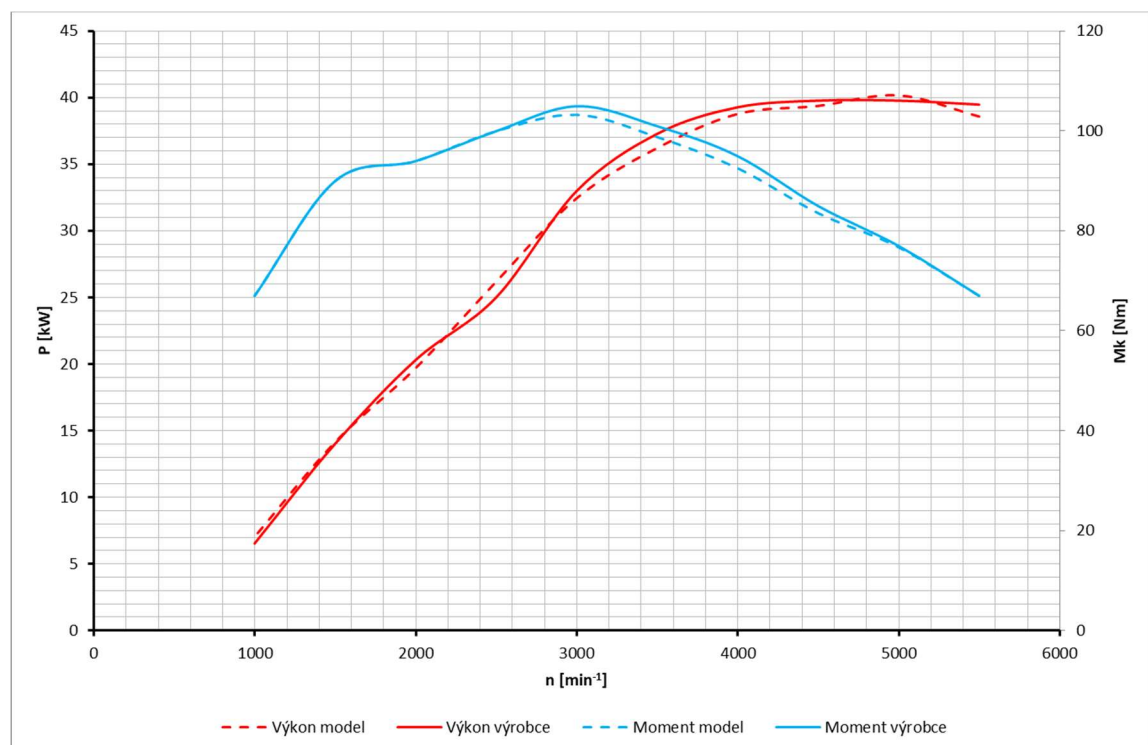
Za pomoci „exemplu“ v programu GT-Suite byl sestaven model tříválcového motoru s jedním sacím a jedním výfukovým ventilem na každém válci (viz obr. 3).



Obr. 3 Matematický model motoru 1,2 HTP v programu GT-Suite

Do modelu byla vložena veškerá dostupná data udávaná výrobcem, případně změřená na samotném motoru. Poté bylo zjištěno, že vnější rychlostní charakteristika takto vytvořeného motoru se odchylovala od té, kterou uvádí výrobce. Byl to očekávaný výsledek, neboť mnoho hodnot nebylo možné zjistit a musely zůstat zachovány z „exemplu“. Došlo tedy k naladění modelu na požadovanou vnější rychlostní charakteristiku, přičemž jako ladící parametry posloužily hodnoty, které nám nebyly známy (například časování sacích a výfukových ventilů).

Postupně se podařilo naladit model motoru na požadovaný průběh maximálního výkonu a točivého momentu, což je možné vidět na obrázku 4.



Obr. 4 Porovnání vnější rychlostní charakteristiky naladěného modelu s charakteristikou udávanou výrobcem [10]

Takto odladěný model vyhovoval našim požadavkům a bylo možné pokročit k další fázi simulací. Tou bylo simulování celého automobilu na našich testovacích cyklech pro porovnání s reálným měřením na brzdě. V GT-Suite jsou dvě možnosti, jak v modelu celého automobilu nadefinovat vytvořený model motoru. První možností je opravdové vložení celého modelu motoru do modelu automobilu. Toto řešení je sice přesnější variantou, ale zároveň mnohonásobně zdouhavější, co se týče výpočtového času simulace automobilu, neboť si program musí propočítat pro každý časový krok celý automobil i celý motor. Druhým způsobem je vytvoření primárních a sekundárních map motoru, které se vloží do modelu vozu a které zde suplují vložený model motoru. Tato možnost je trochu méně přesná, ale mnohonásobně méně náročná na výpočtový čas. My jsme zvolili druhou možnost řešení, neboť se zde nejedná o nijak zásadní snížení přesnosti simulace a zkrácení výpočtového času je opravdu citelné.

Bylo nutné tedy vytvořit primární a sekundární mapy, přičemž v našem případě se konkrétně jednalo o 2 primární mapy a 2 sekundární mapy (další sekundární mapy nehrají tak podstatnou roli v námi později sledovaných parametrech vozu).

První primární mapou byla závislost mechanického výstupu motoru, v našem případě BMEP (brake mean effective pressure), na otáčkách a zatížení motoru (vyjádřeném pozicí plynového pedálu). Na obrázku 5 je možné vidět, jak takováto mapa vypadá. Na ose x jsou vyneseny otáčky, na ose y pozice plynového pedálu vyjádřená procenty maximální polohy sešlápnutí a osa z reprezentuje hodnoty BMEP v závislosti na těchto dvou parametrech.

	850	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	rpm[min^{-1}]
0	2,199018	1,791025	1,061253	0,381137	-0,12547	-0,47984	-0,8726	-1,21166	-1,48066	-1,74137	-1,93261	
10	4,421372	4,191509	4,04333	3,085625	2,066465	1,46713	0,798216	0,246309	-0,20415	-0,60318	-0,92289	
20	6,25206	6,25913	7,277203	7,098644	6,675999	6,067765	5,14863	4,241718	3,339033	2,563043	1,905276	
30	6,637268	6,924641	8,356487	8,575465	8,759887	8,409385	7,681227	7,016317	6,136654	5,310036	4,384042	
40	6,591123	7,066808	8,864532	9,210048	9,62592	9,460023	8,768432	8,259058	7,445973	6,66873	5,621385	
50	6,522099	7,095362	9,122578	9,508855	10,02308	9,986901	9,30675	8,854713	8,081157	7,332867	6,242911	
60	6,479399	7,086672	9,263271	9,66365	10,24112	10,29198	9,627902	9,175899	8,418983	7,683793	6,588927	
70	6,454928	7,068085	9,346111	9,754539	10,37128	10,51875	9,868534	9,367727	8,604529	7,876479	6,798349	
80	6,44339	7,051612	9,393511	9,805219	10,43643	10,67249	10,06366	9,494815	8,697205	7,968046	6,914904	
90	6,438324	7,036905	9,422097	9,837853	10,47076	10,77627	10,23824	9,610162	8,745871	8,020294	6,98638	
100	6,43627	7,026966	9,438002	9,858264	10,48651	10,83227	10,36372	9,709785	8,765203	8,04741	7,027176	
throttle position [%]												

Obr. 5 Mapa BMEP v závislosti na otáčkách a zatížení motoru

Druhou primární mapou byla závislost mechanického tření v motoru (FMPEP – friction mean effective pressure) na otáčkách motoru a na BMEP.

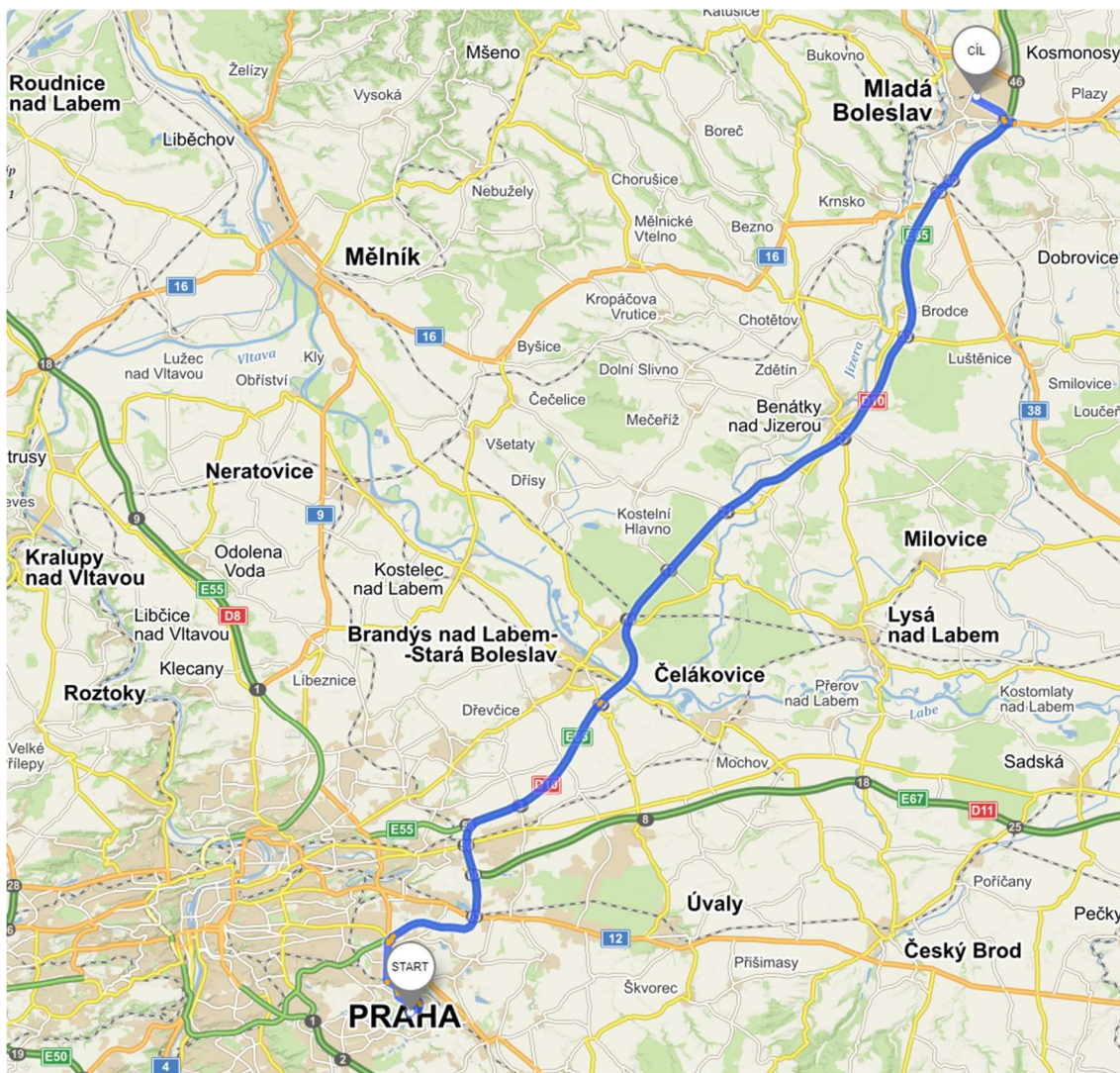
Následovala tvorba dvou sekundárních map motoru. První se týkala závislosti měrné spotřeby paliva (BSFC – brake-specific fuel consumption) na otáčkách motoru a na BMEP. Poslední mapa vyjadřovala závislost množství vyprodukovaného tepla (vyjádřeného procenty z celkové energie uložené v palivu) na otáčkách motoru a na BMEP.

Jakmile byly vytvořeny tyto mapy nahrazující celkový model motoru, bylo možné opustit simulace motoru a pustit se do simulování našeho zkušební automobilu. Díky mapám jsme v této fázi disponovali všemi potřebnými parametry vozu, ale přesto jsme museli na chvíli přerušit práci v GT-Suite. Chyběl nám totiž námi požadovaný jízdní cyklus obsahující velké procentuální zastoupení jízdy po dálnici, který je pro naše účely nezbytný. Již existující jízdní cykly sloužící k homologačnímu testování vozů jsou možná dostatečně dynamické, ale odpovídají spíše městskému nebo příměstskému provozu a obsahují velmi málo úseků s rychlostí blížíící se dálničnímu maximu.

S tvorbou modelu automobilu pro simulace budeme proto pokračovat později (konkrétně v kapitole 6). V následující kapitole se budeme zabývat tvorbou námi navrženého jízdního cyklu tak, aby jej bylo možné využít jak v GT-Suite, tak i na válcové zkušebně.

5. Tvorba vlastního jízdního cyklu

Pro zhodnocení jízdního komfortu vybraného vozidla při provozu v dálničním režimu byl vytvořen vlastní jízdní cyklus. Nachází se na trase Praha – Mladá Boleslav – Praha (viz obr. 6) a měří 119,5 km. Pouze 16 km trasy se nachází ve městě s rychlostním limitem 50 km/h, zatímco dalších 18 km obsahuje jízdu po městském okruhu s rychlostním limitem 80 km/h. Zbývajících 85,5 km (71,5% celé trasy) pokrývá dálnice, tudíž nepřekvapí průměrná rychlost během jízdního cyklu činící 88,2 km/h. Doba potřebná k projetí celého cyklu je 4875 sekund.



Obr. 6 Trasa vlastního jízdního cyklu

Jízdní cyklus byl zaznamenáván přes mobilní aplikaci „myTracks – The GPS-Logger“. Bylo provedeno celkem 20 záznamů kvůli vyrušení odchylek měření a zprůměrování provozu na silnici. První polovina trasy (Praha – Mladá Boleslav) byla projížďena vždy ve večerních hodinách (začátek cesty okolo 19:45), kdy byl malý provoz automobilů. Naopak druhá polovina trasy (Mladá Boleslav – Praha) byla absolvována vždy v brzkých ranních hodinách (začátek cesty

okolo 5:50), kdy začínala ranní špička na příjezdech do Prahy, a tudíž byl hustý provoz automobilů na silnici. Těmito průjezdy v různou denní dobu bylo zajištěno rovnoměrné rozdělení různé hustoty provozu v poměru 1:1.

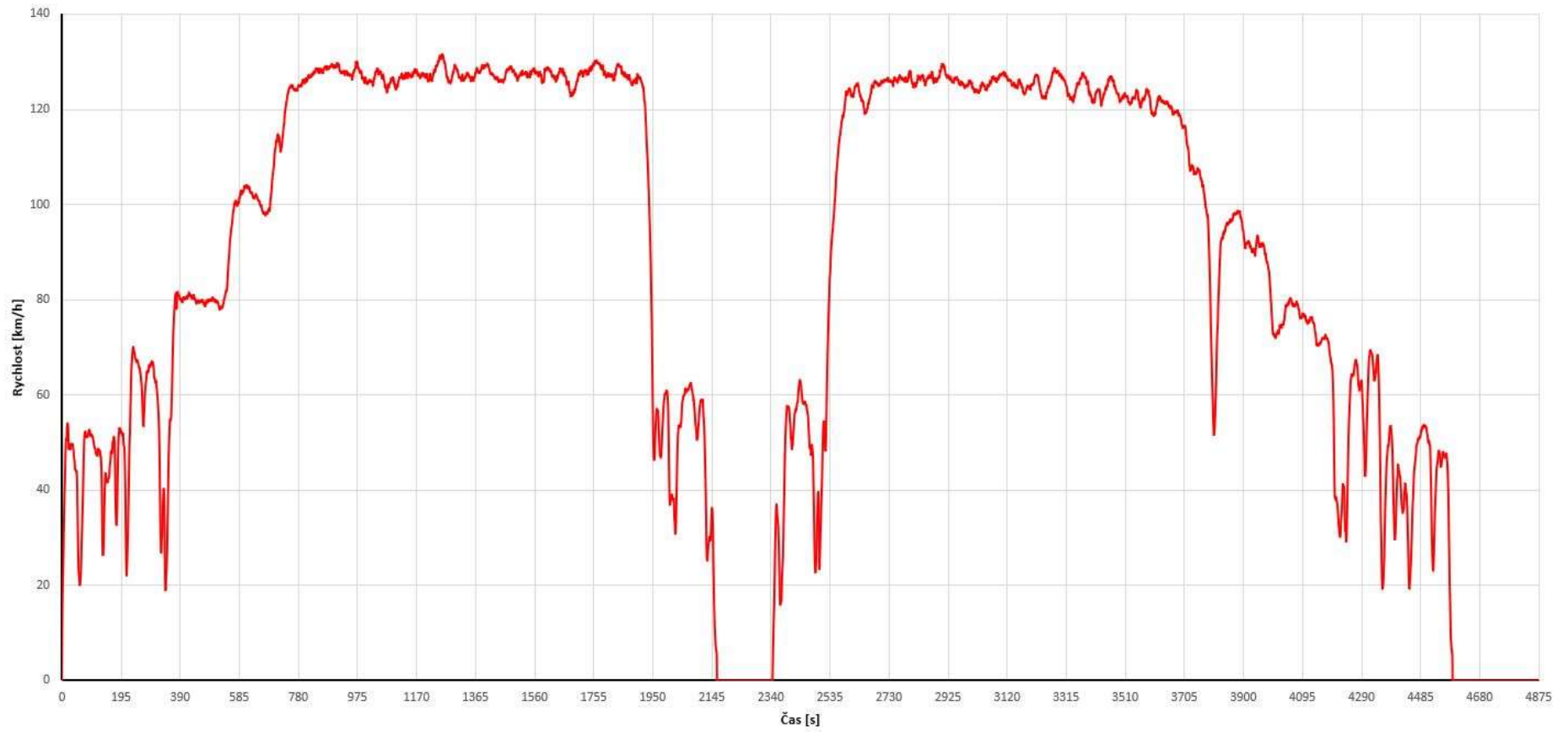
Následně byla všechna naměřená data převedena z formátu .gpx do tabulkového kalkulátoru. Zde došlo k ořezání dat tak, aby se shodoval začátek a konec trasy s přesností na jednotky metrů. Poté byla použita lineární interpolace ke změně závislosti rychlosti na čase na závislost rychlosti na ujeté vzdálenosti, aby bylo možné přesně a realisticky zprůměrovat všech 20 měření. Jakmile bylo provedené zprůměrování, došlo opět přes lineární interpolaci ke zpětnému převedení dat na závislost rychlosti na čase. Stejný postup byl také aplikován na průběh naměřeného výškového profilu podél celé trasy. Nakonec byla sloučena zpracovaná data z první a druhé poloviny cyklu do finální podoby připravené pro použití na zkušebním stanovišti válcové brzdy.

Grafy časového průběhu rychlosti a výškového profilu jízdního cyklu jsou vyobrazeny na obrázcích 7 a 8. Na průběhu rychlosti je možné pozorovat ve druhé polovině cyklu větší kolísání kolem maximální povolené rychlosti, které bylo způsobeno hustým provozem v ranní špičce.

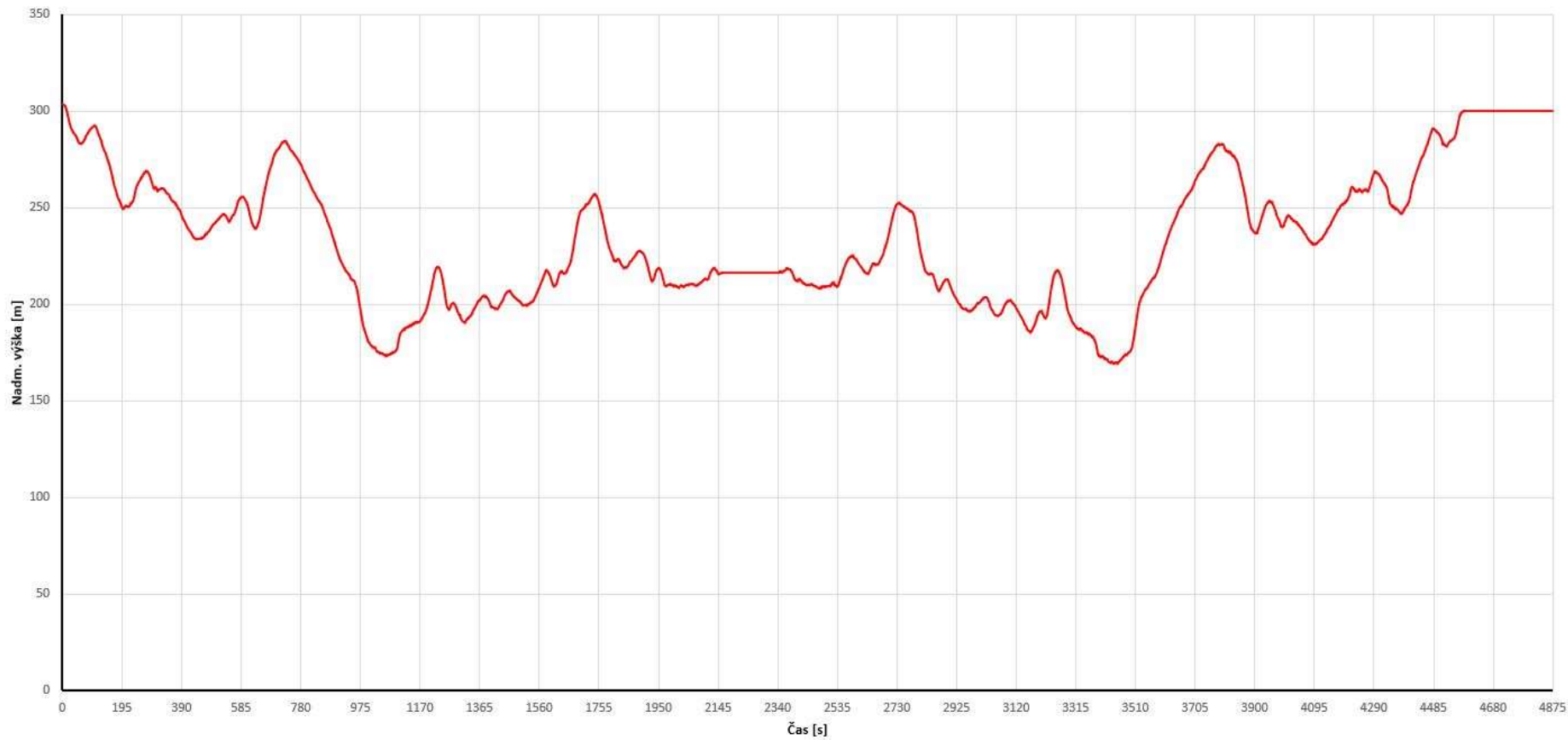
Dále je na grafu průběhu rychlosti možné vidět zastavení vozu na přibližně 180 sekund uprostřed jízdního cyklu a na jeho konci. To je způsobeno nepřesností gps záznamu měřicí aplikace, která při každém z 20 měření vyhodnotila jinou délku trasy. Tato nepřesnost byla patrná na mapových záznamech, kde byly některé průjezdy zatačkami při každém měření na jiné trajektorii. Tyto odchylky v řádu menších jednotek metrů v jednotlivých zatačkách způsobily na konci trasy různé celkové vzdálenosti a po zprůměrování všech 20 záznamů vyšel vždy na konci obou polovin cyklu dojezd v řádu jednotek km/h trvajícím okolo 180 s. V rámci dokončení jízdního cyklu do podoby, aby jej bylo možné použít na měřicím stanovišti, došlo k nahrazení dlouhého pomalého dojezdu stejně dlouho trvajícím zastavením vozu. Díky tomu je navíc v cyklu zahrnut i faktor volnoběžného provozu motoru a pohonná jednotka má také chvíli čas na zchlazení.

Jakmile byly vytvořeny časové průběhy výškového profilu a rychlosti, zbývalo vytvořit ještě časový průběh zařazených rychlostních stupňů podél jízdního cyklu. K zaznamenání byl použit program VCDS, jež přes OBD II zásuvku automobilu zaznamenává živě všechna data, která umí shromažďovat řídicí jednotka. Systém OBD byl v automobilech zaveden z důvodu kontroly emisí, ale zároveň je možné skrze něj zjišťovat různá data o vozidle v reálném čase. [7]

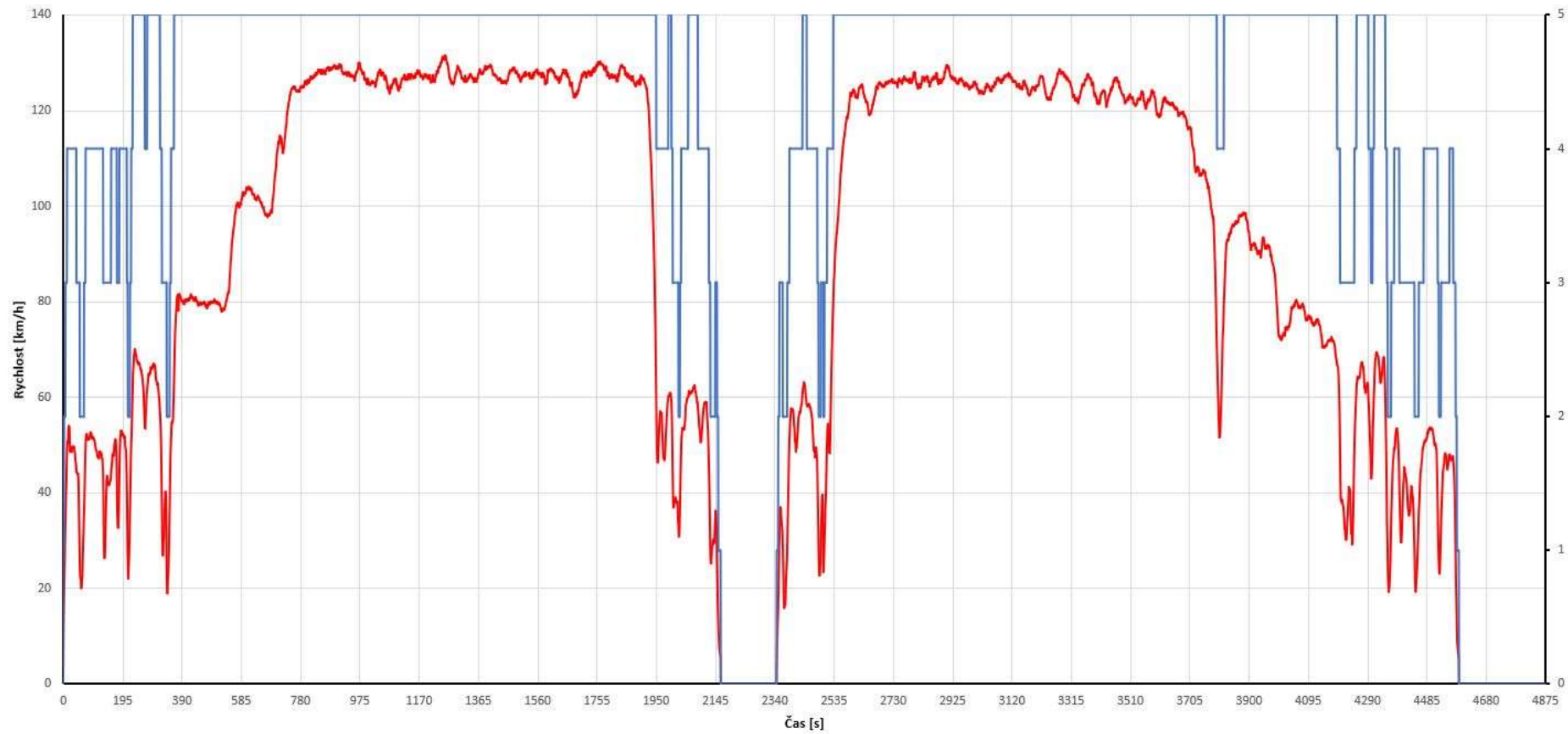
Jelikož testovaný vůz neumí zaznamenávat hodnoty zařazených rychlostních stupňů, bylo přikročeno k záznamu otáček motoru a rychlosti automobilu. Na základě těchto naměřených dat a důkladné znalosti testovací trasy a jízdního stylu řidiče byly následně manuálně vyhodnoceny zařazené rychlostní stupně podél celé trasy jízdního cyklu. Časový průběh řazení je spolu s průběhem rychlosti vyneseno na obr. 9. Tímto byl vytvořen vlastní jízdní cyklus s převahou jízdy po dálnici, který byl pracovně nazván PBPC.



Obr. 7 Časový průběh rychlosti vlastního jízdního cyklu



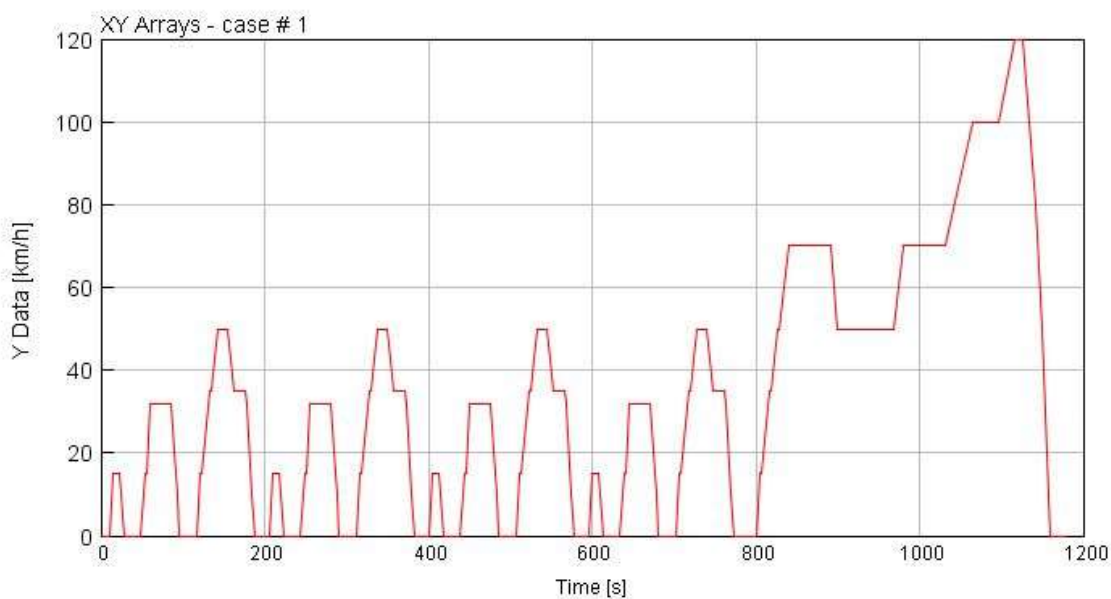
Obr. 8 Časový průběh výškového profilu vlastního jízdního cyklu



Obr. 9 Časový průběh rychlosti a řazeného rychlostního stupně vlastního jízdního cyklu

5.1. Homologační jízdní cykly a porovnání s PBPC

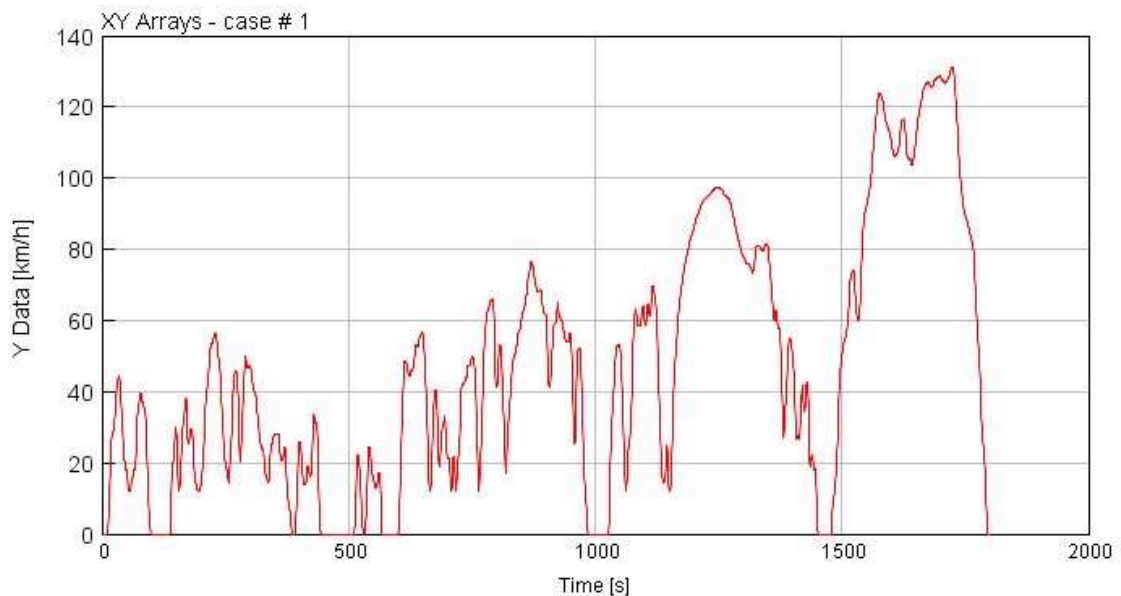
Od sedmdesátých let minulého století se v Evropě používal homologační jízdní cyklus NEDC (New European Driving Cycle), jenž s drobnými úpravami přečkal až do roku 2017. Jednalo se o metodiku jednotného testu na válcovém dynamometru pro všechny typy automobilů (podrobnější popis průběhu jízdního cyklu na dynamometru si popíšeme v kapitole 10). Automobil v tomto cyklu projel 4 krátké městské úseky a jeden mimoměstský (viz obr.10). Do roku 1992 obsahoval pouze 4 městské úseky a v tento rok k nim přibyl jeden mimoměstský, čímž nabyl podoby z obrázku 10. Jednalo se o první standardizovaný typ testu pro všechna vozidla, který šlo jednoduše provést a automobily následně přímo porovnat mezi sebou. V rámci standardizace cyklu zde byly jasně určeny řadicí body, které byly neměnné pro všechny vozy bez ohledu na odlišnost motorů, či převodovek. Jelikož byl NEDC používán po tak dlouhou dobu, technologický vývoj jej dalece předběhl, a navíc i způsob používání automobilů se velmi změnil. Auta začala mnohem více jezdit mimo město, a hlavně pak po dálnicích, což v tomto cyklu není absolutně zohledněno. Reálná spotřeba paliva spolu s vypouštěnými emisemi automobilů ve skutečném provozu se začaly čím dál více odchylovat od těch, které udávali výrobci. Nástup nového homologačního jízdního cyklu pak ještě urychlila kauza Dieseltgate. [15], [17]



Obr. 10 Homologační jízdní cyklus NEDC

1.9.2017 došlo k zavedení nového homologačního jízdního cyklu WLTC (World Harmonized Light Vehicle Duty Test Cycle). Jedná se o celosvětově vyvinutý jízdní cyklus, který byl postaven na základě jízdních údajů naměřených v různých částech celé planety. Zahrnuje jak městský provoz, tak i jízdu mimo město a konečně i dálniční režim. Oproti NEDC je výrazně dynamičtější a také delší, neboť NEDC měřilo okolo 11 km, zatímco WLTC (obr. 11) je dlouhé přibližně 23 km. Kromě prodloužení ujeté vzdálenosti vzrostl také zkušební čas měření z původních 20 minut

na přibližně 30 minut. Došlo také ke zpřesnění požadované teploty v testovacím boxu spolu s teplotou vozu z původní velmi přibližné hodnoty 20–30 °C na konkrétních 23°C. Dalším rozdílem je, že zde již nejsou jasné dané řadičí body stejné pro všechny vozy bez rozdílu, ale pro každý automobil a každou převodovku se zvlášť vypočítávají nové řadičí body na míru. Tím se také výrazně přibližují výsledné naměřené hodnoty hodnotám z reálného provozu. [15], [16], [17]



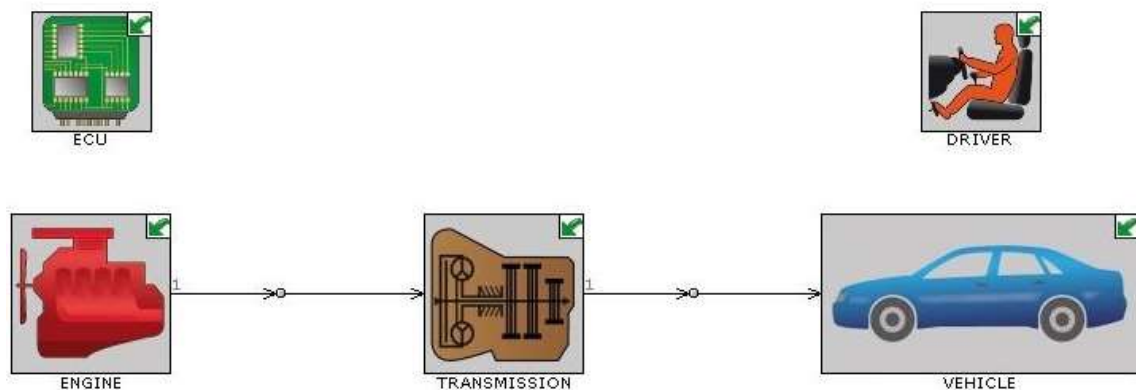
Obr. 11 Homologační jízdní cyklus WLTC

Cyklus WLTC rozděluje osobní vozy do 3 kategorií vozidel v závislosti na jejich poměrném výkonu vůči hmotnosti a dále v závislosti na jejich maximální rychlosti. První kategorie zahrnuje vozidla do 22 W/kg (nejslabší vozy, testuje se zde pouze nízké, střední a vysoké zatížení). Druhá kategorie obsahuje vozy s poměrným výkonem 22-34 W/kg (střední kategorie, zde se již testuje i velmi vysoké zatížení). Poslední kategorie s poměrným výkonem nad 34 W/kg se ještě dělí dle maximální rychlosti na vozy mající maximum do 120 km/h a nad 120 km/h. Námi zkoumané vozidlo disponuje poměrným výkonem přibližně 38 W/kg a spadá tedy do kategorie 3 s maximální rychlostí nad 120 km/h (do této kategorie spadá převážná většina vyráběných vozů). Graf cyklu na obrázku 11 je právě pro kategorii 3 a obsahuje všechny 4 stupně zatížení včetně velmi vysokého, které simuluje jízdu po dálnici s maximální rychlostí 131 km/h. [15], [16], [17]

Jak již bylo řečeno, cyklus WLTC bere v potaz jízdu po dálnici, nicméně pro naše účely je zde použitý dálniční úsek stále žalostně krátký, abychom mohli vyhodnocovat chování vozu při jízdě v převážně dálničním režimu. Při porovnání obrázku 11 a obrázku 7 (případně obr.9) je jasné patrné, že bude nejvhodnější použít námi vytvořený cyklus PBPC, který věrně zachycuje častý způsob provozu tohoto automobilu u lidí dojíždějících denně do práce ve vzdálenějších městě (velmi častý případ nejen ve Středočeském kraji).

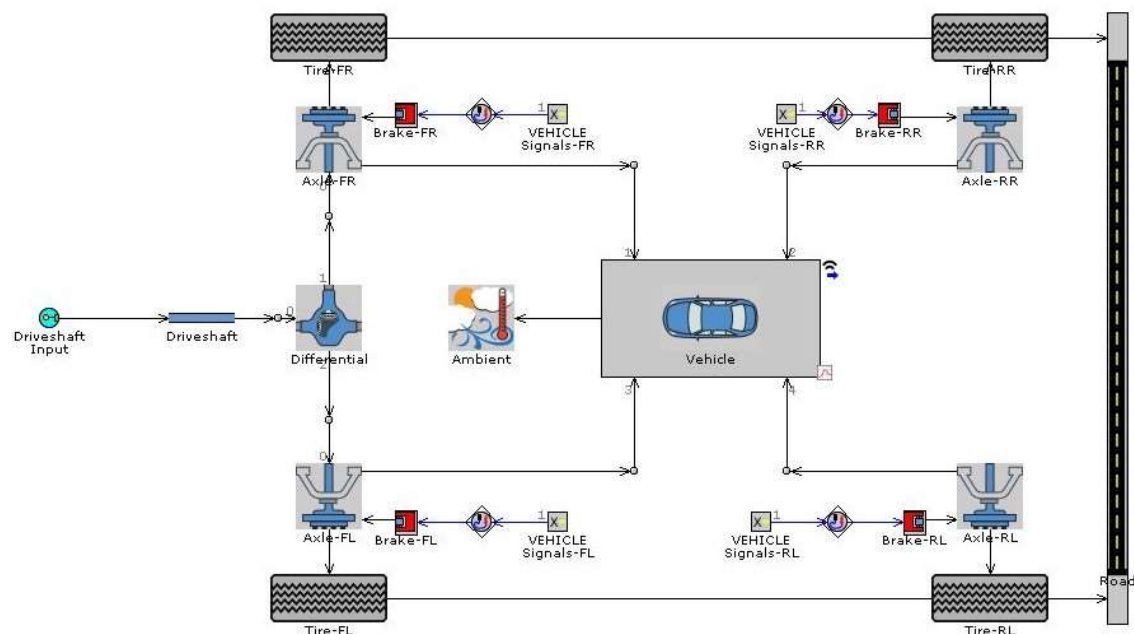
6. Základní matematický model automobilu

Po vytvoření vlastního jízdního cyklu nazvaného PBPC již nic nebránilo simulování matematického modelu zvoleného automobilu v softwaru GT-Suite. Při tvorbě jsme vycházeli z předem vytvořeného „examplu“ reprezentujícího malé osobní vozidlo s pětistupňovou manuální převodovkou jedoucí dle nadefinovaných jízdních cyklů. Rozvržení modelu je možné vidět na obrázku 12. Všechny vyobrazené prvky měly své vlastní karty s dalšími dílčími prvky umožňujícími upřesnění parametrů modelovaného vozidla.



Obr. 12 Matematický model zvoleného automobilu

Motor byl reprezentován svými základními parametry a mapami, jak již bylo zmíněno při jejich tvorbě v kapitole 4. Tento postup se jevil jako nejvýhodnější možnost s ohledem na čas výpočtu a jeho přesnost. Dále byla nedefinována převodovka a samotný vůz, pro který byly zadány veškeré hmotnostní a aerodynamické parametry vyžadované modelem.



Obr. 13 Matematický model automobilu – karta vozidla

Na kartě vozu se zároveň definoval i profil zkušební trati (viz obr.13). Na základě dohody jsme rozhodli, že zanedbáme výškový profil cyklu PBPC, neboť v jeho případě nejde o nijak velkou hodnotu celkového převýšení trati. Tato proměnná by přinesla jen drobnou změnu na celkové spotřebě během cyklu a její zanedbání výrazně zjednodušilo nastavení válcové brzdy při reálném testování (kapitola 10). Jelikož nám jde o porovnání výsledků simulace a reálného měření, bylo tedy jasné, že výškový profil bude zanedbán i v matematickém modelu. Na kartě řídicí jednotky byly definovány pouze hodnoty otáček motoru pro různé stavy (volnoběh, maximální otáčky motoru atd.).

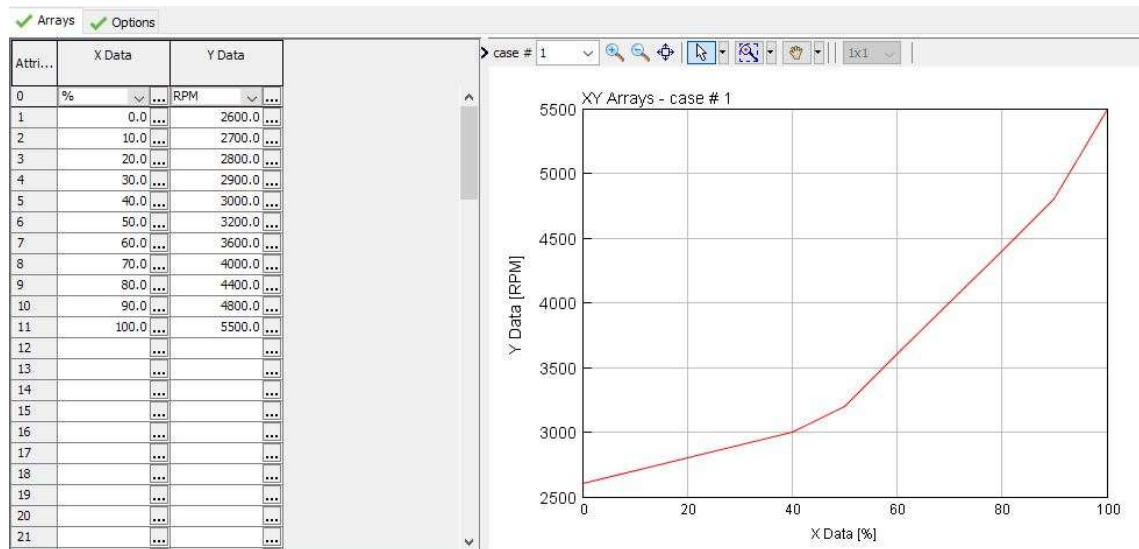
Poslední a zároveň velmi důležitou kartou byla karta řidiče. Zde byly konkrétně dva velmi důležité faktory ovlivňující celou simulaci. Prvním bylo definování způsobu jízdy, kde byl zvolen mód „Speed targeting“, tedy jízda podle zadané rychlosti. Jako „target speed“, tedy cílová rychlost, byl zadán konkrétní jízdní cyklus (v našem případě PBPC a následně i WLTC), kde je pro každou sekundu vynesena hodnota požadované rychlosti. Druhým velmi podstatným faktorem byla strategie řazení. Jelikož všechny cykly, ať homologační nebo i cyklus PBPC, mají jasně danou strategii řazení (pro každou sekundu cyklu je dána konkrétní hodnota požadovaného rychlostního stupně), tak byly tyto strategie také použity. Zároveň ale bylo nutné vytvořit ještě vlastní strategii, jež nebude závislá na čase, ale na aktuálních provozních podmínkách jízdy (otáčky motoru a jeho zatížení). Ta bude použita v kapitole 11, kde se budeme zabývat simulací vozu se šestistupňovou převodovkou, pro kterou nemáme odměřenou časovou závislost zařazených rychlostních stupňů.

Při tvorbě vlastní strategie řazení bylo nutné, aby odjetý cyklus PBPC s ní odpovídal odjetému cyklu PBPC se svou danou časovou závislostí zařazeného rychlostního stupně. Různé předdefinované generátory strategie řazení (ať už dle metodiky WLTC nebo pro dynamickou jízdu) se ukázaly jako slepá ulička, neboť vykazovaly hodnoty spotřeby daleko od požadované hodnoty. Přistoupili jsme tedy k závislosti změny rychlostního stupně na základě aktuálních otáček motoru (viz obr.14). Zde už se výsledné hodnoty spotřeby začaly více blížit kýžené hodnotě, ale stále byl velký prostor pro zlepšení (odchylka bude ukázána později v této kapitole). Jelikož zde šlo pouze o závislost na otáčkách motoru a neřešilo se zatížení (poloha plynového pedálu), tak musely být zvoleny relativně vysoké hodnoty otáček, aby došlo k podchycení případu, že motor pojede v nižším zatížení. Tím ale běžel motor v průběhu celého cyklu při zbytečně vysokých otáčkách, a tedy i spotřeba byla logicky vyšší, než by měla být.

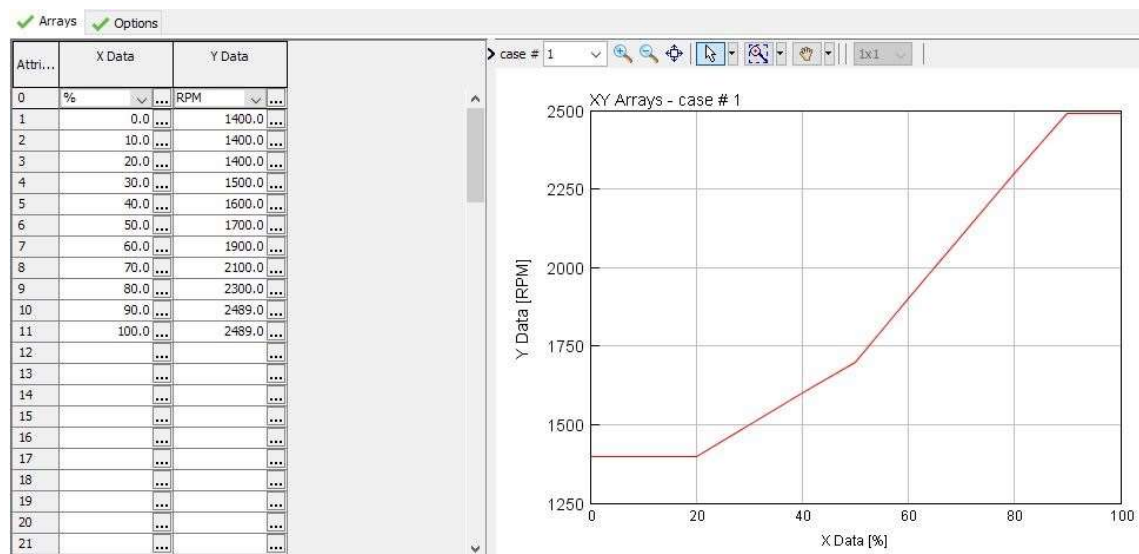
Attribute	Unit	Gear #1	Gear #2	Gear #3	Gear #4	Gear #5
Angular Speed at Gear Up-Shifts	RPM	ign ...	4000 ...	3750 ...	3500 ...	3500 ...
Angular Speed at Gear Down-Shifts	RPM	ign ...	1700 ...	1700 ...	1700 ...	1700 ...

Obr. 14 Základní strategie řazení

Bylo tedy jasné, že je třeba kromě závislosti na otáčkách vzít v patrnost ještě závislost na zatížení motoru. Byla tedy vytvořena modifikovaná strategie řazení, kde nebyly u jednotlivých rychlostních stupňů konkrétní hodnoty otáček pro řazení vzhůru nebo dolů, ale byla tam závislost otáček motoru na jeho zatížení (reprezentované procenty sešlápnutí plynového pedálu). Závislost otáček motoru na zatížení pro řazení vzhůru a dolů je možné pozorovat na obrázcích 15 a 16.



Obr. 15 Závislost otáček motoru na jeho zatížení při řazení vzhůru



Obr. 16 Závislost otáček motoru na jeho zatížení při řazení dolů

Procenta sešlápnutí plynového pedálu symbolizující zatížení motoru jsou v grafech vyneseny na ose X a hodnoty otáček motoru na ose Y. Jak je z obrázků patrné, jedná se zde o mnohem komplexnější strategii řazení, která mnohem více odpovídá reálnému chování řidiče při jízdě. Díky takto definované strategii již vykazoval model požadovanou hodnotu spotřeby paliva (jak bude ukázáno později v této kapitole) a bylo možné ji považovat za připravenou pro simulace v kapitole 11.

Po doladění komplexní strategie řazení bylo možné vyčíst výsledné hodnoty spotřeby paliva pro model vozidla před úpravami. Jelikož jsme se domluvili, že na válcové brzdě odjedeme kvůli úspoře času cyklus PBPC pouze do jeho poloviny (cyklus je v podstatě symetrický, tudíž rozdíl na spotřebě nebude nijak výrazný...u zkráceného bude tvořit největší část úspory na průměrné spotřebě fakt, že bude ochuzen o dva časové úseky stání na místě s motorem na volnoběžné otáčky), tak budeme do porovnávání s měřením brát v potaz hodnoty ze zkráceného PBPC. Simulace ale proběhla i na celkovém PBPC a můžeme tedy pozorovat v tabulce 1 a 2 rozdíl mezi zkráceným a kompletním PBPC v celkové průměrné spotřebě. Jde opravdu o malý rozdíl (přibližně 0,12 l/100 km) a tím pádem je na místě odjet na zkušebně pouze zkrácenou variantu.

Kompletní PBPC	
Shift strategy	Spotřeba [l/100 km]
Komplexní shift strategie	7,000064
PBPC změřená shift strategie	7,0055027
Základní shift strategie	7,190669

Tabulka 1 Spotřeba paliva pro různé strategie řazení při průjezdu kompletního cyklu PBPC

Zkrácený PBPC	
Shift strategy	Spotřeba [l/100 km]
Komplexní shift strategie	6,8771467
PBPC změřená shift strategie	6,8831916
Základní shift strategie	7,0950394

Tabulka 2 Spotřeba paliva pro různé strategie řazení při průjezdu zkráceného cyklu PBPC

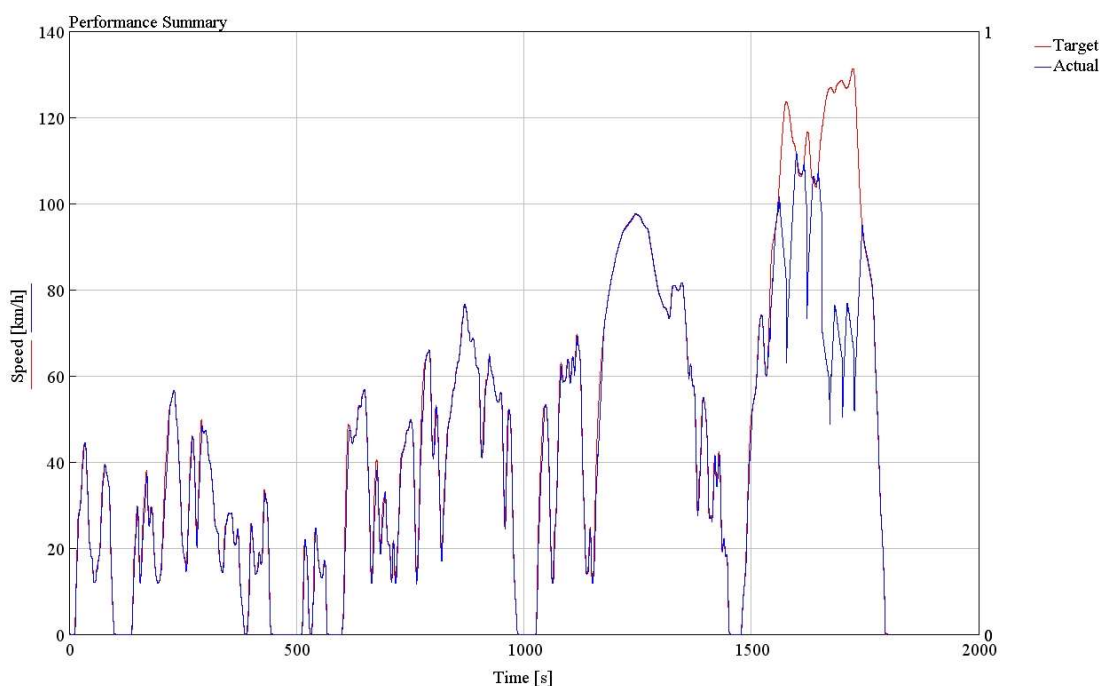
V tabulkách je možné pozorovat 3 různé strategie řazení. PBPC změřená shift strategie je brána jako výchozí stav, neboť byla přesně odměřena a zanesena do cyklu v průběhu jeho tvorby. K ní jsme se snažili doladit naši vlastní strategii řazení pro účely kapitoly 11. Základní shift strategie je z obrázku 12 a, jak již bylo řečeno, bere v úvahu pouze otáčky motoru. Je zde tedy patrná odchylka od výchozího stavu přibližně 0,21 l/100 km v případě zkráceného cyklu. Komplexní shift strategie, kde jsme vzali v úvahu kromě otáček motoru i jeho zatížení (obr.15 a 16), přináší podstatné zpřesnění vůči výchozímu stavu. Zde se pohybujeme s odchylkou v řádu tisícín litrů na 100 kilometrů, což lze brát jako velmi dobře nadefinovanou strategii řazení pro naše další použití. Jak již bylo zmíněno, na zkušebně bude projížděn zkrácený PBPC cyklus. Naše výsledná hodnota průměrné spotřeby paliva ze simulace pro porovnání s měřením na válcové brzdě činí **6,88 l/100 km**.

Následně bylo nasimulováno projetí cyklu WLTC pro vozy kategorie 3 s maximální rychlostí nad 120 km/h. V tabulce 3 jsou vyneseny hodnoty průměrných spotřeb paliva pro 3 různé strategie řazení.

WLTC	
Shift strategy	Spotřeba [l/100 km]
Komplexní shift strategie	6,269262
WLTC shift strategie	6,18315
Základní shift strategie	6,913959

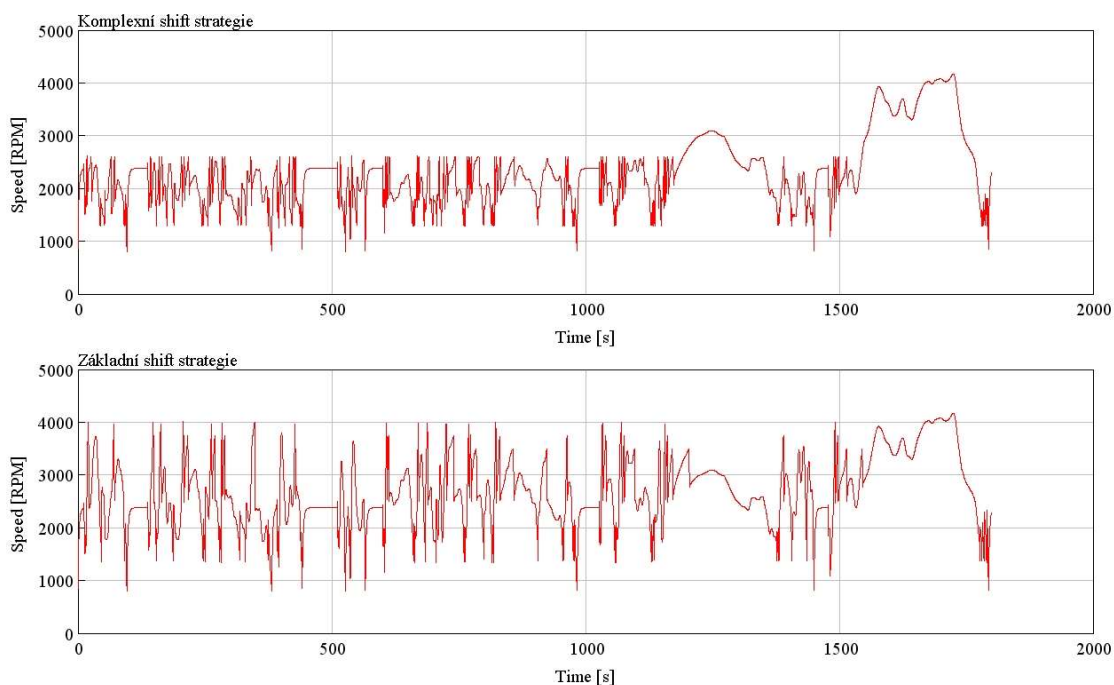
Tabulka 3 Spotřeba paliva pro různé strategie řazení při průjezdu cyklu WLTC

Opět zde můžeme nalézt základní a komplexní strategie, jež byly vyvinuty u cyklu PBPC. K nim je zde jako třetí použita strategie vypočtená softwarem GT-Suite na základě jeho vlastních algoritmů WLTC. S jejich pomocí by se měl výpočtově blížit reálným výpočtům řadicích bodů, které se provádí před reálným průjezdem cyklu WLTC. Vypočtené řadicí body podle tohoto algoritmu ale pravděpodobně nebudou úplně přesně odpovídat realitě, neboť v poslední části cyklu, kde má vozidlo dosahovat dálniční rychlosti došlo k odchýlení aktuální a požadované rychlosti (obr.17). Automobil nebyl schopen akcelarovat dle požadavků cyklu, neboť vypočtené řadicí body neodpovídaly jeho výkonovým parametrům a parametrům části cyklu s velmi vysokou zátěží. Předcházející 3 části cyklu ale simulovaný vůz dokázal projet dle požadavků, což je na obrázku 17 dobře patrné.



Obr. 17 Graf požadované a aktuální rychlosti při průjezdu cyklu WLTC s řadicími body dle algoritmu GT-Suite pro WLTC

Naopak obě navržené strategie řazení se zde opět osvědčily, neboť simulovaný automobil s nimi dokázal kopírovat požadovanou rychlost (target speed na obr.17). Na obrázku 18 je možné krásně vidět, jaký je výsledný rozdíl mezi těmito dvěma různě komplexními strategiemi. Máme zde vynesené porovnání časového průběhu otáček motoru během cyklu WLTC pro obě naše varianty. Základní strategie, jež je řízena pouze otáčkami motoru, provozuje motor v celkem velkém rozsahu otáček. Oproti tomu komplexní, která bere v úvahu kromě otáček motoru i jeho zatížení, udržuje motor v podstatě po celou dobu v okolí 2000 otáček za minutu a až v dálniční fázi se dostane do vyšších hodnot, neboť již nemá k dispozici další rychlostní stupně. Tento časový průběh otáček motoru velmi dobře odpovídá běžnému užívání automobilu v silničním provozu běžným řidičem, jenž jede klidným tempem jízdy.



Obr. 18 Časový průběh otáček motoru při průjezdu WLTC s komplexní a základní strategií řazení

Nyní se ještě vrátíme k tabulce 3 a komentáři výsledných průměrných spotřeb paliva. Komplexní strategie řazení se díky udržování otáček motoru v nízkých hodnotách blíží svou spotřebou výsledné spotřebě pro strategii dle algoritmu WLTC. Jelikož ale algoritmus nebyl schopen napočítat řadící body tak, aby vůz projel cyklus dle požadavků, tak i hodnotu výsledné spotřeby musíme brát s rezervou, neboť správné řadící body budou pravděpodobně rozmístěny jiným způsobem a tím se změní i spotřeba. Základní strategie řazení kvůli vytáčení motoru do vyšších otáček dosáhla samozřejmě vyšší spotřeby než komplexní (konkrétně o cca 0,64 l/100 km více). V kapitole 10 budou cykly PBPC i WLTC projety v reálném voze na válcové brzdě a bude možné porovnat výsledky se zde rozebranými simulacemi.

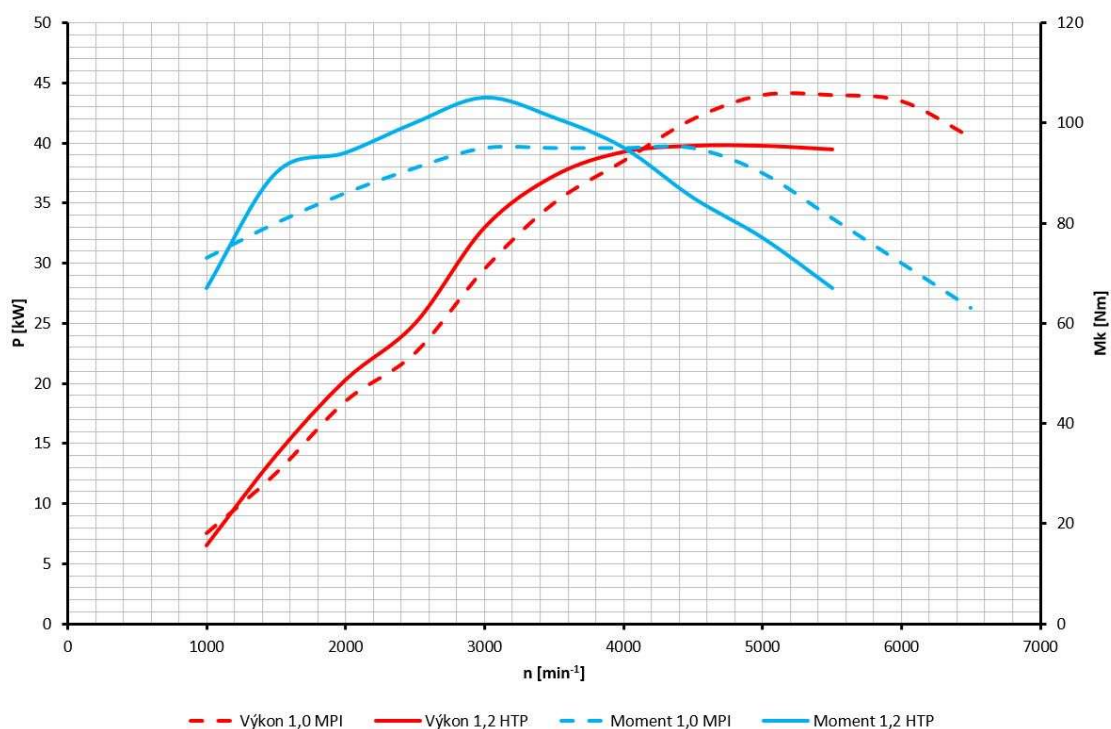
7. Porovnání se současným ekvivalentem vozu

Nyní bylo třeba nalézt v současné produkci automobilky Škoda ekvivalentní vůz k námi zkoumanému vozu. Ukázala se jím být Škoda Fabia třetí generace s pohonnou jednotkou 1.0 MPI ve slabší výkonové variantě 44kW.

7.1. Hnací ústrojí

Jedná se taktéž o tříválcový nepřepřlňovaný motor, jen v tomto případě nemá zdvihový objem 1198 cm³, nýbrž pouze 999 cm³. Vrtání válců dosahuje o 2 mm nižší hodnoty, než u jednotky 1,2 HTP, konkrétně se jedná o 74,5 mm a zdvih činí 76,4 mm. Co se týče kompresního poměru, můžeme hovořit u obou jednotek o prakticky totožné hodnotě, neboť 1.0 MPI pracuje s hodnotou 10,5:1 a 1.2 HTP s hodnotou 10,3:1. U novější jednotky již můžeme nalézt dva sací a dva výfukové ventily na každém válci oproti jednomu sacímu a jednomu výfukovému u staršího motoru. Jelikož je mezi oběma motory rozdíl 16 let, musí tím pádem nové hnací ústrojí plnit přísnější emisní normu. Konkrétně se v tomto případě jedná o normu EU 6. [21], [22], [23]

Nyní krátce k porovnání vnějších rychlostních charakteristik obou motorů (viz obr. 19). Z obrázku je patrné, že v nižším spektru otáček až do hodnoty 4000 min⁻¹ vykazuje překvapivě lepší hodnoty starší pohonná jednotka jak v případě výkonu, tak i točivého momentu.



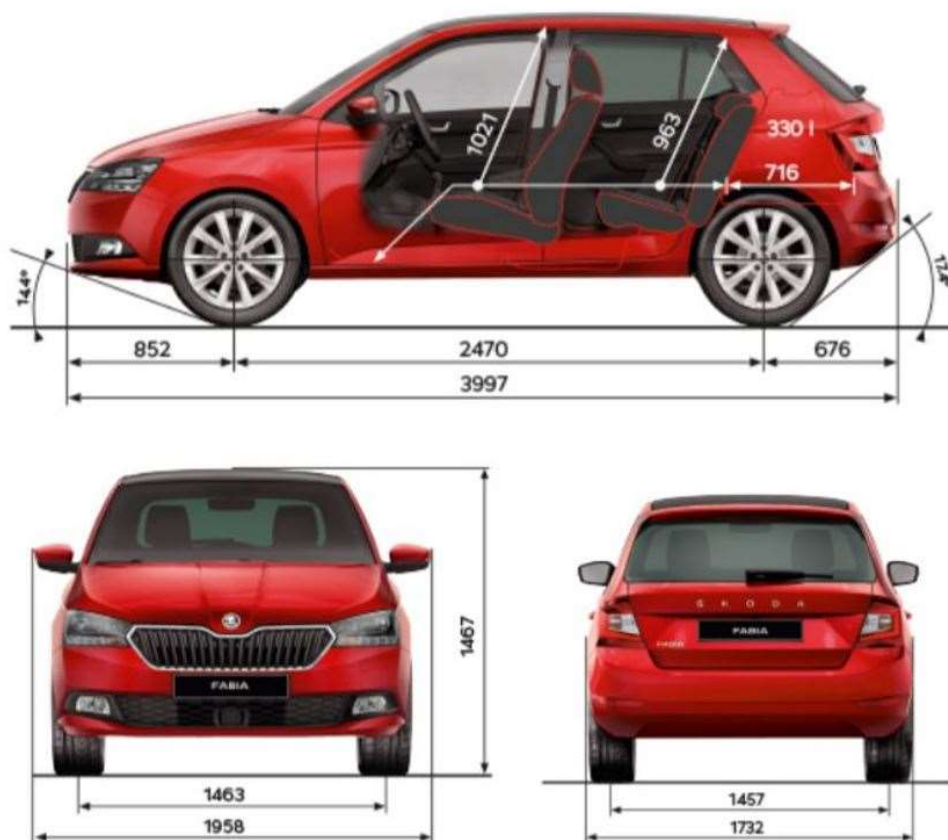
Obr. 19 Porovnání vnějších rychlostních charakteristik motorů 1,0 MPI a 1,2 HTP [10], [23]

Maxima točivého momentu dosahují oba motory při 3000 min⁻¹, přičemž 1,2 HTP zde disponuje 106 Nm, což je o celých 11 Nm více, než kolik může nabídnout 1,0 MPI. Novější pohonné ústrojí

si své maximum točivého momentu drží až do 4300 min^{-1} , zatímco u staršího motoru dochází nad 3000 min^{-1} k poklesu. V případě výkonu dochází u 1,2 HTP nad hodnotou 4000 min^{-1} k dosažení maximálních 40 kW a při dalším nárůstu otáček již zůstává tato hodnota přibližně stejná. 1,0 MPI oproti tomu dosahuje svých maximálních 44 kW v rozmezí $5000\text{--}6000 \text{ min}^{-1}$ a po překročení 6000 min^{-1} dochází k poklesu výkonu. [10], [23]

7.2. Vozidlo

Jelikož je Fabia III nástupcem předmětného vozu, jde tedy také o malý osobní automobil s karoserií typu hatchback. Pohotovostní hmotnost mezigeneračně narostla o 56 kg na hodnotu 1086 kg a součinitel odporu vzduchu C_x zůstal na velmi podobné hodnotě 0,335 oproti 0,33 v případě první generace. Fabia III s motorem 1,0 MPI je továrně osazena pětistupňovou manuální převodovkou WV MQ 100, jež se používá pro automobily s maximálním točivým momentem do 100 Nm. Na obrázku 20 můžeme vidět vnější rozměry třetí generace Škody Fabia, přičemž je možné si je porovnat s hodnotami vnějších rozměrů první generace z obrázku 2. Nová generace je ve všech rozměrech větší, přičemž největší nárůst zaznamenala v šířce vozu. Konkrétně jde o rozdíl necelých 10 cm. Další rozměry se liší v řádu nižších jednotek centimetrů. [21], [22], [23]



Obr. 20 Vnější rozměry Škody Fabia třetí generace [19]

8. Měření hluku

Jeden z parametrů jízdního komfortu automobilu, který je možný objektivně změřit, je hluk v kabině vozu. Motorová vozidla mají zákonem stanovenou maximální hladinu hluku pouze v případě vnější hlučnosti. Vnitřní hlučnost není legislativně nijak omezena, ale výrobci se jí samozřejmě snaží co nejvíce snížit kvůli konkurenceschopnosti svých vozů. Mezi hlavní zdroje hluku automobilu patří proudění vzduchu kolem vozu a skrze motorový prostor (aerodynamický hluk), valení pneumatiky po vozovce (hluk valení) a samozřejmě hluk pocházející od pohonného ústrojí (hluk od motoru, převodovky a dalších součástí pohonného ústrojí vozu). Vnitřní hlučnost se měří buď na válcové brzdě, případně za provozu pomocí mikrofону umístěného na místě řidiče, ideálně na jeho sedadle. V rámci porovnání zkoumaného automobilu s jeho současným ekvivalentem jsme se rozhodli u obou vozů změřit hladinu hluku v místě řidiče. [2], [3]

8.1. Průběh měření

Byl použit mikrofón PCB 377B02 s citlivostí 50 mV/Pa připojený přes jednotku NI CDAQ-9171 k notebooku, kde probíhal záznam měření. Mikrofón byl upevněn ve speciálním plastovém držáku, se kterým byl poté přivázán k hlavové opěrce řidiče, aby byl zajištěn záznam co nejbližší u řidičovy hlavy (viz obr. 21). Upevnění mikrofónu i jeho umístění bylo u obou vozů shodné.

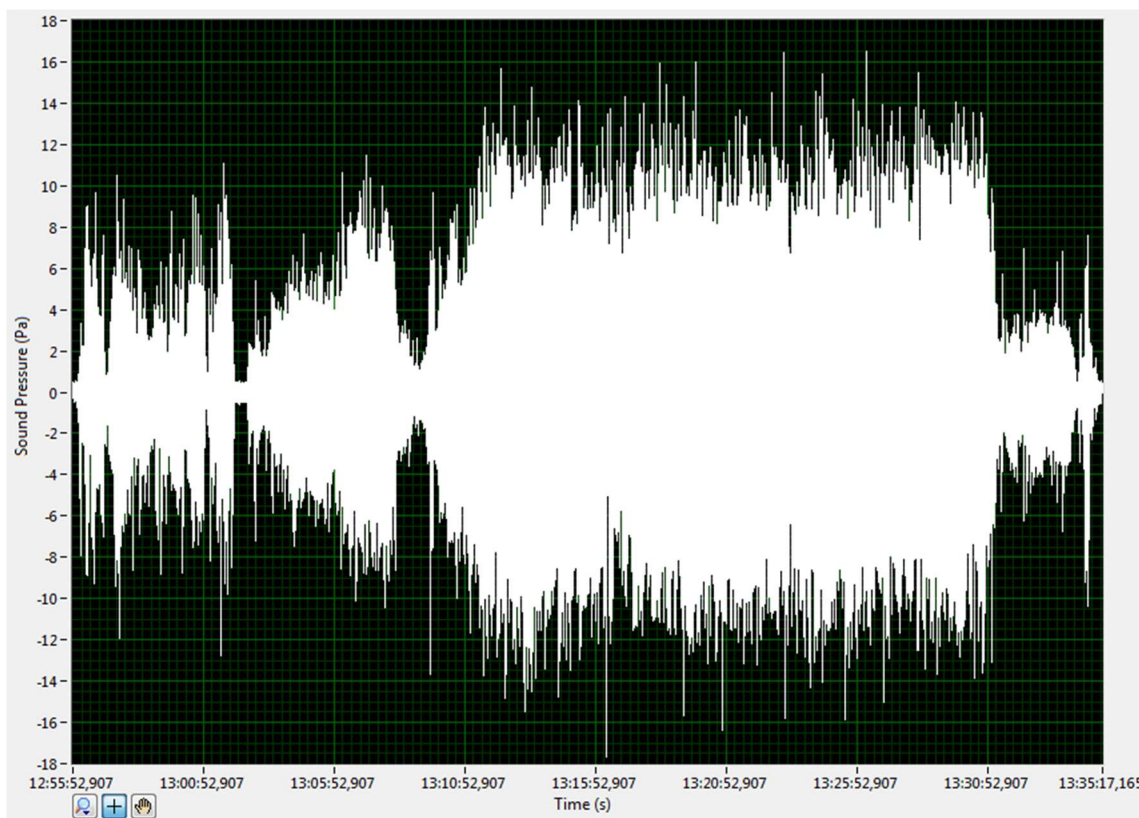


Obr. 21 Upevnění mikrofónu ve Škodě Fabia třetí generace

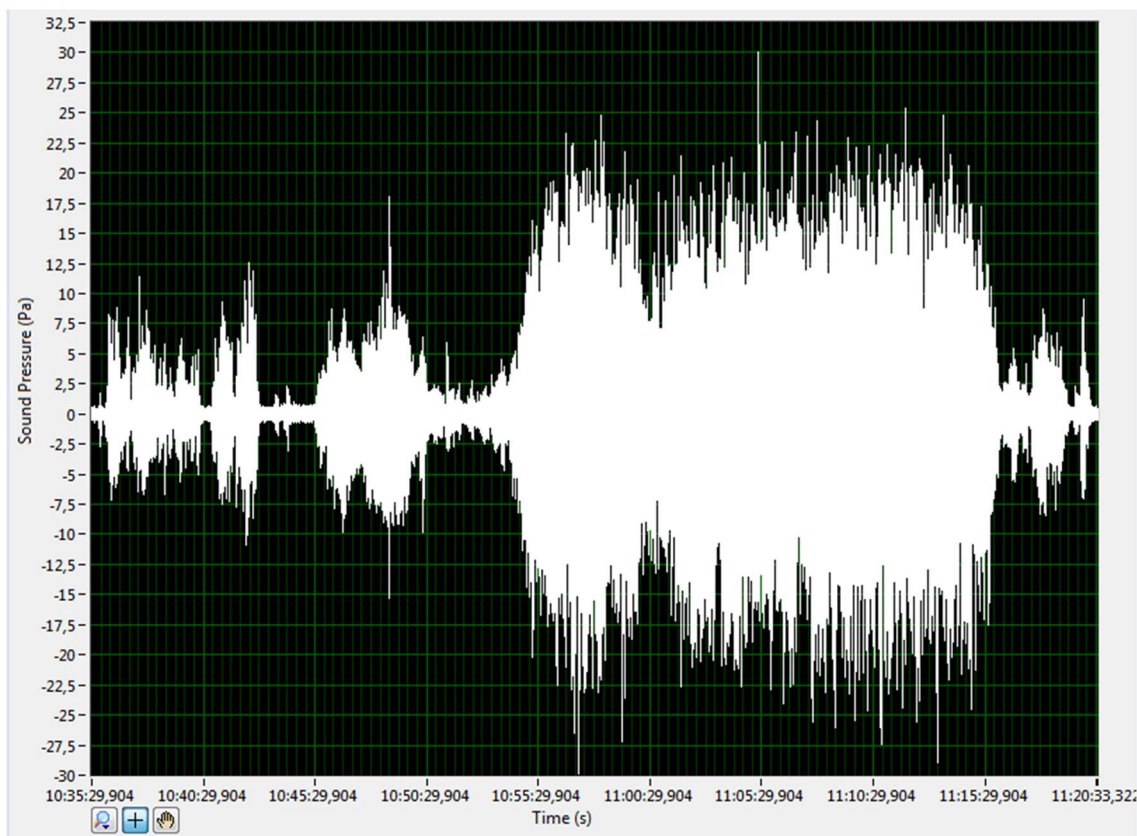
S oběma automobily byla následně odjeta v reálném provozu trasa cyklu PBPC, během níž byl zaznamenán hluk v místě řidičovy hlavy. Spolu s hlukem byla souběžně ukládána projížděná trasa na mobilní aplikaci „myTracks – The GPS-Logger“ stejným způsobem jako při tvorbě jízdního cyklu. Zaznamenané hodnoty polohy a rychlosti sloužily pro lepší orientaci v zaznamenaných hodnotách hladiny hluku. Výsledky měření hluku byly zpracovány v programu LabVIEW, kde byla vynesena závislost hladiny hluku na čase, aby bylo možné pozorovat hlučnost vozu podél trasy a následně porovnat hodnoty obou automobilů.

8.2. Výsledky měření

Na obrázcích 22 a 23 můžeme vidět surová data z měření hluku vynesena jako časovou závislost akustického tlaku pro oba vozy. Při sledování trendu průběhu hladiny hluku je patrné, že u vozu Škoda Fabia 1,2 HTP (první generace) je menší rozdíl v hlučnosti při jízdě ve městě a na dálnici oproti její novější generaci v podobě Škody Fabia 1,0 MPI. Pokud bychom se podívali na absolutní porovnání obou automobilů, tak můžeme vidět, že při jízdě v dálničním režimu dosahuje starší generace Fabie nižších hodnot akustického tlaku než její mladší nástupce.

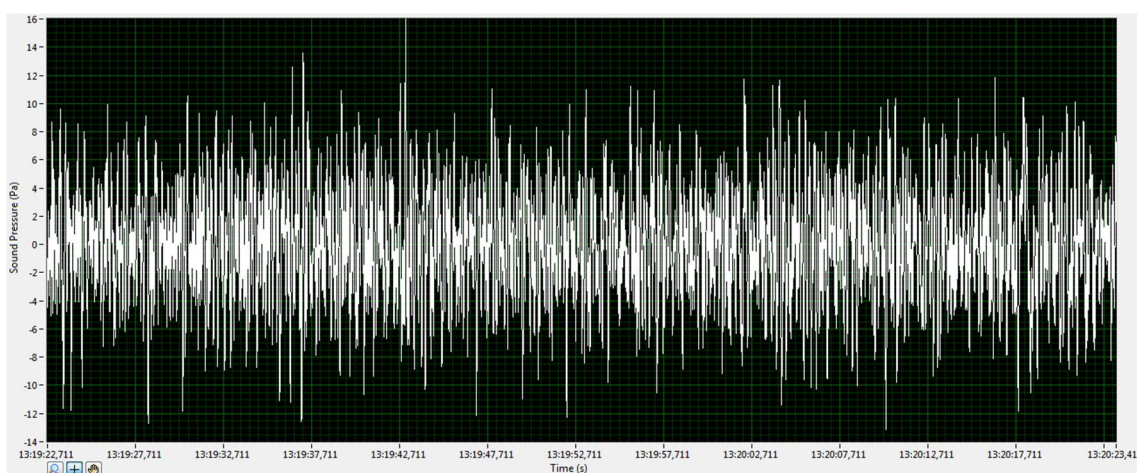


Obr. 22 Časová závislost akustického tlaku při projetí zkráceného cyklu PBPC s Fabií 1,2 HTP

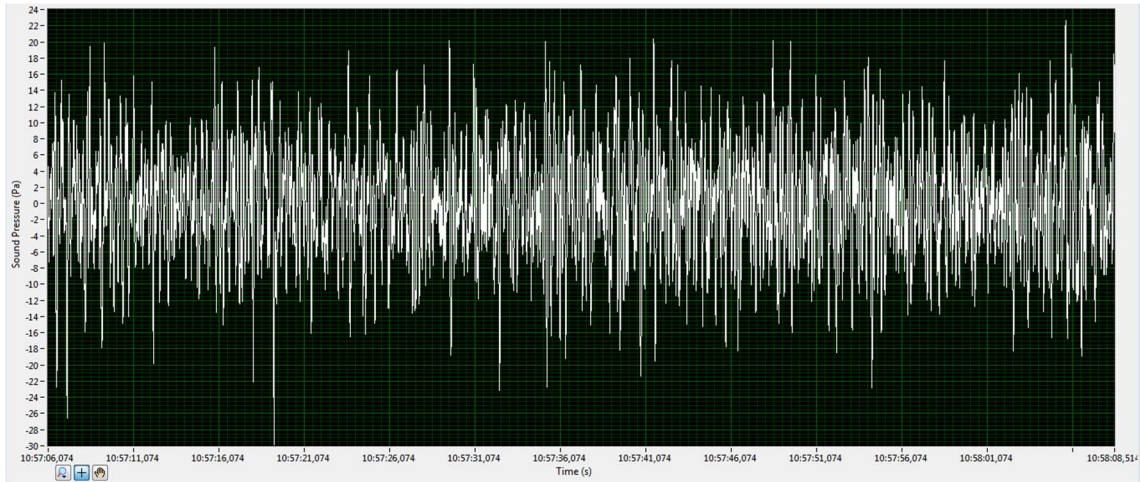


Obr. 23 Časová závislost akustického tlaku při projetí zkráceného cyklu PBPC s Fabii 1,0 MPI

Pro absolutní porovnání hladin akustického tlaku při jízdě na dálnici bylo provedeno zvětšení grafů (viz obrázky 24 a 25). Zaostřili jsme u obou průběhů úsek jízdy dálniční rychlostí trvající jednu minutu. Škoda Fabia první generace zde vykazuje střední hodnotu akustického tlaku na úrovni 6 Pa, zatímco Fabia třetí generace dosahuje střední hodnoty 8 Pa. Je zde tedy rozdíl v hlučnosti řádově 25 % ve prospěch staršího vozu.



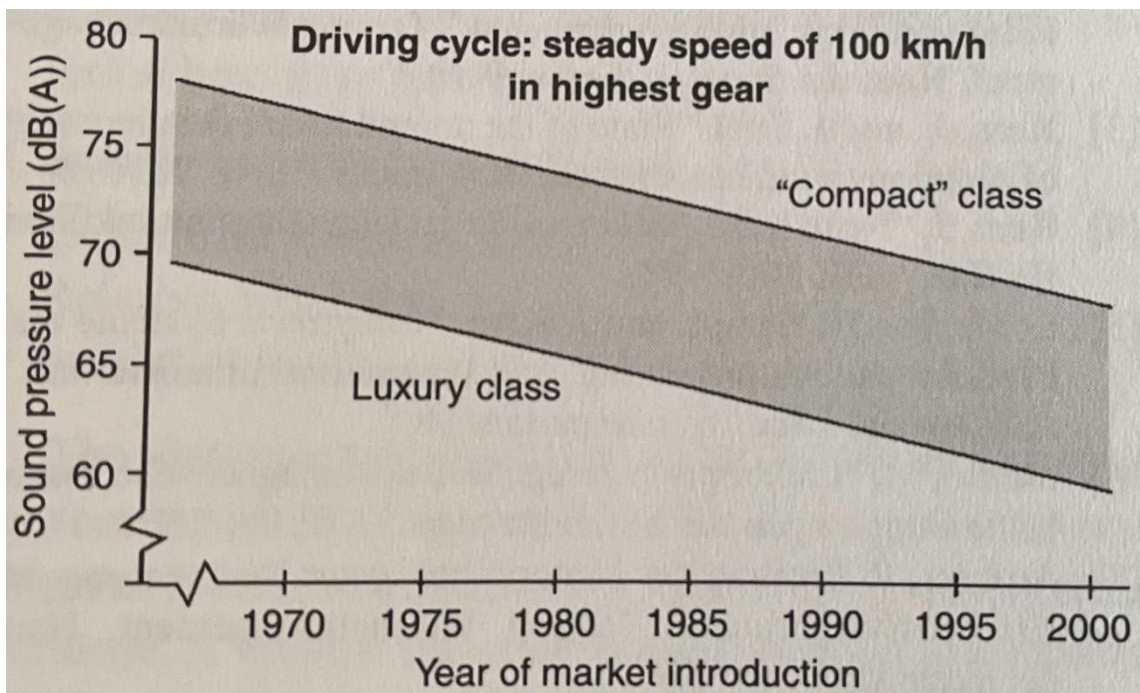
Obr. 24 Zaostření na krátký úsek jízdy po dálnici s Fabii 1,2 HTP



Obr. 25 Zaostření na krátký úsek jízdy po dálnici s Fabii 1,0 MPI

Výsledek hovořící ve prospěch starší generace vozu je překvapivý, ale jelikož se jednalo o vyhodnocení na základě surových dat, je třeba uvažovat nejistoty měření a případné zpřesnění pomocí filtrace dat.

Na obrázku 26 je pro zajímavost zobrazen trend snižování vnitřní hlučnosti vozů od sedmdesátých let do konce dvacátého století.



Obr. 26 Vývoj vnitřní hlučnosti vozů [5]

9. Dojezdová zkouška

V této kapitole se budeme zabývat dojezdovou zkouškou. Jedná se o typ silniční zkoušky, která slouží ke zjištění závislosti jízdních odporů na rychlosti pohybu vozidla. Nejprve si povíme něco o jízdních odporech vozidla.

9.1. Jízdní odpory vozidla

Jízdní odpory vozidla jsou silové účinky působící proti hnací síle F_H . Mezi základní odpory patří odpor valení O_f , odpor stoupání O_α , odpor vzduchu O_v a odpor setrvačnosti O_z . Součtem všech jízdních odporů působících na automobil dostaneme celkový jízdní odpor O . V případě, že by za vozidlo byl připojen přívěs, uvažuje se dále odpor přívěsu. Ten se ale našeho měření netýká. Případně lze také započítat odpor tření v převodovém ústrojí. Vzhledem k povaze dojezdové zkoušky ale můžeme i tento odpor pominout, neboť hnací ústrojí nebude zatíženo točivým momentem. Pro námi uvažované odpory tedy platí vztah (1). [8]

$$O_c = O_f + O_\alpha + O_v + O_z = F_H \quad (1)$$

Zde tedy: O_c ...Celkový odpor
 O_f ...Odpor valení
 O_α ...Odpor stoupání
 O_v ...Odpor vzduchu
 O_z ...Odpor setrvačnosti
 F_H ...Hnací síla

9.1.1. Odpor valení

Odpor valení vzniká na styku pneumatiky s vozovkou a je způsoben její deformací. Odpor na jednom kole je možné vyjádřit jako součin součinitele odporu valení f a radiální reakce vozovky na pneumatiku F_z . Součtem odporů na jednotlivých kolech získáme celkový odpor valení automobilu. Jelikož můžeme uvažovat součinitel odporu valení pro všechna kola stejný, platí rovnice (2). [1]

$$O_f = \sum O_{fi} = \sum F_{zi} \cdot f_i = F_z \cdot f \quad (2)$$

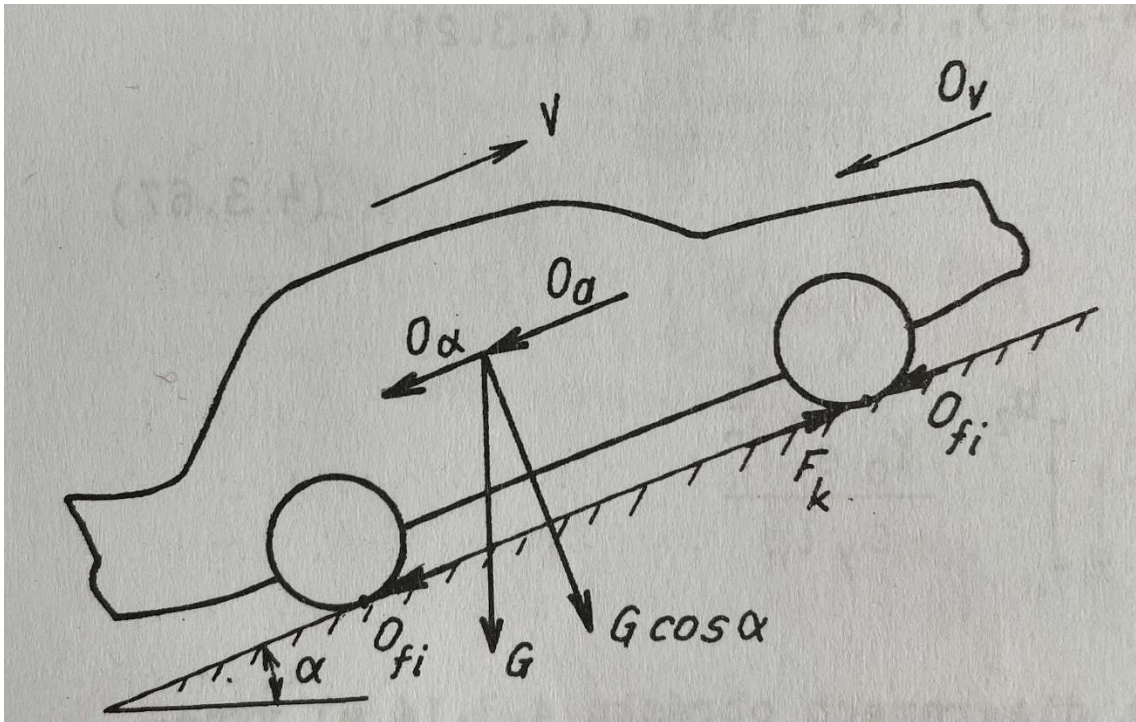
Kde: F_z ...Radiální reakce vozovky
 f ...Součinitel odporu valení

Jelikož je součet radiálních reakcí F_z roven kolmé složce tíhy vozidla (viz obr. 27) a zároveň platí pro běžné úhly sklonu vozovky $\cos \alpha \rightarrow 1$, můžeme vztah (2) dále upravit na výsledný vztah pro odpor valení (3). [1]

$$F_z \cdot f = G \cdot f \cdot \cos \alpha \approx G \cdot f = O_f \quad (3)$$

Kde: G ...Tíha vozidla

α ...Úhel sklonu vozovky



Obr. 27 Schéma sil působících na vozidlo v pohybu [1]

9.1.2. Odpor stoupání

Odpor stoupání vzniká, jak již název napovídá, při jízdě vozidla po nakloněné dráze. Na obrázku 27 je patrné, že se jedná o složku tíhy vozidla ve směru jízdy a platí tedy vztah (4). [1]

$$O_\alpha = \pm G \cdot \sin \alpha \quad (4)$$

Kde α vyjadřuje úhel sklonu dráhy a znaménko + nebo - vyjadřuje, zdali se jedná o jízdu do kopce, či z kopce. Pokud jedeme do kopce, použijeme kladné znaménko a jedná se tedy o odpor. Při jízdě z kopce naopak použijeme znaménko záporné a nejedná se o odpor, nýbrž o sílu, která pohání automobil. Působíště odporu či poháněcí síly je vždy v těžišti vozidla. [1]

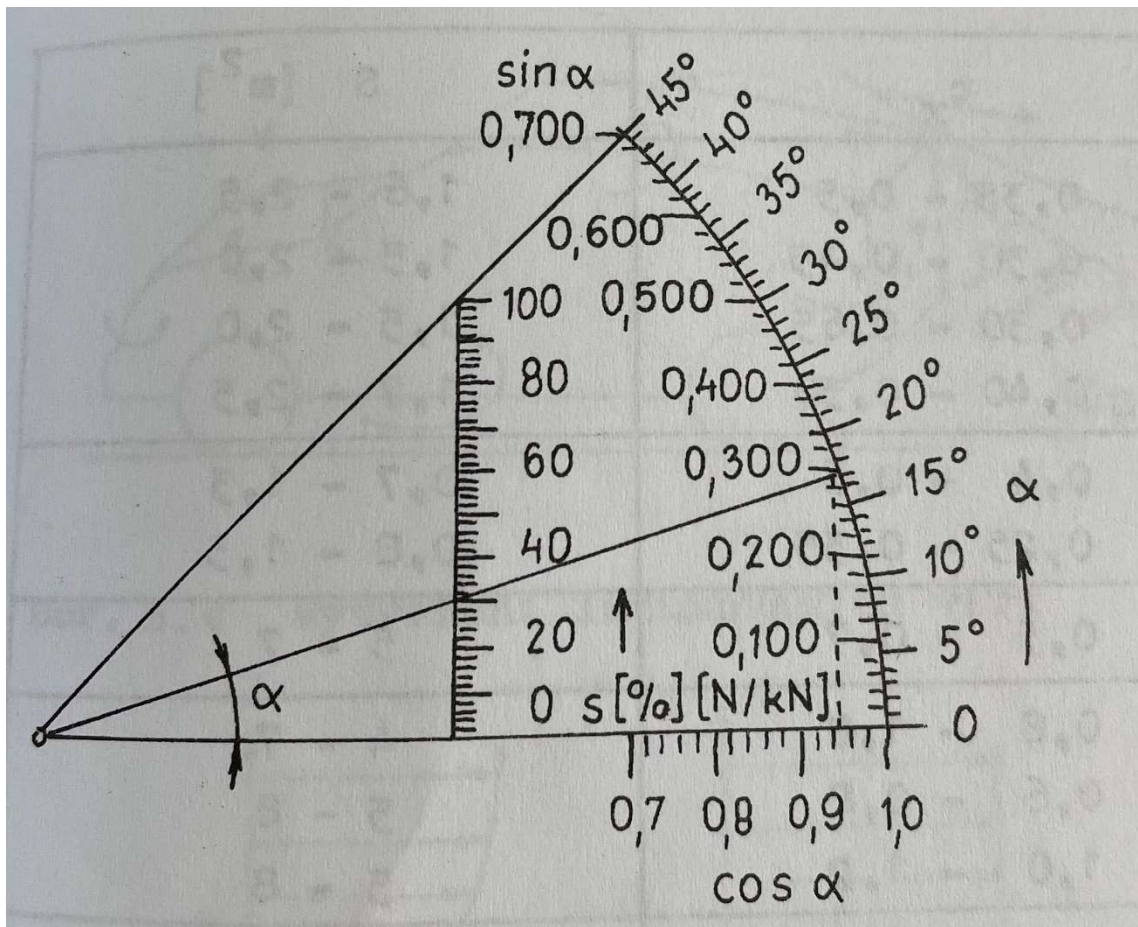
V souvislosti s odporem stoupání lze zavést veličinu stoupání vozovky (případně sklon) s , přičemž platí rovnice (5).

$$s = \tan \alpha \quad (5)$$

V případě menších úhlů α , kde si je $\sin \alpha$ a $\tan \alpha$ téměř rovno (do hodnoty $\alpha = 12^\circ$), můžeme použít vztah pro výpočet odporu stoupání v následujícím tvaru:

$$O_\alpha = \pm G \cdot s \quad (6)$$

Sklon se často vyjadřuje v %, přičemž pro toto vyjádření je nutné původní hodnotu s vynásobit číslem 100. Maximální sklon silnic se pohybuje mezi 10 a 12 %, v případě dálnic jde pouze o 6 %. U vysokohorských silnic může jít tato hodnota až ke 25 %. [1]



Obr. 28 Nomogram pro převod úhlu podélného sklonu α na stoupání vozovky v % [1]

9.1.3. Odpor vzduchu

Odpor vzduchu je úměrný druhé mocnině rychlosti vozidla a způsobují jej aerodynamické síly při obtékání automobilu vzduchem. Můžeme jej vypočítat podle rovnice (7). [1], [4]

$$O_v = p_d \cdot c_x \cdot S = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 \cdot c_x \cdot S \quad (7)$$

Kde: p_d ...dynamický tlak

c_x ...součinitel odporu vzduchu

S ...čelní plocha vozidla

ρ ...hustota vzduchu

v ...relativní rychlost vzduchu a vozidla, při bezvětří jde přímo o rychlost jízdy

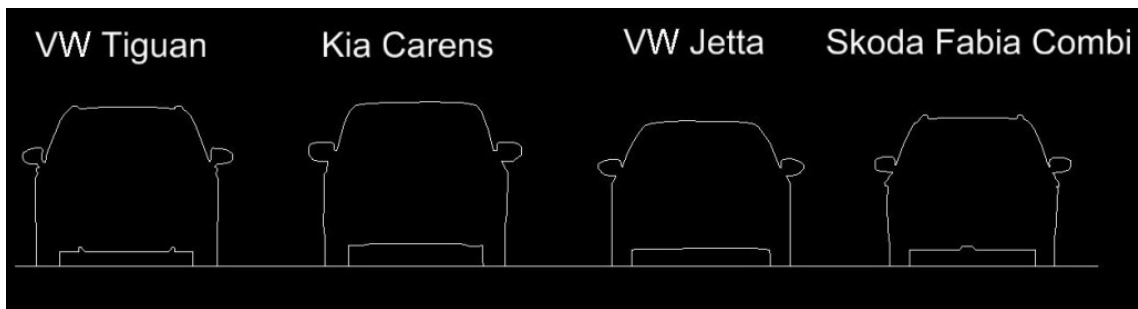
Hodnota součinitele odporu vzduchu lze získat experimentálním měřením například v aerodynamickém tunelu nebo v rámci dojezdové zkoušky a u osobních automobilů se pohybuje v rozmezí 0,22 - 0,5. [13]

Čelní plocha vozidla lze získat projekcí automobilu na stěnu (viz obr.29) nebo případně pokud není třeba přesné hodnoty, tak lze využít zjednodušený vztah pro její výpočet: [1], [4]

$$S = (0,7 \div 0,85) \cdot b \cdot h \quad (8)$$

Kde: b ...šířka vozidla

h ...výška vozidla



Obr. 29 Příklady různých čelních ploch automobilů [14]

9.1.4. Odpor setrvačnosti

Odpor setrvačnosti vzniká při nerovnoměrném pohybu (zrychlování či zpomalování) vozidla. Lze jej rozdělit na 3 složky, které jsou patrné ve vztahu (9). [1], [8]

$$O_z = O_{zp} + O_{zr} + O_{zro} \quad (9)$$

Kde: O_{zp} ...odpor setrvačnosti posuvných hmot

O_{zr} ...odpor setrvačnosti rotačních hmot hnacího ústrojí

O_{zro} ...odpor setrvačnosti vlečených kol

Pro jednotlivé složky platí vztahy (10), (11) a (12). [1], [8]

$$O_{zp} = m \cdot a \quad (10)$$

$$O_{zr} = m_r \cdot a \quad (11)$$

$$O_{zro} = m_{ro} \cdot a \quad (12)$$

Kde: mhmotnost vozidla
 m_rhmotnost rotačních hmot hnacího ústrojí
 m_{ro}hmotnost rotačních hmot vlečených kol
 azrychlení vozidla

Přičemž odpor setrvačnosti posuvných hmot působí v těžišti vozidla, zatímco odpory setrvačností rotačních hmot mají své působíště ve styku kol a vozovky. Odpor setrvačnosti vždy působí v opačném směru, než v jakém působí zrychlení. Při zrychlování automobilu jde tedy o odpor, zatímco při zpomalování se jedná o hnací sílu ve směru pohybu vozu. [1]

Odpor setrvačnosti lze napsat ještě ve druhém tvaru, viz vztah (13). [8]

$$O_z = \vartheta \cdot m \cdot a \quad (13)$$

Kde ϑ značí součinitel vlivu rotačních částí a ten lze vypočítat dle (14). [8]

$$\vartheta = 1 + \frac{J_p \cdot i_r^2 \cdot \eta + \sum J_{ki}}{m \cdot r_d^2} \approx 1 + \frac{\sum J_{ki}}{m \cdot r_d^2} \quad (14)$$

Kde: J_p ...hmotnostní moment setrvačnosti převodového ústrojí
 i_r ...převodový poměr rozvodovky
 η ...mechanická účinnost převodového ústrojí
 J_k ...moment setrvačnosti vozidlového kola
 r_d ...dynamický poloměr kola

9.2. Vlastní měření

9.2.1. Princip dojezdové zkoušky

Dojezdová zkouška je typ silniční zkoušky, která slouží ke zjištění závislosti jízdních odporů na rychlosti pohybu vozidla. Je podchycena normou ČSN 30 0554. Vozidlu, které se při bezvětrí pohybuje po vodorovné zkušební dráze rovnoměrnou rychlostí blíží se rychlosti maximální přerušíme jeho pohon (zařadíme neutrální polohu převodového ústrojí) a měříme zpomalování. Automobil je zpomalován valivým odporem O_f a vzdušným odporem O_v do úplného zastavení (nemusí se nutně dosáhnout úplného zastavení, ale je možné určit jinou minimální rychlost pro

ukončení měření zpomalování). Jelikož je po přerušení pohonu hnací síla F_H rovna nule a odpor stoupání lze díky pohybu po vodorovné dráze zanedbat, můžeme rovnici (1) upravit na tvar (15). [8]

$$0 = O_f + O_v + O_z = G \cdot f + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 \cdot c_x \cdot S - \vartheta \cdot m \cdot a \quad (15)$$

Jelikož jde o zpomalení, setrvačný odpor zde působí jako hnací síla, a proto má záporné znaménko. Vztah (15) lze ještě upravit:

$$\vartheta \cdot m \cdot a = G \cdot f + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 \cdot c_x \cdot S \quad (16)$$

Měřením závislosti zpomalení na aktuální rychlosti pomocí různých měřících metod lze následně získat odpor valivý a vzdušný. Nejjednodušším a zároveň nejpřesnějším způsobem měření tohoto vlivu je měření pomocí GPS přístroje, který udává okamžitou rychlost, čas a dráhu, případně i okamžité zrychlení. [8]

Mezi další metody měření rychlosti patří rozdělení zkušební dráhy na stejně dlouhé úseky, kde se bude měřit doba průjezdu těchto úseků stopkami. Následně se vypočte průměrná rychlost v daných úsecích a vynesou v závislosti na čase. Zde je ale velké riziko nepřesností vlivem lidského faktoru při zapínání a vypínání stopek. O něco přesnější varianta této metody měření je založena na opačném principu. Nejsou tedy dány stejně dlouhé úseky, ale naopak jsou dány stejně dlouhé přesné časové intervaly, ve kterých se na dráhu z automobilu nastřelují značky. Těmito značkami vzniknou opět úseky, kde se spočítají průměrné rychlosti a vynesou v závislosti na čase. Obě tyto metody jsou časově náročné a v porovnání s GPS metodou nepřesné. [8]

Aby došlo k zaručenému vyloučení sebemenšího sklonu zkušební dráhy, provádí se měření vždy v obou směrech a následně se hodnoty zprůměrují. Výsledkem měření je poté dojezdová charakteristika, která vykresluje závislost jízdního odporu na rychlosti vozidla. V jízdním odporu je zahrnut jak valivý, tak i vzdušný odpor. V případě, že by bylo třeba změřit pouze valivý odpor, je třeba táhnout zkoušené vozidlo jiným vozidlem při nízké rychlosti (pro co největší snížení odporu vzduchu) a ideálně k tomu ještě použít speciální krycí přívěs se známým odporem vzduchu. [8]

9.2.2. Volba zkušební trasy

Nyní můžeme popsat, jak probíhalo měření dojezdové zkoušky v praxi. Měli jsme snahu dodržet v rámci možností co nejvíce normu ČSN 30 0554, jež stanovuje přesný postup a podmínky měření. Bohužel jsme neměli možnost využít dokonale rovnou a vodorovnou dráhu s hladkým povrchem, ale byla nám poskytnuta služební silnice na letišti v Panenském Týnci (viz obr. 30 a 31). Jedná se o rovnou silnici s mírným sklonem a místy rozbitým povrchem, tudíž bylo

nutné těmto podmínkám přizpůsobit průběh zkoušky. Jakým způsobem jsme upravili průběh zkoušky bude popsáno v kapitole věnující se provedení zkoušky.



Obr. 30 Pohled na služební silnici letiště Panenský Týnec



Obr. 31 Letecký pohled na letiště Panenský Týnec (červeně vyznačena služební silnice)

9.2.3. Zkušební automobil

Zkušebním vozem byl samozřejmě námi zkoumaný vůz Škoda Fabia první generace s pohonnou jednotkou 1,2 HTP. Původně byla snaha jej osadit přesným měřicím systémem Correvit, ale bohužel jsme narazili na technické potíže. Systém Correvit totiž potřebuje ke své funkci externí napájení a testovaný vůz nedisponoval zásuvkou na 12V, tudíž nebylo možné toto měřicí zařízení využít. Přistoupili jsme tedy k instalaci standardního GPS počítače od firmy Garmin (viz obr. 32), který jsme upevnili do držáku na čelním skle automobilu. Počítač zaznamenával každou sekundu (frekvence 1 Hz) aktuální GPS souřadnice, nadmořskou výšku, rychlost a ujetou vzdálenost.



Obr. 32 Měřicí počítač Garmin umístěný ve zkušebním voze

9.2.4. Provedení zkoušky

Nejprve byla dráha několikrát nanečisto projeta z důvodu zjištění, jakou maximální rychlost jsme schopni dosáhnout, aby vůz stihl do konce zkušební silnice dojezdem na vyřazený neutrál sám zastavit. Zde jsme narazili na první a nejzásadnější problém zkušební trasy, kterým byla nedostatečná délka. Testovaný vůz totiž kvůli svému nízkému výkonu potřeboval poměrně dlouhou vzdálenost k dosažení požadované rychlosti a nezbývalo mu na dráze již dostatek prostoru pro pozvolné zastavení. Přistoupili jsme tedy k prodloužení trasy o betonovou plochu na konci silnice určenou k otáčení (viz Obr.31), na kterou se muselo s vozem mírně zatočit. Mírnou

zatačku a následnou krátkou rovinu na konci je možné pozorovat na obrázku. Bohužel ani po prodloužení trasy nebylo možné akcelarovat do příliš vysokých rychlostí, tak nakonec byla zvolena jako výchozí rychlost pro vyřazení na neutrální hodnota 100 km/h.

Z důvodu mírného sklonu zkušební dráhy se měření provádělo vždy v obou směrech. V prvním směru (konkrétně ve směru z levé strany obrázku 14 na jeho pravou stranu) automobil vždy dokázal zpomalit ze 100 km/h na 40 km/h a ve druhém směru již došlo ke zpomalení ze 100 km/h na 0 km/h (tedy k úplnému zastavení bez pomoci brzd). Měření se opakovalo v každém směru a pro každou variantu úpravy vozu třikrát.

Automobil byl díky cestě z Prahy do Panenského Týnce zahřátý na provozní teplotu a všechny testované pneumatiky byly dohuštěny na předepsaný tlak. Okolní teplota byla během měření neměnná a díky jasnému srpnovému počasí panovalo prakticky bezvětří. Vliv mírných poryvů větru byl eliminován jízdami v obou směrech. Díky několika pokusným jízdám byla nacvičena ideální stopa s minimem výmolů na silnici a s dostatečným nájezdem do mírné zatáčky na betonovou plochu, aby bylo, pokud možno co nejvíce eliminováno zpomalení v důsledku změny směru jízdy.

9.2.5. Varianty úpravy zkušební vozu

Nyní si povíme něco o různých variantách zkušební vozu, které byly testovány dojezdovou zkouškou. Celkem byly otestovány 3 varianty úprav testovacího automobilu s různými jízdními odpory. Konkrétně se jednalo o:

- OEM – Sériové provedení vozu bez jakýchkoliv úprav s pneumatikami dle doporučení v technickém průkazu vozu, tedy 155/80 R13 79T. Tato varianta je brána jako výchozí stav pro porovnávání.
- OEM 16" – Sériové provedení vozu bez jakýchkoliv úprav s nejširšími přípustnými pneumatikami dle technického průkazu vozu, tedy 205/45 R16 83V. Tato varianta je zde pouze pro zajímavost, o kolik se zhorší dojezdová křivka pouhou výměnou kol za větší.
- Streamline – Zde se jedná o sériové provedení vozu s pneumatikami dle doporučení v technickém průkazu vozu, tedy 155/80 R13 79T, na kterém byly instalovány všechny navrhované úpravy aerodynamiky vozu. Konkrétně byla nainstalována clona mřížky chladiče, došlo k zalepení veškerých spár na vozidle a sklopení zpětných zrcátek a antény rádia. Nakonec byly ještě připevněny kryty zadních kol a zakryty díry v ráfcích předních kol. Jako poslední úprava byl připraven spodní kryt motoru, ale k jeho montáži na vůz nakonec nemohlo dojít z důvodu komplikované montáže jeho uchycovací traverzy a nedostatku nářadí a času na letišti. Výsledná podoba testovací varianty Streamline je vyfocena na obrázcích 33 a 34.



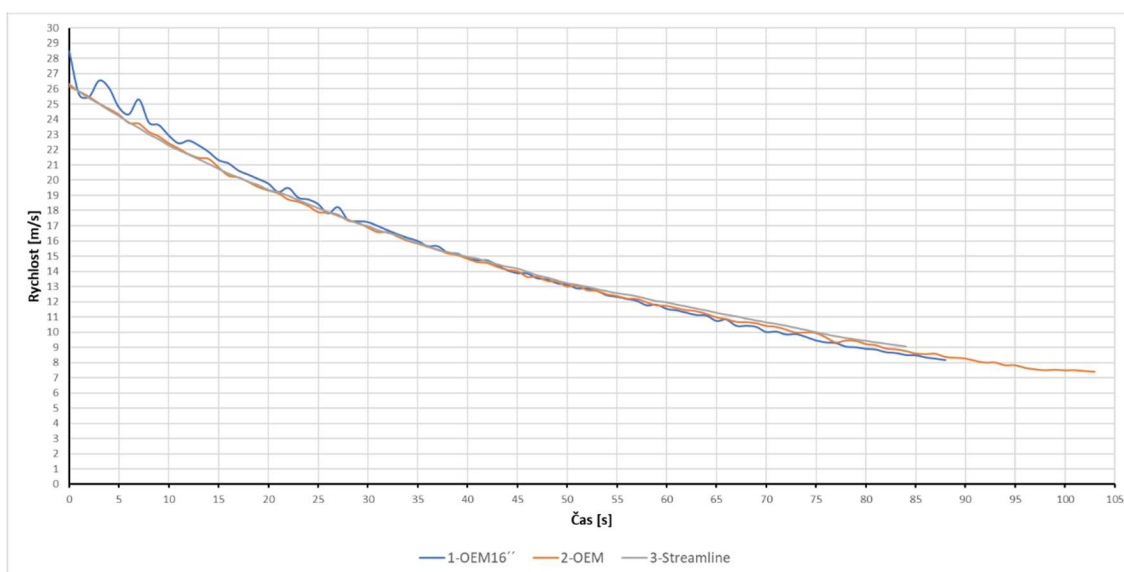
Obr. 33 Finální podoba varianty Streamline – přední pohled



Obr. 34 Finální podoba varianty Streamline – zadní pohled

9.2.6. Vyhodnocení

Ze surových naměřených dat byla pro vyhodnocení vytažena závislost rychlosti na čase. Tato závislost byla následně ořezána na jednotlivá měření konkrétních variant. Do tabulky tedy byla vynesena 3 měření pro každý směr a každou variantu. Jelikož v jednom směru bylo možné naměřit pouze zpomalení ze 100 km/h na 40 km/h, tak se pro druhý směr použilo také zpomalení pouze na 40 km/h. Kvůli následnému průměrování obou směrů jízdy by bylo zbytečné vyhodnocovat v jednom směru zpomalení až do zastavení. Následně tedy došlo ke zprůměrování 3 měření v každém směru na průměrnou hodnotu jízdy TAM a průměrnou hodnotu jízdy ZPĚT. Poté došlo ke zprůměrování těchto dvou průměrných závislostí pro výsledný průměr TAM-ZPĚT pro každou variantu vozu. Tato výsledná průměrná závislost se nazývá dojezdová (dojezdová) křivka. Dojezdové křivky pro všechny 3 varianty automobilu je možné vidět na obrázku 35.



Obr. 35 Dojezdové křivky jednotlivých variant vozu

Z vynesených průměrných dojezdových křivek bylo následně nutné vypočítat odporové síly působící na automobil a zjistit koeficienty polynomu druhého stupně, který jimi proložíme. Nejprve jsme si rozdělili zpomalování na úseky po 10 km/h (tedy zpomalení 100-90; 90-80 atd.), ke kterým jsme vždy vyhledali čas Δt potřebný na dané zpomalení. Následně byla pro každý úsek vypočítána zmařená kinetická energie:

$$\Delta E_k = \frac{\frac{1}{2} \cdot m \cdot (v_1^2 - v_2^2)}{1000000} [MJ] \quad (17)$$

Kde: ΔE_k ...zmařená kinetická energie

mhmotnost vozidla

v_1rychlost na začátku úseku (vyšší)

v_2rychlost na konci úseku (nižší)

Ze zmařené kinetické energie se poté vypočítal zmařený výkon dle vztahu (18).

$$P_z = \frac{\Delta E_k}{\Delta t \cdot 1000} \quad [kW] \quad (18)$$

Kde: P_z ...zmařený výkon

Δt ...čas potřebný na zpomalení pro daný rychlostní úsek (např. 100-90 km/h)

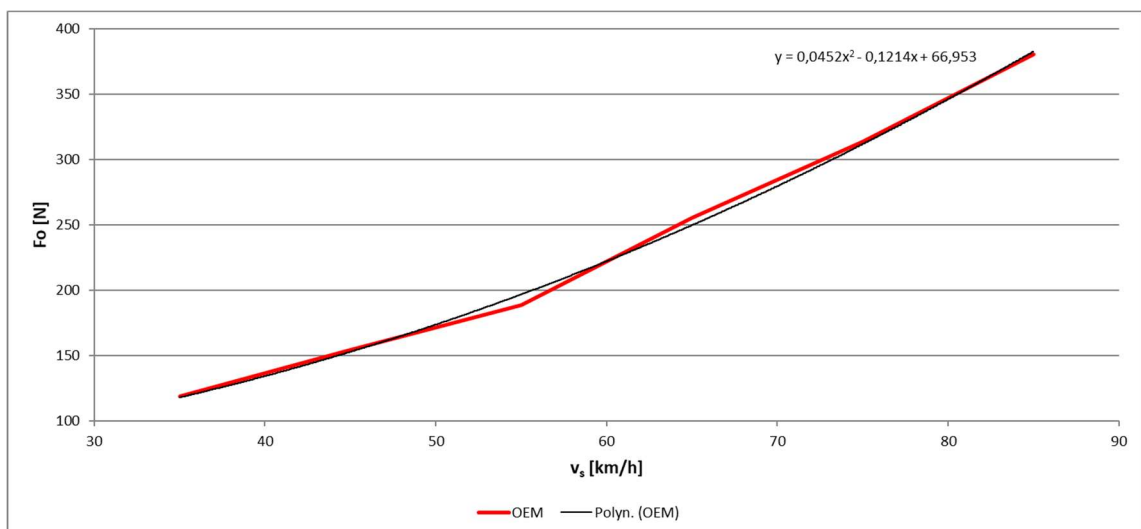
Nakonec bylo možné ze zmařeného výkonu dopočítat výslednou střední odporovou sílu pro daný úsek dle rovnice (19).

$$F_o = \frac{P_z \cdot 1000}{v_s} \quad [N] \quad (19)$$

Kde: F_o ...výsledná střední odporová síla pro daný úsek

v_s ...střední rychlost v daném úseku

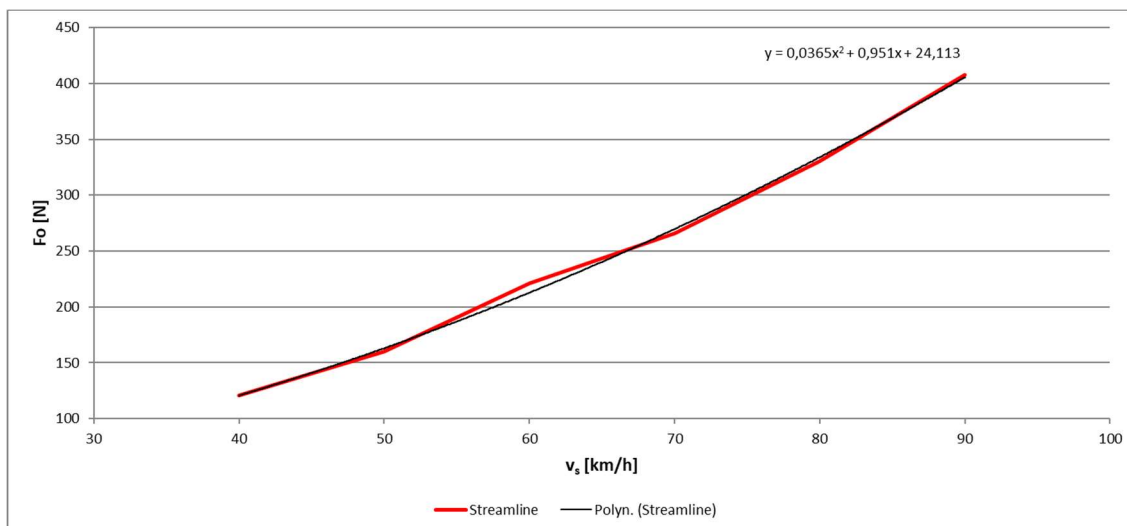
Po dopočtení odporových sil pro jednotlivé úseky byl vynesena graf závislosti střední odporové síly na střední rychlosti v daném úseku. Tomuto grafu jsme proložili polynomem druhého stupně a získali výsledné koeficienty pro každou variantu vozu. Na obrázku 36 je možné vidět graf spolu se svým polynomem pro variantu OEM.



Obr. 36 Výsledný polynom druhého stupně pro variantu OEM

Pro variantu OEM tedy vyšly koeficienty takto: $K_0 = 66,953$; $K_1 = -0,1214$; $K_2 = 0,0452$

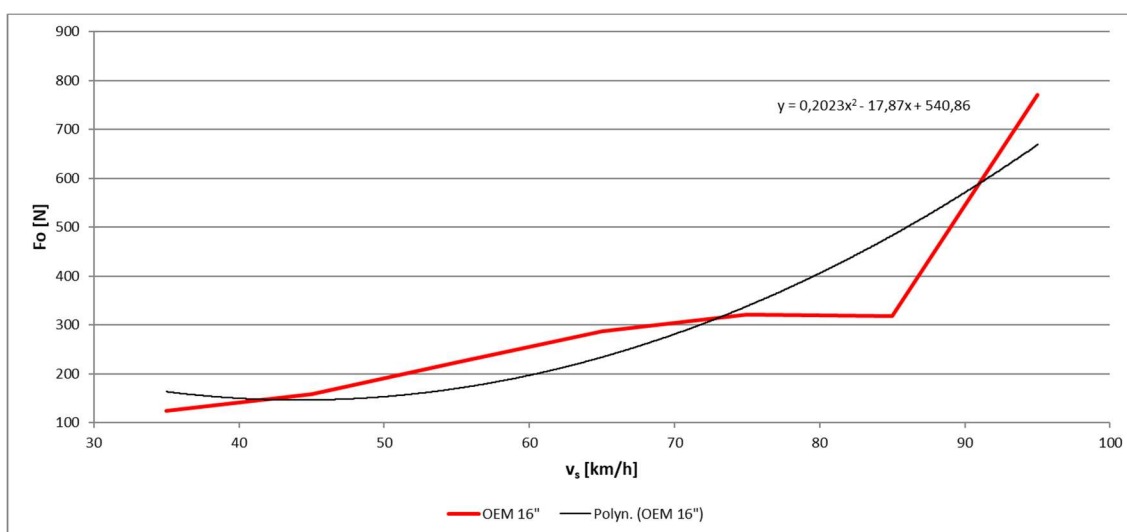
Při tvorbě polynomu pro variantu Streamline se ukázala nepřesnost měřicího zařízení, neboť hodnoty odporových sil pro střed grafu (tedy v rozmezí 80-50 km/h) odpovídaly očekávání, ale oba okraje grafu vybočovaly. Muselo tedy dojít k mírnému doladění hodnot na okrajích grafu, jenž ve své finální podobě vypadá jako na obrázku 37.



Obr. 37 Výsledný polynom druhého stupně pro variantu Streamline

Pro variantu Streamline vyšly koeficienty následovně: $K_0 = 24,113$; $K_1 = 0,951$; $K_2 = 0,0365$

Pro zajímavost byla vyhodnocena i varianta OEM 16", která nebyla třeba pro měření spotřeby na válcové brzdě. Její polynom je na obrázku 38.



Obr. 38 Výsledný polynom druhého stupně pro variantu OEM 16"

Variantě OEM 16" vyšly následující koeficienty: $K_0 = 540,86$; $K_1 = -17,87$; $K_2 = 0,2023$

Polynom pro variantu OEM 16" by očividně dle výsledného grafu potřeboval také mírné doladění, ale jelikož jsme jej vyhodnocovali spíše pro zajímavost, tak jsme se jím více nezabývali a ponechali původní výsledek.

S takto hotovými koeficienty polynomů již nic nebránilo odjetí navrženého cyklu PBPC na válcové brzdě v Roztokách pro změření spotřeby vozu ve dvou zvolených konfiguracích. Tomuto měření se bude věnovat následující kapitola.

10. Měření spotřeby na válcové brzdě

V předchozích kapitolách jsme vytvořili vlastní jízdní cyklus, navrhli úpravy aerodynamiky zkušebního vozu a pomocí dojezdové zkoušky zjistili koeficienty pro jednotlivé varianty. Nic již nebránilo odjetí jízdního cyklu na válcové brzdě a přímému změření spotřeby paliva. Této problematice tedy budeme věnovat pozornost v následující kapitole.

10.1. Průběh měření

Měření probíhalo v areálu VTP Roztoky na válcové brzdě MAHA AIP. Zkoušený automobil byl zafixován na pozici ve 4 uchycovacích bodech. Na obrázku 39 je vidět první dva kotevní body v podlaze, které jsou připevněny tyčemi k tažnému zařízení vozu. Zároveň na tomto obrázku můžeme spatřit i druhé dva uchycovací body vpředu před vozidlem, odkud je automobil připoután taktéž tyčemi za tažné oko. Detail uchycení za tažné oko vpředu je na obrázku 40.



Obr. 39 Zkoušený automobil na válcové brzdě – zadní pohled

Po ukotvení vozu na požadovanou pozici byl připojen výfuk k systému odvodu spalin. Na obrázku 39 je vidět propojení pomocí bílé plastové trubky. Toto řešení se ukázalo jako nevhodující, neboť během prvního odjetí cyklu PBPC došlo ke značnému ohřátí výfuku a deformaci této trubky. Pro další měření došlo k výměně plastové trubky za kovovou (viz obr.41).



Obr. 40 Zkoušený automobil na válcové brzdě – přední pohled



Obr. 41 Detail připojení výfuku k systému odvodu spalin

Na obrázku 41 je také možné pozorovat těsné spojení výfuku s trubicou pomocí přechodek a svorek, neboť je klíčové, aby veškeré výfukové plyny odcházely do systému odvodu spalin a nedocházelo ani k sebemenšímu úniku do místnosti. Tento požadavek je klíčový nejen z důvodu ochrany zdraví v místnosti, ale především kvůli metodice měření. Spotřeba automobilu během cyklu se totiž v tomto případě vypočítává na základě analýzy výfukových plynů, kterou provádí analyzátor obsažený v systému odvodu spalin.

Čímž se plynule dostáváme k principu měření. Válcová brzda v tomto případě neslouží k žádnému měření, ale pouze jako generátor odporu pro poháněnou nápravu. Simuluje zde veškeré jízdní odpory (valení, vzduchu...), jež by působily na vozidlo během cyklu. Odpory se do brzdy zadávají pomocí koeficientů, které jsme získali jako výstup z vyhodnocení dojezdové zkoušky. Aby nedošlo k přehřátí motoru, je před automobilem umístěn ventilátor, jež simuluje náporové chlazení vzduchem během jízdy. Je softwarově spárovaný s brzdou a reguluje intenzitu ventilace dle aktuální rychlosti vozu. Jediné měření se zde odehrává v analyzátoru výfukových plynů, z něhož se následně vypočítá spotřeba paliva za měřený cyklus.

Nyní mohlo přijít na řadu samotné měření. Nejprve došlo ke kalibrování brzdy na konkrétní vůz a konkrétní pneumatiky. Na pneumatikách použitých při měření nezáleží, neboť pomocí kalibrace si brzda vždy nastaví své „nulové hodnoty“ a testovanou konfiguraci poté simulujeme skrze koeficienty odporu, v nichž je zahrnut i odpor valení pneumatik testované varianty. Poté došlo k nahrání zkráceného cyklu PBPC do softwaru brzdy a zadání koeficientů pro naše dvě testované varianty uspořádání aerodynamiky vozu. Následně usedl do automobilu zkušební řidič a následoval pokyny na monitoru visícím nad kapotou vozu (viz obr.40). Dálkovým ovladačem si spustil jízdní cyklus a poté nastartoval motor a podle instrukcí na monitoru odjel celou trasu. Monitor ukazuje jak křivku aktuální požadované rychlosti, tak i řadicí body. Je možná drobná krátkodobá odchylka od požadované rychlosti, ale při dosažení výraznější odchylky nebo při jejím delším trvání dojde k ukončení měření pro neplatnost a je nutné začít znovu.

Během měření došlo k odjetí zkráceného cyklu PBPC pro variantu OEM, zkráceného cyklu PBPC pro variantu Streamline a cyklu WLTC pro variantu OEM. Před každým měřeným cyklem byl vůz důkladně vytemperován na teplotu 24 °C, aby měření vždy probíhalo po studeném startu za shodných podmínek.

10.2. Výsledky měření

Pro zkrácený cyklus PBPC s aerodynamikou vozu OEM vyšla hodnota průměrné spotřeby 8,03 l/100 km. V rámci simulace jsme pro tuto variantu došli k výsledku 6,88 l/100 km.

Při projetí zkráceného PBPC cyklu s nastavením brzdy na hodnoty Streamline vyšla hodnota průměrné spotřeby 6,97 l/100 km. V kapitole 11 bude provedena simulace stejného průjezdu

v GT-Suite s výsledkem 6,5 l/100 km. Jsou zde patrné odchylky simulace od reálného měření, které budou způsobeny nepřesností měření jízdních odporů dojezdovou zkouškou, studeným startem motoru na válcové brzdě a nepřesnostmi v důsledku zjednodušeného matematického modelu.

Není tedy na místě porovnávat naměřené hodnoty se simulacemi přímo, ale spíše se zaměřit na porovnání procentuálního zlepšení spotřeby mezi variantou OEM a Streamline na brzdě a na modelu. Pokud na zkušebně došlo ke snížení spotřeby z 8,03 na 6,97 l/100 km, pozorujeme zlepšení ekonomiky provozu o 13,2 %. Jestliže provedeme toto porovnání u hodnot ze simulací, tak snížení spotřeby z původních 6,88 na 6,5 l/100 km činí úsporu 5,5 %.

Nakonec byl na brzdě projitý cyklus WLTC se sériovým OEM uspořádáním, pro který byla výsledná průměrná spotřeba 6,64 l/100 km. Tento cyklus nám v rámci simulací nevyšel s vypočtenou strategií řazení dle standardu WLTC, neboť vůz nebyl schopen dodržet předepsanou rychlost. Výslednou hodnotu spotřeby pro tuto strategii řazení není možné brát z tohoto důvodu v úvahu, tudíž lze uvažovat spotřebu pouze pro základní, respektive komplexní strategii řazení. Zde jsme došli k hodnotě 6,91 respektive 6,27 l/100 km. Změřená hodnota na brzdě se tedy pohybuje přesně mezi výsledky simulací pro tyto dvě strategie řazení.

Změřená spotřeba při průjezdu cyklu WLTC přibližně odpovídá výsledkům simulací, což ukazuje, že model i přes svá zjednodušení dokáže simulovat zkoumaný vůz. Hodnoty z měření zkráceného cyklu PBPC pro OEM i Streamline nebyly porovnány se simulacemi přímo, ale porovnali jsme procentuální snížení průměrné spotřeby po zlepšení aerodynamiky. Zde jsme pozorovali výraznější odchylku obou metod, než tomu bylo u cyklu WLTC. Měření totiž ukázalo zlepšení o 13,2 %, zatímco v simulaci vyšel rozdíl 5,5 %. Odchylka výsledků bude velmi pravděpodobně způsobena nepřesností měření jízdních odporů dojezdovou zkouškou. Bohužel jsme neměli možnost změřit odpory jiným způsobem, tudíž jsme se museli spokojit s výraznějšími odchylkami výsledků. Jako další faktor, jenž pravděpodobně zapříčinil rozdíl mezi výsledky, se jeví studený start motoru na brzdě, a tedy nedostatečná teplota katalyzátoru způsobující jeho zhoršenou činnost v prvních sekundách testu.

V poslední kapitole bude provedena simulace upraveného vozu do varianty Streamline, jak již bylo v předchozích odstavcích zmíněno. Dále bude popsána a simulována navrhovaná úprava převodového ústrojí. Z časových i finančních důvodů bohužel nemohla být úprava převodového ústrojí realizována na zkoušeném vozidle, tudíž jsme nemohli na brzdě otestovat její vliv na ekonomiku provozu a budeme se muset spokojit pouze s výsledkem simulací. V této kapitole jsme ověřili, že námi vytvořený matematický model dokáže vypočítat námi zkoumané veličiny s přijatelnou odchylkou oproti měření a můžeme jej brát jako relevantní zdroj finálních výsledků po úpravě vozu.

11. Matematický model vozu po úpravách

Jelikož jsme z dojezdové zkoušky zjistili hodnotu koeficientu vzdušného odporu C_x , provedli jsme simulaci zkráceného cyklu PBPC pro variantu Streamline. Odchylku průměrné spotřeby paliva vykázanou modelem od změřené hodnoty na brzdě jsme porovnali v kapitole 10. Díky dříve vytvořené univerzální strategii řazení v GT-Suite bude možné nakonec ještě obohatit model varianty Streamline o poslední zamýšlenou úpravu našeho vozu (jedná se o přestavbu převodového ústrojí, která je popsána v kapitole 11.1) a zjistit celkový vliv navržených úprav na ekonomiku provozu.

11.1. Návrh úpravy převodového ústrojí vozu

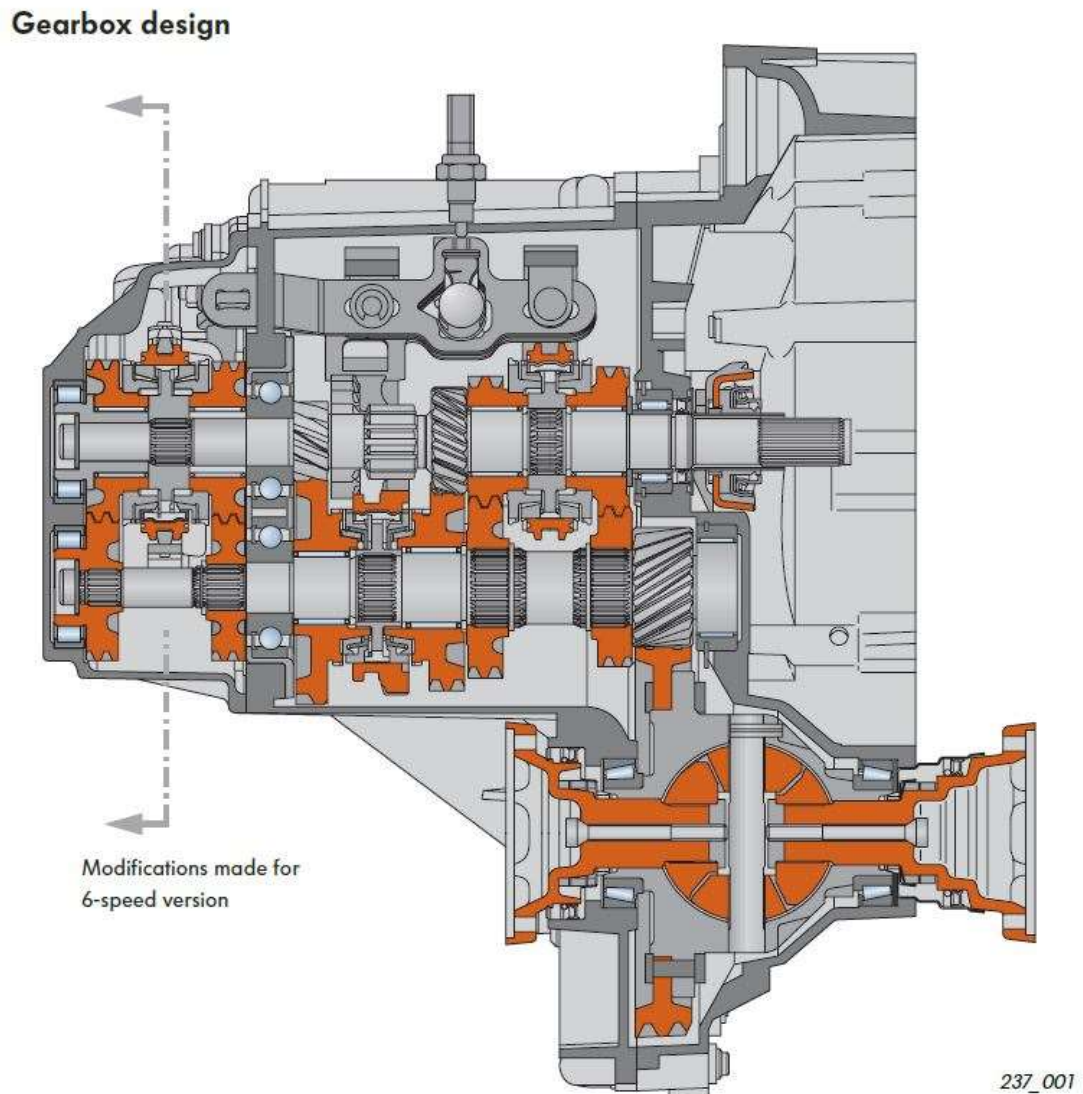
V rámci navrhovaných úprav pro zvýšení jízdního komfortu (snížení hladiny hluku uvnitř automobilu) a snížení spotřeby paliva zkoumaného vozu byla uvažována přestavba převodového ústrojí. Konkrétně šlo o návrh na přestavbu z pětistupňové převodovky na šestistupňovou. Tato myšlenka byla konzultována s panem Ivanem Sixtou, jenž se již řadu let věnuje opravám a úpravám převodovek koncernu VW a patří k odborníkům na tuto problematiku. Na základě konzultace u pana Sixty zde bude v krátkosti nastíněn postup přestavby na šestistupňové převodové ústrojí.

Jelikož zkoumaný vůz disponuje převodovkou s kódovým označením GSH, jedná se o typ MQ200 – 02T. Převodovka 02T se rovněž vyráběla i v šestistupňové variantě, která se jen nepatrně lišila od pětistupňové. Na obrázku 42 je její schéma, kde je šipkou naznačena modifikace oproti pětirychlostní převodovce, jež spočívá pouze v rozšířeném víku a prodloužené vstupní a výstupní hřídele. Díky tomu je přestavba z pětistupňové na šestistupňovou variantu převodového ústrojí bez větších problémů možná. [24], [27]

V původní skříně z převodovky GSH je nutné provést výměnu diferenciálu, hnané a hnací hřídele. Na hřídele je poté možné použít původní ozubená kola pro převody do 4. rychlostního stupně. Dále dojde k nahrazení soukolí pro 5. rychlostní stupeň spolu s přidáním soukolí 6. stupně a synchronní spojky pro tyto převody. Následně je nutné osadit převodovku novým víkem s ložisky a nahradit segment řadicích vidlic variantou ze šestistupňové převodovky. Ozubená kola pro jednotlivé převody je možné kombinovat ze široké nabídky existujících převodovek. Jelikož ale není přestavba převodovky hlavním cílem této práce, bylo uvažováno zachování původních převodových poměrů pro všechny stupně a volili jsme pouze převodový poměr pro nově přidaný šestý stupeň. Co se týče diferenciálu, zde je oproti soukolí jednotlivých převodů možné použít pouze diferenciál ze šestistupňové převodovky 02T. V současné době je k dostání z výroby pouze jeden diferenciál, konkrétně z motorizace 1,2TSI 77kW se stálým převodem 3,933 (59/15). Pro

převodové poměry šestého stupně byly z dostupně nabídky navrženy 3 varianty (konkrétně se jedná o hodnoty 0,646; 0,673 a 0,851). [24], [27]

Všechny 3 vybrané varianty byly následně prověřeny simulací v GT-Suite, aby bylo možné zvolit nejvhodnější možnost.



Obr. 42 Schéma šestistupňové převodovky MQ200-02T [27]

11.2. Výsledky simulace vozu po úpravách

V předchozím odstavci jsme zjistili hodnotu stálého převodu pro šestistupňovou převodovku spolu se 3 hodnotami převodových poměrů šestých stupňů. Nyní tedy nastal čas na jejich implementaci do matematického modelu automobilu a zjištění, která možnost šestistupňové převodovky bude nejvhodnější pro náš vůz.

Použili jsme již naladěný a otestovaný model z kapitoly 6. Do něj byly nadefinovány 3 varianty šestistupňových převodovek, které, jak již bylo zmíněno, sdílejí stejný stálý převod 3,933

a liší se převodovými poměry šestých stupňů. Co se týče strategie řazení, nebylo zde možné použít námi změřenou strategii pro cyklus PBPC, neboť byla odměřena pro převodové ústrojí s pěti rychlostními stupni. Byla proto použita komplexní strategie řazení, již jsme v kapitole 6 důkladně ladili, aby co nejvíce odpovídala stylu jízdy během tvorby cyklu PBPC, a tedy i jeho naměřeným řadicím bodům. Jako testovací trasa byl zvolen zkrácený cyklus PBPC bez uvažování výškového profilu trati, aby bylo možné přímé porovnání s modelem z kapitoly 6 a případně i s experimentem z kapitoly 10.

Zkrácený PBPC			
Počet stupňů	Stálý převod	Převodový poměr 6. stupně	Spotřeba [l/100 km]
6	3,933	0,646	6,136809
6	3,933	0,673	6,223969
6	3,933	0,851	6,8627768
5	4,533	-	6,8771467

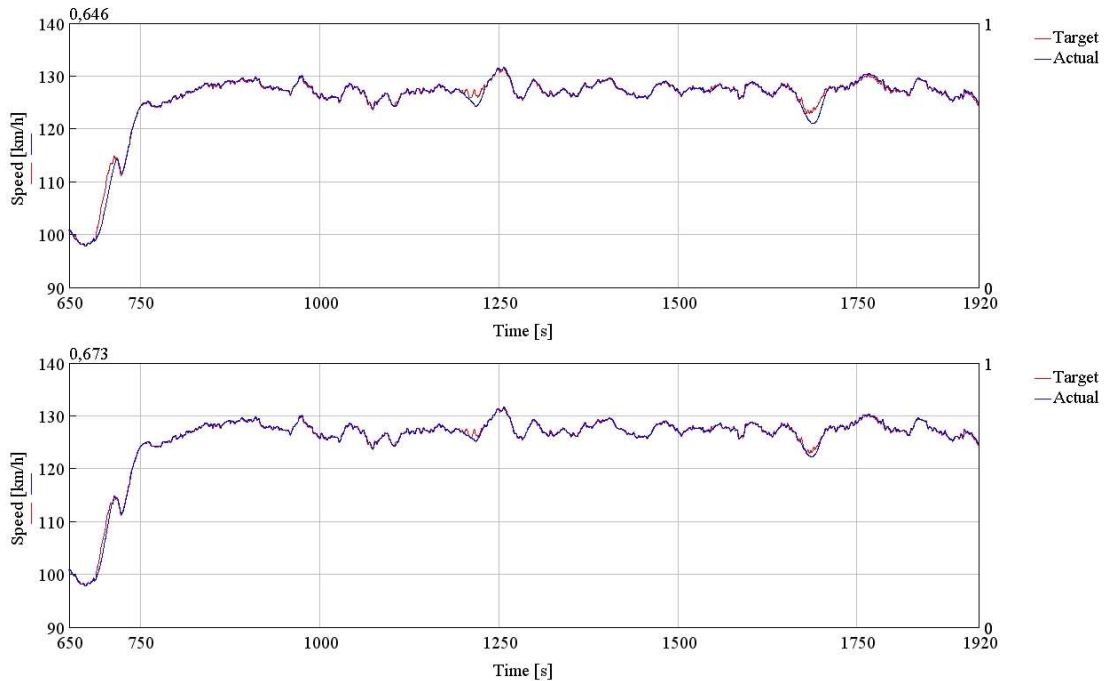
Tabulka 4 Spotřeba paliva pro různé varianty šestistupňové převodovky při průjezdu zkráceného cyklu PBPC

V tabulce 4 můžeme vidět hodnoty průměrné spotřeby pro všechny 3 vybrané převodové poměry šestých stupňů a v posledním řádku i pro současnou převodovku. Je tedy patrné, že poměr 0,851 je v kombinaci se stálým převodem 3,933 příliš krátký a vykazuje prakticky totožnou hodnotu ekonomiky provozu s původním ústrojím. Naopak šesté stupně o poměrech 0,646 a 0,673 se ukazují být jako dobrá volba, neboť uspoří oproti původní převodovce 0,74 resp. 0,65 l/100 km. Abychom zjistili, která ze dvou přínosných variant by se hodila do reálného provozu na námi zaznamenané trase, provedli jsme totožnou simulaci na trase zkráceného cyklu PBPC, ale tentokrát s uvažováním výškového profilu trati (graf časového průběhu výškového profilu celého cyklu PBPC se nachází na obrázku 8).

Výsledek průjezdu s uvažováním výškového profilu je na obrázku 43. Vidíme zde grafy požadované a aktuální rychlosti vozu na dálničním úseku zkráceného cyklu PBPC včetně akcelerace na dálniční rychlost. Je zde patrné, že při použití převodového poměru 0,646 vůz lehce zaostává při akceleraci ze 100 km/h na 115 km/h na začátku grafu. Následně poté ještě ve dvou místech na dálničním úseku je patrná odchylka od požadované rychlosti přibližně o 3 km/h. Pokud bychom použili šestý stupeň s poměrem 0,673, pozorovali bychom odchylky ve stejných třech kritických místech s výraznějším stoupáním, ale v tomto případě by se již jednalo o opravdu zanedbatelný rozdíl oproti požadované rychlosti.

S ohledem na návrh úpravy vozu pro reálné využití je nutné vzít v úvahu výše zmíněné testování převodovky při uvažování výškového profilu trasy, a proto byla nakonec zvolena šestistupňová převodovka se šestým stupněm o převodovém poměru 0,673. Tato varianta vykazuje signifikantní úsporu paliva, ale zároveň je s ní vozidlo schopno projet zkušební trať bez nutnosti podřazení v mírných stoupáních kvůli udržení dálniční rychlosti. V případě kontaktu

s výraznějším stoupáním by ale bylo pravděpodobně nutné podřadit i s tímto převodovým poměrem.



Obr. 43 Graf požadované a aktuální rychlosti při průjezdu dálničního úseku zkráceného cyklu PBPC pro dvě varianty vozu se šestistupňovou převodovkou

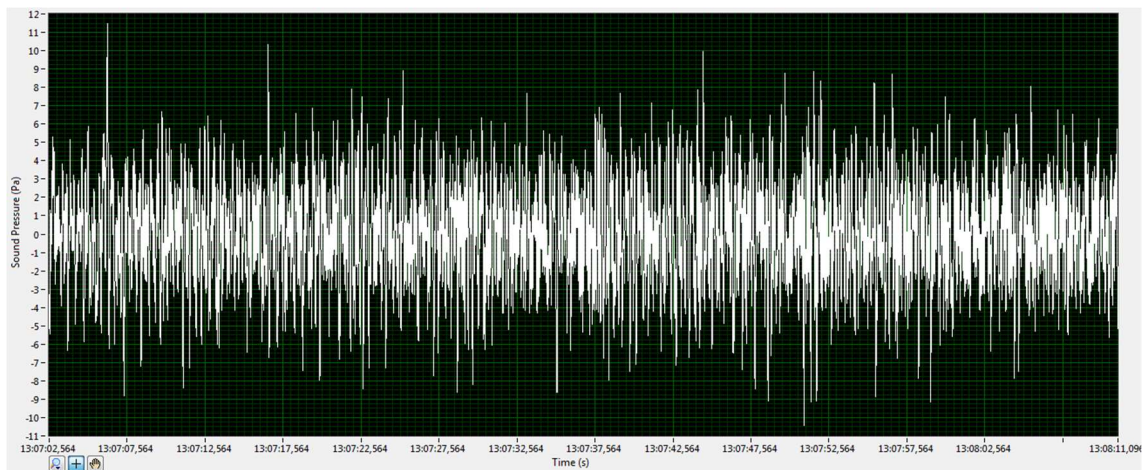
Po nasimulování vozu s přestavěnou převodovkou došlo na simulaci nepřestavěného vozu s upravenou aerodynamikou. Konkrétně šlo o variantu Streamline, aby bylo možné porovnání s měřením na válcové brzdě. Z dojezdové zkoušky byla dopočtena hodnota součinitele odporu vzduchu $C_x=0,3$. Hodnota udávaná výrobcem automobilu je $C_x=0,33$. Došlo tedy k poměrně výraznému snížení součinitele. Po zadání nové hodnoty do GT-Suite a projetí zkráceného cyklu PBPC bez uvažování stoupání (totožné podmínky jako na zkušebně) vyšla hodnota průměrné spotřeby paliva 6,5 l/100 km.

Nyní, když jsme měli nasimulovaný vůz s původní převodovkou, ale s upravenou aerodynamikou a vůz s upravenou převodovkou, ale s původní aerodynamikou, zbývalo už pouze nasimulovat kompletně upravený automobil. Projeli jsme tedy s kompletně upraveným vozem (navržená šestistupňová převodovka a aerodynamika varianty Streamline) v GT-Suite opět zkrácený cyklus PBPC bez uvažování stoupání a došli jsme k výsledné hodnotě průměrné spotřeby paliva 5,87 l/100 km. Pokud tuto hodnotu porovnáme s výchozím stavem, vyjde nám, že námi navržené úpravy automobilu vedou na snížení průměrné spotřeby paliva o jeden litr benzínu na sto kilometrů, což odpovídá zlepšení ekonomiky provozu o nezanedbatelných 14,5 %.

Náš finální výsledek bohužel nebylo možné verifikovat experimentem na brzdě, neboť z časových (kvůli pandemii covidu) nebylo možné se značnou částí tvorby na této práci osobně

setkávat) i finančních důvodů nebylo možné realizovat navrženou přestavbu převodového ústrojí. Je tedy nutné brát v potaz, že výsledné zlepšení ekonomiky provozu po aplikaci všech úprav zahrnuje jisté nejistoty simulace, které jsme se pokusili co nejvíce eliminovat v průběhu tvorby modelu pomocí průběžných verifikací a ladění na základě experimentů.

Na základě dat z měření hladiny akustického tlaku uvnitř vozu byl ještě proveden odhad zlepšení jízdního komfortu po instalaci šestistupňové převodovky. Ze simulací bylo odečteno, že při jízdě vozu s přestavěným převodovým ústrojím dojde k poklesu otáček motoru z původních 4000 min^{-1} na 3200 min^{-1} . Po prozkoumání záznamu průběhu otáček motoru průjezdu cyklu PBPC z kapitoly 5 bylo zjištěno, že v současnosti motor dosahuje 3200 min^{-1} při rychlosti 100 km/h. Na záznamu hladiny akustického tlaku z kapitoly 8 byl pomocí gps dat vyhledán a zaostřen úsek jízdy vozu rychlostí 100 km/h po dobu jedné minuty. Tento úsek je vyobrazen na obrázku 44.



Obr. 44 Zaostření na krátký úsek jízdy rychlostí 100 km/h s Fabií 1,2 HTP

Při odečtení střední hodnoty akustického tlaku nám vyjde přibližně hodnota 4,5 Pa. Po porovnání s hodnotou 6 Pa, které vůz dosahuje nyní při jízdě 130 km/h, je odhadované snížení vnitřní hlučnosti, a tedy zlepšení jízdního komfortu o 25 %. Reálné zlepšení jízdního komfortu by bylo nižší, neboť zde pracujeme pouze s hodnotami, které máme k dispozici z měření na sériovém voze, a tedy odečítáme hluk při rychlosti 100 km/h, kdy je nižší zatížení motoru a zároveň nižší hladina aerodynamického hluku. Další vliv na nepřesnost tohoto odhadu vnáší nepřesnosti měření a fakt, že jsme odečítali pouze ze surových dat bez filtrace.

12. Závěr

V rámci zhodnocení energetických a uživatelských vlastností vybraného vozu jsem došel k závěru, že automobil disponuje relativně nízkým výkonem spalovacího motoru, nepříliš nízkou spotřebou paliva a vysokou hlučností při provozu v dálničním režimu. Tuto myšlenku podpořil i menší průzkum uskutečněný mezi majiteli stejných vozů. Rozhodl jsem se tedy automobil optimalizovat pro modelové využití na každodenní dojíždění za prací.

Optimalizace spočívala v úpravě aerodynamiky a převodového ústrojí vozu za účelem snížení spotřeby paliva a snížení vnitřní hlučnosti. Úpravy na motoru by vzhledem k zůstatkové hodnotě vozu nedávaly ekonomicky smysl, tudíž jsem je neuvažoval.

Došlo k vytvoření vlastního jízdního cyklu simulujícího modelovou cestu za prací, jež jsem pracovním nazval PBPC. Při dojezdové zkoušce byly zjištěny jízdní odpory sériového vozu i jeho aerodynamicky upravené varianty Streamline. S upravenou aerodynamikou jsem dosáhl snížení koeficientu C_x z původní hodnoty 0,33 na výsledných 0,3. Dále byl v softwaru GT-Suite sestaven a odladěn základní matematický model pohonné jednotky zkoumaného vozu, jenž byl následně implementován do matematického modelu celého automobilu. Provedl jsem simulace jízdy ve zkráceném cyklu PBPC pro sériovou i Streamline variantu a následně také v homologačním cyklu WLTC s cílem zjistit průměrné spotřeby vozu v daných cyklech a konfiguracích.

Na válcové zkušebně bylo poté provedeno měření spotřeby paliva pro jízdu ve zkráceném cyklu PBPC (sériový stav i Streamline) a v homologačním cyklu WLTC (pouze sériový stav). U cyklu WLTC simulacemi vyšly hodnoty spotřeby 6,91 respektive 6,27 l/100 km pro základní, respektive komplexní strategii řazení, zatímco experimentálně jsem došel k výsledku 6,64 l/100 km. Změřená hodnota na brzdě se tedy pohybuje přesně mezi výsledky simulací pro tyto dvě strategie řazení. Spotřeba při průjezdu cyklu WLTC zjištěná měřením přibližně odpovídá výsledkům simulací, což ukazuje, že model i přes svá zjednodušení dokáže simulovat zkoumaný vůz.

U cyklu PBPC byly pozorovány výraznější odchylky mezi výstupem ze simulací a z měření, jež byly pravděpodobně způsobeny nepřesností zjištění odporů vozidla dojezdovou zkouškou a studeným startem motoru na válcové zkušebně, a tedy nedostatečnou teplotou katalyzátoru způsobující jeho zhoršenou činnost v prvních sekundách testu. Neporovnával jsem tedy naměřené hodnoty se simulacemi přímo, ale zaměřil jsem se na porovnání procentuálního zlepšení spotřeby mezi variantou OEM a Streamline na brzdě a na modelu. Na zkušebně došlo ke snížení spotřeby z 8,03 na 6,97 l/100 km, čímž pozorujeme zlepšení ekonomiky provozu o 13,2 %. Jestliže provedeme toto porovnání u hodnot ze simulací, tak snížení spotřeby z původních 6,88 na 6,5

l/100 km činí úsporu 5,5 %. Simulace tedy vykazuje podstatně střídmější trend snížení průměrné spotřeby paliva po zlepšení aerodynamiky vozu oproti měření na brzdě.

Nakonec byl představen návrh přestavby převodovky z pětistupňové varianty na šestistupňovou. Došlo k výběru nejvhodnějšího šestého stupně pomocí simulací a následně byla zjištěna hodnota průměrné spotřeby pro zkrácený cyklus PBPC. Poslední simulace ukázala průměrnou spotřebu vozu s upravenou aerodynamikou na variantu Streamline a s vybranou šestistupňovou převodovkou. Takto optimalizovaný model automobilu dosáhl hodnoty průměrné spotřeby paliva ve zkráceném cyklu PBPC 5,87 l/100 km. Pokud tuto hodnotu porovnáme s výchozím stavem, vyjde nám, že mnou navržené úpravy automobilu vedou na snížení průměrné spotřeby paliva o jeden litr benzínu na sto kilometrů, což odpovídá zlepšení ekonomiky provozu o nezanedbatelných 14,5 %. Z časových i finančních důvodů nebylo možné realizovat přestavbu převodovky a verifikovat výsledek na brzdě. Je tedy zatížen nejistotami simulací, které jsem se snažil průběžnými ověřováními mezivýsledků co nejvíce eliminovat.

Na základě dat z měření hladiny akustického tlaku v místě řidičovy hlavy byl proveden odhad zlepšení jízdního komfortu po instalaci šestistupňové převodovky. Došel jsem k závěru, že dojde ke snížení z původních 6 Pa na 4,5 Pa, což činí zlepšení o 25 %. Reálné zlepšení jízdního komfortu bude nižší, neboť zde pracuji pouze s hodnotami, které mám k dispozici z měření na sériovém voze, a tedy odečítám hluk při rychlosti 100 km/h, kdy je nižší zatížení motoru a zároveň nižší hladina aerodynamického hluku. Další vliv na nepřesnost tohoto odhadu vnáší nepřesnosti měření a fakt, že jsem odečítal pouze ze surových dat bez filtrace.

V dnešní době, kdy jde cena nových vozů na trhu rychle vzhůru a tento fakt ještě umocňuje ekonomická krize, by se mohla pro některé majitele ukázat možnost úpravy jejich stávajícího automobilu ke zvýšení komfortu a zlepšení ekonomiky provozu velice zajímavou. Nemluvě o faktu, že snížením spotřeby paliva dojde samozřejmě i ke snížení emisí výfukových plynů, což je v dnešní době také velmi důležitý a vysoce sledovaný faktor.

Seznam použité literatury

- [1] SVOBODA, Jiří. Teorie dopravních prostředků: vozidla silniční a terénní. Vyd. 4. přeprac. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2004. ISBN 80-010-3005-9.
- [2] REMEK, Branko, Petr HATSCHBACH a Jiří VÁVRA. Experimentální metody a měření v dopravní technice. 2., přeprac. vyd. V Praze: České vysoké učení technické, 2011. ISBN 978-80-01-04921-1.
- [3] REMEK, Branko. Provozní údržba a diagnostika vozidel. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2002. ISBN 80-010-2615-9.
- [4] KOVANDA, Bohuslav a Jan KOVANDA. Aerodynamika vozidel. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1999. ISBN 80-010-1942-X.
- [5] ALBRECHT, Peter L., BRAESS, Hans-Hermann a Ulrich SEIFFERT, ed. Handbook of Automotive Engineering. Warrendale: SAE International, c2005. ISBN 0-7680-0783-6.
- [6] PLŠEK, Bořivoj. Škoda Fabia: obsluha, údržba a opravy vozidla. Vyd. 2., dopl. Brno: Computer Press, 2009. Příručka uživatele vozu. ISBN 978-80-251-2292-1.
- [7] VLK, František. Diagnostika motorových vozidel: [diagnostické testery, motortestery, brzdové soustavy, geometrie řízení, tlumiče, kontrola podvozku, diagnostické linky]. Brno: František Vlk, c2006. ISBN 80-239-7064-X.
- [8] VLK, František. Zkoušení a diagnostika motorových vozidel: [výkon vozidla, brzdové soustavy, motor, převodová ústrojí, odpružení, řízení, ovladatelnost, elektronické systémy]. Brno: Vlk, c2001. ISBN 80-238-6573-0.
- [9] HRON, Tomáš. Úpravy spalovacího motoru 1,2 HTP za účelem prodloužení životnosti. Pardubice, 2016. Bakalářská práce. Univerzita Pardubice, Dopravní fakulta Jana Pernera.
- [10] The 1.2 ltr. 3-cylinder petrol engines: Self-Study Programme 260 [online]. Wolfsburg, 2001 [cit. 2020-08-31]. Dostupné z: http://piero777.free.fr/DOCVAG/SSP260_The%201.2Ltr%203%20cylinder%20petrol%20engines.pdf
- [11] CIMBU Autosport [online]. COOX, c2020 [cit. 2020-08-31]. Dostupné z: <https://www.cimbu.cz/index.html>
- [12] Tříválec 1.2 HTP: Opravdu jde o takový průšvih, jak se traduje?. Auto.cz [online]. Praha: CZECH NEWS CENTER, c2001-2020, 4.12.2016 [cit. 2020-08-31]. Dostupné z:

<https://www.auto.cz/trivalec-1-2-htp-opravdu-jde-o-takovy-prusvih-jak-se-traduje-101010>

- [13] BEDNÁŘ, Marek. Auta s aktuálně nejnižším odporem vzduchu: vítěze uhádnete jen stěží. Autoforum.cz [online]. Praha: MotorCom, c1996-2022, 26.9.2017 [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: <https://www.autoforum.cz/zajimavosti/auta-s-aktualne-nejnizsim-odporem-vzduchu-viteze-uhadnete-jen-stezi/>
- [14] Odpor vzduchu rôznych kategórii áut. Auto.cz [online]. Praha: CZECH NEWS CENTER, c2001 - 2022, 31. 3. 2017 [cit. 2022-05-10]. Dostupné z: <https://blog.auto.cz/aktivnyblogger/2017/03/odpor-vzduchu-roznych-kategorii-aut/>
- [15] DUSIL, Tomáš. Nový homologační emisní test WLTP: Opravdu znamená konec lhání?. Auto.cz [online]. Praha: CZECH NEWS CENTER, c2001 - 2022, 4.10.2017 [cit. 2022-05-19]. Dostupné z: <https://www.auto.cz/novy-homologacni-emisni-test-wltp-opravdu-znamena-konec-lhani-110305>
- [16] Blíže k reálné spotřebě: WLTP nahrazuje nový evropský jízdní cyklus (NEDC). Audi Česká republika [online]. Praha: Porsche Česká republika, c2022 [cit. 2022-05-19]. Dostupné z: <https://www.audi.cz/wltp>
- [17] WLTP a RDE: nové testy pro certifikaci spotřeby paliva, emisí CO₂ a znečišťujících látek. Oficiální stránka Fiat ČR [online]. Praha: FIAT CHRYSLER AUTOMOBILES ČR, [2018] [cit. 2022-05-19]. Dostupné z: <https://www.fiat.cz/test-wltp>
- [18] Škoda Fabia: rozměry. ŠkodaPS: "Od Laurin & Klement ke Škoda Auto" [online]. Pavel PS, c2005 - 2022 [cit. 2022-05-22]. Dostupné z: http://skodaps.wz.cz/fabia_rozmary.php
- [19] Technické údaje ŠKODA FABIA. Auto Horejsek/Prodej a servis vozidel Volkswagen, Škoda, Kia a Hyundai [online]. Litoměřice: Gerhard Horejsek, c2022 [cit. 2022-05-22]. Dostupné z: <https://www.auto-horejsek.cz/technicke-udaje-skoda-fabia>
- [20] Skoda Fabia 1.2 generation 6Y, Manual, 5-speed 55ps. Car.info [online]. Ängelholm: Car Info Nordic AB, c2014-2022 [cit. 2022-05-23]. Dostupné z: <https://www.car.info/en-se/skoda/fabia/6y-12-m5-24068952/specs>
- [21] Skoda Fabia 1.0 MPI generation NJ Facelift, Manual, 5-speed 60ps. Car.info [online]. Ängelholm: Car Info Nordic AB, c2014-2022 [cit. 2022-05-23]. Dostupné z: <https://www.car.info/en-se/skoda/fabia/nj-facelift-10-mpi-m5-16917606/specs>
- [22] ŠKODA FABIA Zážehové motory. Škoda Storyboard [online]. Mladá Boleslav: ŠKODA AUTO, c2022, 23.11.2020 [cit. 2022-05-23]. Dostupné z: <https://cdn.skoda-storyboard.com/2019/12/TD-FABIA-petrol-cz.pdf>

- [23] VAG SSP 103 – SKODA Fabia III Vehicle Introduction Part I. ProCarManuals.com [online]. ProCarManuals.com, c2022 [cit. 2022-05-23]. Dostupné z: <https://procarmanuals.com/vag-ssp-103-skoda-fabia-iii-vehicle-introduction-part-i/>
- [24] Převodovky Sixta [online]. Mnichovo Hradiště: BOOP graphic & webdesign [cit. 2022-06-20]. Dostupné z: <http://www.prevodovky-sixta.cz/>
- [25] Polo Mk5. Free Online Workshop Repair Manuals [online]. [cit. 2022-06-20]. Dostupné z: https://workshop-manuals.com/volkswagen/polo-mk5/power_transmission/6-speed_manual_gearbox_02u/technical_data/gearbox_identification/identification_code_assembly_allocation_capacities/
- [26] Fabia Mk1. Free Online Workshop Repair Manuals [online]. [cit. 2022-06-20]. Dostupné z: https://workshop-manuals.com/skoda/fabia-mk1/power_transmission/gearbox_02t/technical_data/identification_of_the_gearbox/identification_characters_aggregate_assignment_ratios_capacities/
- [27] VAG SSP 237 – Manual Gearbox 02T. ProCarManuals.com [online]. ProCarManuals.com, c2022 [cit. 2022-06-30]. Dostupné z: <https://procarmanuals.com/vag-ssp-237-manual-gearbox-02t/>
- [28] Mapy Google. Google [online]. Mountain View: Alphabet, c2022 [cit. 2022-07-13]. Dostupné z: <https://www.google.cz/maps>

Seznam obrázků

<i>Obr. 1</i> Vnější rychlostní charakteristika motoru 1,2 HTP 6V [10].....	13
<i>Obr. 2</i> Vnější rozměry Škody Fabia první generace [18]	14
<i>Obr. 3</i> Matematický model motoru 1,2 HTP v programu GT-Suite.....	17
<i>Obr. 4</i> Porovnání vnější rychlostní charakteristiky naladěného modelu s charakteristikou udávanou výrobcem [10]	18
<i>Obr. 5</i> Mapa BMEP v závislosti na otáčkách a zatížení motoru.....	19
<i>Obr. 6</i> Trasa vlastního jízdního cyklu	20
<i>Obr. 7</i> Časový průběh rychlosti vlastního jízdního cyklu	22
<i>Obr. 8</i> Časový průběh výškového profilu vlastního jízdního cyklu	23
<i>Obr. 9</i> Časový průběh rychlosti a zařazeného rychlostního stupně vlastního jízdního cyklu.....	24
<i>Obr. 10</i> Homologační jízdní cyklus NEDC	25
<i>Obr. 11</i> Homologační jízdní cyklus WLTC	26
<i>Obr. 12</i> Matematický model zvoleného automobilu.....	27
<i>Obr. 13</i> Matematický model automobilu – karta vozidla.....	27
<i>Obr. 14</i> Základní strategie řazení	28
<i>Obr. 15</i> Závislost otáček motoru na jeho zatížení při řazení vzhůru	29
<i>Obr. 16</i> Závislost otáček motoru na jeho zatížení při řazení dolů	29
<i>Obr. 17</i> Graf požadované a aktuální rychlosti při průjezdu cyklu WLTC s řadicími body dle algoritmu GT-Suite pro WLTC.....	31
<i>Obr. 18</i> Časový průběh otáček motoru při průjezdu WLTC s komplexní a základní strategií řazení.....	32
<i>Obr. 19</i> Porovnání vnějších rychlostních charakteristik motorů 1,0 MPI a 1,2 HTP [10], [23]	33
<i>Obr. 20</i> Vnější rozměry Škody Fabia třetí generace [19].....	34
<i>Obr. 21</i> Upevnění mikrofonu ve Škodě Fabia třetí generace.....	35
<i>Obr. 22</i> Časová závislost akustického tlaku při projetí zkráceného cyklu PBPC s Fabií 1,2 HTP	36
<i>Obr. 23</i> Časová závislost akustického tlaku při projetí zkráceného cyklu PBPC s Fabií 1,0 MPI	37
<i>Obr. 24</i> Zaostření na krátký úsek jízdy po dálnici s Fabií 1,2 HTP.....	37
<i>Obr. 25</i> Zaostření na krátký úsek jízdy po dálnici s Fabií 1,0 MPI	38
<i>Obr. 26</i> Vývoj vnitřní hlučnosti vozů [5]	38
<i>Obr. 27</i> Schéma sil působících na vozidlo v pohybu [1].....	40
<i>Obr. 28</i> Nomogram pro převod úhlu podélného sklonu α na stoupání vozovky v % [1]	41
<i>Obr. 29</i> Příklady různých čelních ploch automobilů [14]	42
<i>Obr. 30</i> Pohled na služební silnici letiště Panenský Týnec.....	45

<i>Obr. 31 Letecký pohled na letiště Panenský Týnec (červeně vyznačena služební silnice).....</i>	<i>45</i>
<i>Obr. 32 Měřicí počítač Garmin umístěný ve zkušebním voze</i>	<i>46</i>
<i>Obr. 33 Finální podoba varianty Streamline – přední pohled.....</i>	<i>48</i>
<i>Obr. 34 Finální podoba varianty Streamline – zadní pohled</i>	<i>48</i>
<i>Obr. 35 Dojezdové křivky jednotlivých variant vozu</i>	<i>49</i>
<i>Obr. 36 Výsledný polynom druhého stupně pro variantu OEM.....</i>	<i>50</i>
<i>Obr. 37 Výsledný polynom druhého stupně pro variantu Streamline</i>	<i>51</i>
<i>Obr. 38 Výsledný polynom druhého stupně pro variantu OEM 16"</i>	<i>51</i>
<i>Obr. 39 Zkoušený automobil na válcové brzdě – zadní pohled</i>	<i>52</i>
<i>Obr. 40 Zkoušený automobil na válcové brzdě – přední pohled.....</i>	<i>53</i>
<i>Obr. 41 Detail připojení výfuku k systému odvodu spalin</i>	<i>53</i>
<i>Obr. 42 Schéma šestistupňové převodovky MQ200-02T [27]</i>	<i>57</i>
<i>Obr. 43 Graf požadované a aktuální rychlosti při průjezdu dálničního úseku zkráceného cyklu PBPC pro dvě varianty vozu se šestistupňovou převodovkou.....</i>	<i>59</i>
<i>Obr. 44 Zaostření na krátký úsek jízdy rychlostí 100 km/h s Fabii 1,2 HTP</i>	<i>60</i>

Seznam tabulek

<i>Tabulka 1 Spotřeba paliva pro různé strategie řazení při průjezdu kompletního cyklu PBPC ..</i>	<i>30</i>
<i>Tabulka 2 Spotřeba paliva pro různé strategie řazení při průjezdu zkráceného cyklu PBPC....</i>	<i>30</i>
<i>Tabulka 3 Spotřeba paliva pro různé strategie řazení při průjezdu cyklu WLTC</i>	<i>31</i>
<i>Tabulka 4 Spotřeba paliva pro různé varianty šestistupňové převodovky při průjezdu zkráceného cyklu PBPC</i>	<i>58</i>