

Vysoká škola báňská technická univerzita

Ostrava

Fakulta strojní

Institut dopravy

Metody měření skutečné spotřeby paliva silničních vozidel
Methods for Measuring the Real Fuel Consumption of Road Vehicles

Autor: Michal Ševčík

Vedoucí práce: Ing. Pavel Dresler

Rok a místo konání: Ostrava 2016

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Institut dopravy

Zadání bakalářské práce

Student: **Michal Ševčík**
Studijní program: B2341 Strojřemeslnictví
Studijní obor: 2301R003 Dopravní technika a technologie
Téma: **Metody měření skutečné spotřeby paliva silničních vozidel**
Methods for Measuring of Real Fuel Consumption of Road Vehicles
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

1. Úvod
2. Legislativní stav řešené problematiky
3. Teoretický rozbor
4. Návrh metodiky měření
5. Realizace měření pro vybrané silniční vozidlo
6. Zhodnocení a doporučení
7. Závěr

Seznam doporučené odborné literatury:

1. MACEK, Jan. Spalovací motory. 2. vyd. Praha: České vysoké učení technické, 2012. 262 s. ISBN 978-80-01-05015-6
2. MARTYR, A. J.; PLINT, M. A., Engine testing theory and practice. 3. Vyd. Oxford: Elsevier's Science & Technology, 2007. 442 s. ISBN-13: 978-0-7506-8439-2
3. Technické předpisy EHK/OSN a EU

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Pavel Dresler**

Datum zadání: 11.12.2015
Datum odevzdání: 16.05.2016



doc. Ing. Aleš Slíva, Ph.D.
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty



Poděkování:

Chtěl bych poděkovat mé rodině, díky které jsem mohl studovat na Vysoké škole Báňské, technické univerzitě v Ostravě. Dále bych chtěl poděkovat Zdeňku Komárkovi ze společnosti Bosch za konzultace ohledně připojení externí nádrže do silničního vozidla. Slečně Tereze Brůzlové ze společnosti BV Auto Zlín, za propůjčení vah k realizaci měření. Jakubovi Němečkovi za pomoc a technické zázemí při instalaci měřicích prvků. Velmi děkuji mému vedoucímu bakalářské práce Ing. Pavlovi Dreslerovi za konzultace a připomínky k dané problematice.

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu

V Ostravě 16.5.2016

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- Jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- Beru na vědomí, že vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- Souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- Bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona
- Bylo sjednáno, že užít své dílo- bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše)
- Beru na vědomí, že odevzdáváním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě:.....

Podpis:.....

Jméno a příjmení autora práce: Michal Ševčík

Adresa trvalého pobytu autora práce: Lípa 232, Zlín

Anotace bakalářské práce

Ševčík, M. *Metody měření skutečné spotřeby paliva silničních vozidel: bakalářská práce.* Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Institut dopravy, 2016, 60s. Vedoucí práce: Dresler, P.

Bakalářská práce poukazuje na problematiku měření spotřeby paliva silničních vozidel. V první části je představena metodika používající se k měření spotřeby a následné homologaci, další části tvoří teorie motorů, palivových soustav a vlivy provozu spalovacích motorů na životní prostředí. Praktická část práce se zabývá návrhem metodiky měření, instalace měřících zařízení do silničního vozidla, vlastní měření a vyhodnocení.

Annotation of bachelor thesis

Ševčík, M. *Methods for Measuring of Real Fuel Consumption of Road Vehicles: Bachelor thesis.* Ostrava: VŠB – technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Institute of transport, 2016, 60s. Thesis head: Dresler, P.

Bachelor thesis describes the problem of measuring the fuel consumption of motor vehicles. In the first part is present methodology for the metering and subsequent homologation. In the next part is a theory of engines, fuel systems and the effects of combustion engines on the environment. The practical part of the thesis deals with the measurement methodology, the installation of measuring devices to the road vehicle, the measurement and evaluation.

Klíčová slova: Spalovací motor, skutečná spotřeba, měření spotřeby, palivová soustava

Keywords: Engine, Real fuel consumption, Fuel measuring, fuel system.

Obsah

Úvod.....	11
1 Legislativní stav řešené problematiky	12
1.1 Směrnice EHK 84	13
1.2 Směrnice EHK 101	15
1.3 Nařízení EURO	18
1.4 Budoucnost.....	20
2 Teoretický rozbor	22
2.1 Spalovací motory	22
2.1.1 Zážehový motor	25
2.1.2 Vznětový motor.....	26
2.2 Charakteristiky spalovacích motorů.....	27
2.2.1 Otáčkové charakteristiky.....	27
2.2.2 Seřizovací charakteristiky	29
2.2.3 Úplná charakteristika	29
2.3 Paliva spalovacích motorů	30
2.4 Vliv provozu spalovacích motorů na životní prostředí.....	33
2.5 Palivové soustavy a příprava směsi.....	34
2.5.1 Palivová soustava.....	35
2.5.2 Příprava směsi	38
3 Návrh metodiky měření	43
3.1 Návrh trasy	43
3.2 Metoda č. 1 - vážení silničního vozidla	43
3.3 Metoda č. 2 - Vážení externí nádrže	45
3.4 Metoda č. 3 - Diferenciální metoda.....	46
4 Realizace měření pro vybrané silniční vozidlo	49

4.1	Měřené vozidlo VW Passat Variant.....	49
4.2	Vlastní měření	49
4.2.1	Volba trasy	50
4.2.2	Příprava vozidla	52
4.2.3	Měření	53
4.2.4	Vyhodnocení	55
4.3	Ověření správnosti měření	59
5	Zhodnocení a doporučení	60
5.1	Porovnání naměřených hodnot s hodnotami z palubního počítače.....	60
5.2	Doporučení vzhledem ke spotřebě paliva silničních vozidel.....	61
5.3	Doporučení vzhledem k použití metodik	62
6	Závěr.....	63
	Seznam použité literatury.....	64

Seznam použitých symbolů a zkratek

CO- Změřené emise oxidu uhelnatého [$\frac{g}{km}$]

CO₂- Změřené emise oxidu uhličitého [$\frac{g}{km}$]

D- Hustota zkušební paliva [$\frac{kg}{m^3}$]

FC- Spotřeba paliva [$\frac{l}{100 \cdot km}$]

HC- Změřené emise uhlovodíku [$\frac{g}{km}$]

H_u- dolní výhřevnost paliva [$J \cdot kg^{-1}$]

Nox- Oxidy dusíku [$\frac{g}{km}$]

PČ- Pevné částice [$\frac{g}{km}$]

P- Přesnost měření [l]

P_e- efektivní výkon [W]

P_r- Tok naměřený na průtokoměru [l]

P_{r1}-Tok na průtokoměru 1 - ve směru do spalovacího motoru [l]

P_{r2}-Tok na průtokoměru 2 - ve vratné větvi [l]

S_p- Spotřeba paliva [l]

S_p- průměrná spotřeba paliva [$\frac{l}{100 \cdot km}$]

Q_{pal} – teplo z paliva [J]

Q_{využ} – využitelné teplo [J]

Q_i – indikované teplo [J]

Q_{ef} – efektivní teplo [J]

Q_{pr} - přivedené teplo[J]

k-koeficient pro dané rozdělení pravděpodobnosti

l- ujetá vzdálenost [km]

Δm - Hmotnostní úbytek paliva[kg]

m_{a1} -Hmotnost automobilu před jízdou [kg]

m_{a2} -Hmotnost automobilu po jízdě [kg]

m_{n1} -Hmotnost externí nádrže před jízdou [kg]

m_{n2} -Hmotnost externí nádrže po jízdě [kg]

\dot{m}_p -hmotnostní tok paliva [kg.s⁻¹]

n- Nejmenší díl stupnice daného přístroje [kg]

u_{Ax} -Nejistota měření typu A [l]

u_b -Nejistota měření typu B [kg,l]

u_{c1} -Celková nejistota měření jednoho průtokoměru [l]

u_c - Celková nejistota měření [l]

\bar{x} - Aritmetický průměr při výpočtu nejistoty měření typu A [l]

η_c -celková účinnost spalovacího motoru [%]

η_{ch} - chemická účinnost [%]

η_m - mechanická účinnost [%]

η_{pl} - součinitel plnosti diagramu [%]

η_t - teoretická účinnost ideálního oběhu [%]

ρ - Hustota paliva [$\frac{kg}{m^3}$]

EHK- Evropská hospodářská komise

EHS-Evropské hospodářské společenství

OSN-Organizace spojených národů

CRF- kodex federálních právních předpisů

NEDC-Nový evropský jízdní cyklus

WLTP-Světový jízdní cyklus

EU- Evropská unie

CNG- stlačený zemní plyn

LPG-zkapalněný ropný plyn

PD- čerpadlo tryska

GPS- globální polohovací systém

MFD- multifunkční display

Úvod

Spotřeba pohonných hmot je v poslední době jeden ze zásadních parametrů při výběru vozidla. Obecně by se dalo říct, že většina lidí uvažujících o koupě nového vozu hledají vhodný kompromis mezi spotřebou paliva, výkonem motoru a dynamickými vlastnostmi. Tomuto trendu se přizpůsobují také automobilky, které místo velkoobjemových atmosférických motorů vyvíjí stále častěji do svých vozů nízkoobjemové zážehové přeplňované motory, které mají vysoký krouticí moment, vysoký výkon a přitom nižší spotřebu paliva. Motory ovšem pracují díky přeplňování s vyššími tlaky a tím může utrpět spolehlivost.

Porovnáme-li provozní náklady na provoz silničních vozidel, dospějeme k závěru, že spotřeba je jednou z nejzásadnějších investic při provozu vozidla. Zatímco pravidelné servisní zásahy bývají pouze jednorázového charakteru (např. výměna spojky) palivo a tudíž i peníze automobil spotřebovává při každé jízdě.

Od roku 1958 do roku 1996 se spotřeba paliva měřila podle dnes již zastaralé směrnice EHK č 84, které platí pro spotřebu paliva pro osobní automobily kategorie M1 N1 s maximální hmotností menší než dvě tuny vybavených spalovacím motorem. Spotřeba byla udávána ve formě tří čísel (podle daných režimů jízdy), která udávala údaj o spotřebě vztažené na vzdálenost sto kilometrů.

V roce 1996 byly tyto zastaralé směrnice nahrazeny směrnicemi EHK 101, ty jako podklad pro měření spotřeby využívají emise CO₂, které daný vůz při předem stanoveném cyklu vytvoří. Zkoušky provedené podle této směrnice jsou závazné a používají se do dnes.

Pokud se budeme problematikou spotřeby zabývat, zjistíme že motor a jeho charakteristika má obrovský vliv na spotřebu paliva, jsou zde i další aspekty ovlivňující spotřebu. Jako zásadní vlivy ovlivňující spotřebu bych uvedl zejména jízdní styl řidiče, nebo také jednotlivé jízdní odpory závislé například na aerodynamice vozidla, nebo nahuštění pneumatik. V mé bakalářské práci bych chtěl zjistit, jak přesné údaje udávají výrobci automobilů do technických průkazů a zda průměrná spotřeba paliva, kterou ukazují palubní počítače, odpovídá reálným hodnotám.

1 Legislativní stav řešené problematiky

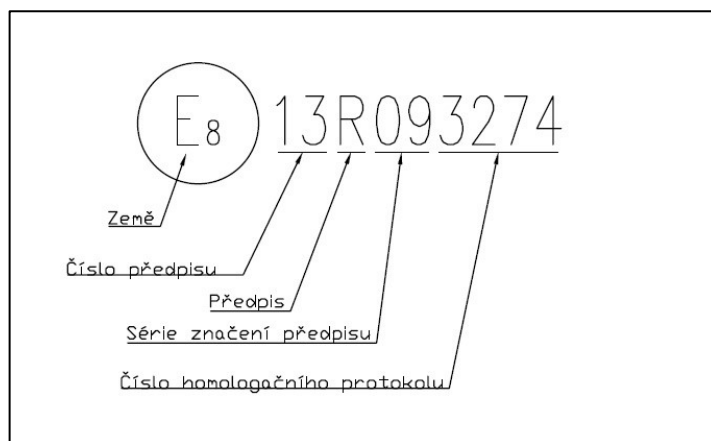
Schvalování technické způsobilosti vozidla se liší dle oblasti, kde se hotový automobil bude prodávat a pro každou oblast platí jiné předpisy pro schválení vozidla pro provoz

- Evropská předpisy- Charakterizována homologačním systémem EHK a ONS a typovou homologací EU. V obou případech je vyžadováno potvrzení plnění předpisů a směrnic třetí stranou
- Severoamerické předpisy- Výrobce součástí je povinen zabezpečit shodu vyráběných vozidel s řadou technických a bezpečnostních požadavků uvedených v CFR. Každý výrobce provádí tzv. samo certifikaci, kde výrobce potvrzuje, že výrobek plní požadavky CFR
- Japonské předpisy- jsou podobné těm v EU. Výrobce musí vyhovět požadavkům v zákoně o silničních vozidlech a shoda se kontroluje třetí nezávislou stranou

Homologace EHK a OSN

Homologační proces se zabývá schvalováním výstroje a částí silničních vozidel. Smluvní strany se mohou dobrovolně dohodnout o používání bezpečnostních předpisů. Systém je otevřený a mají k němu přístup všechny země světa. Homologační systém je založen na předpisech, které harmonizují požadavky na silniční vozidla a jejich části. Pokud daná část silničního vozidla, nebo výstroje splňuje požadavky je opatřena značkou.

[11]



Obrázek 1.1: Homologační značka EHK dle OSN[11]

Typová homologace EU

Homologační proces je založen na schvalování vozidel jako celku na základě jednotlivých směrnic. Ustanovení pro typovou homologaci je pro jednotlivé členské státy EU závazné. Úřad, který uděluje oprávnění k homologaci je zodpovědný za zabezpečení shodnosti výroby během platnosti homologace. Základním předpisem typové homologace je rámcová směrnice Č 70/156 EHS. Jejím vydáním byl vytvořen systém, který umožňuje bez dalšího zkoušení volný prodej v rámci EU takového vozidla, jehož typ byl schválen v jedné z členských zemích EU. Pokud vozidlo vyhovuje předpisům, je mu vydáno homologační osvědčení a musí být označeno homologační značkou [11]

Z hlediska spotřeby paliva byla v Evropě používána homologace podle požadavků EHK 84, která byla 1.1. 1997 nahrazena novou směrnicí EHK 101.

1.1 Směrnice EHK 84

Název směrnice

Jednotná ustanovení pro homologaci osobního automobilů se spalovacím motorem z hlediska spotřeby paliva.

Směrnice EKH 84 popisuje jednotná ustavení pro homologaci osobních automobilů se spalovacím motorem z hlediska spotřeby paliva. Naměřené hodnoty jsou následně

udávány do technického průkazu a to při třech různých jízdních režimech. Tato směrnice byla platná do konce roku 1996 dnes se již nepoužívá a je nahrazena novější směrnicí EHK 101.

Zkušební podmínky

Tento předpis platí pro všechna vozidla, která jsou vybavena spalovacím motorem a patří do kategorie M₁ a N₁ s maximální celkovou hmotností menší než 2 tuny. Vozidlo, musí mít před zkouškou najeto minimálně 3000km. Před zkouškou musí být vozidlo temperováno v místnosti se stálou teplotou v rozmezí 20-30°C minimálně po dobu 6 hodin a musí probíhat až do doby dokud teplota oleje nebo chladícího média nedosáhne ± 2% teploty místnosti. Při zkoušce musí být zaplá jen ta zařízení, která jsou nezbytně nutná pro provoz daného vozidla, to znamená, že například klimatizace, může být vypnutá. Maziva, která jsou použita při zkoušce, musí být doporučena výrobcem, stejně tak pneumatiky musí být stanoveného typu výrobcem a musí být nahuštěny na doporučený tlak (tlaky musí být zapsány v protokolu zkoušky). Palivo, které je pro zkoušku použito musí odpovídat mezinárodním standardům CEC. Podmínky v místnosti, ve které se zkouška provádí, musí být mezi 91-104 kPa, teplota pak v rozmezí 5-35 °C. [1]

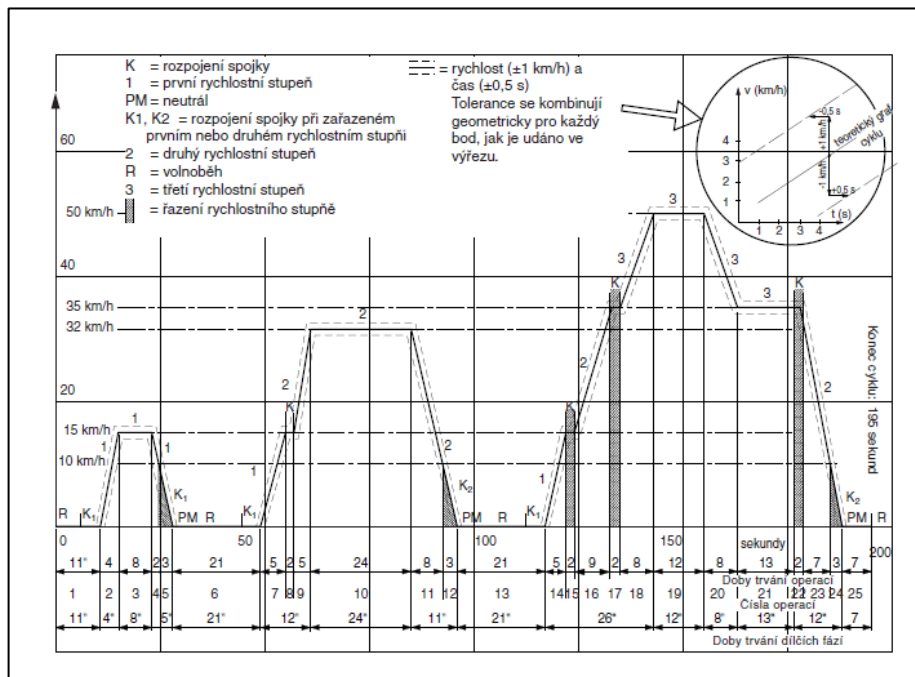
Popis zkoušky

Zkouška je prováděna na válcových zkušebnách podle předem daného jízdního cyklu zobrazeného v grafu a reprezentuje tři různé jízdní režimy konkrétně pro:

Městský provoz

Pro mimoměstský provoz

Aritmetický průměr obou hodnot



Obrázek 1.2: Jízdní cyklus dle EHK 84[1]

Obrázek popisuje závislost rychlosti na čase. Můžeme zde vidět, že akcelerace nejsou nikterak prudké, poměrně dlouhá je i doba, při které se automobil nepohybuje. Tento test trvá 196 sekund, maximální rychlost je 50km/h. Mimo tento cyklus, který simuluje jízdu ve městě, se při homologaci vozidla měřila spotřeba paliva při ustálených rychlostech 90km/h a 120km/h

1.2 Směrnice EHK 101

Název směrnice

Jednotná ustanovení pro homologaci osobních automobilů poháněných výhradně spalovacím motorem nebo poháněných hybridním elektrickým hnacím ústrojím z hlediska měření emisí oxidu uhličitého a spotřeby paliva a/nebo měření spotřeby elektrické energie a akčního dosahu na elektřinu, a dále vozidel kategorií M1 a N1 poháněných výhradně elektrickým hnacím ústrojím z hlediska měření spotřeby elektrické energie a akčního dosahu na elektřinu. Směrnice EHK 101 je platná od roku 1997 až do současnosti. Jedná se o aktuální směrnici, která je závazná pro všechny výrobce automobilů a pokud chtějí

udělit automobilu homologaci na území Evropského hospodářského prostoru, musí splnit podmínky této zkoušky.

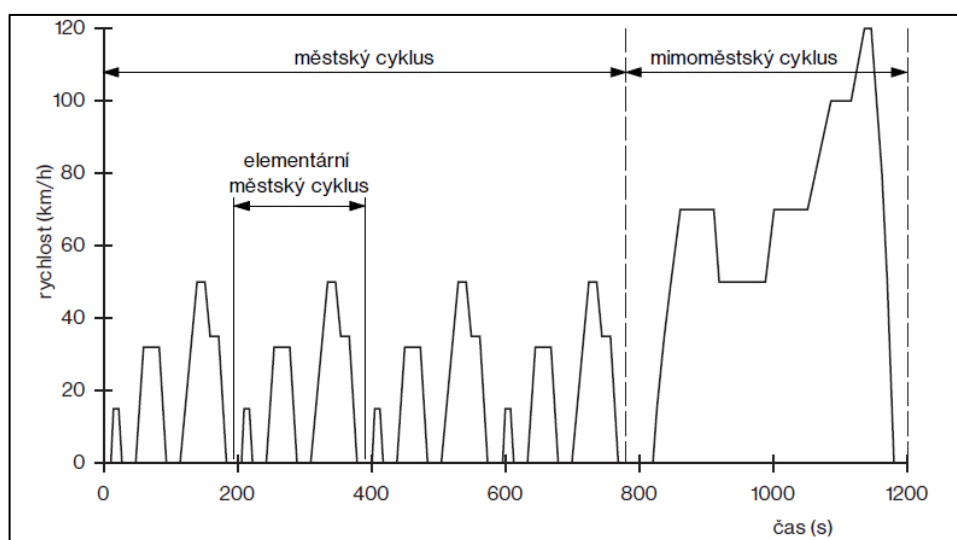
Zkušební podmínky

Automobil určený pro zkoušku musí mít najeto v rozmezí 3000-15000 km. Zapnutá musí být zařízení, která jsou nutná k normálnímu provozu vozidla. Maziva musí odpovídat doporučení výrobce a musí být uvedeny ve zkušebním protokolu. Pneumatiky se volí nejširší možné pro daný automobil, ale pokud existují více než tři různé druhy šířky pneumatik, volí se nejširší mínus jedna. Zkoušený automobil není nijak temperován, takže ve výsledku zkoušky se promítne tzv. studený start, čímž se docílí reálnějších výsledků. [2]

Popis zkoušky

Před udělením homologace musí automobil podstoupit zkoušku na válcové zkušebně dle předem daného jízdního cyklu. Výpočet spotřeby probíhá na základě vyprodukovaných emisí. Spotřeba paliva se opět měří ve třech jízdních režimech a to:

- Městský provoz
- Mimoměstský provoz
- Kombinovaný provoz



Obrázek 1.3: Jízdní cyklus dle EHK 101[2]

Zkouška se skládá ze dvou částí. První část popisuje simulaci městského provozu. Tato část je shodná s cyklem používaným v EHK 84, ale silniční vozidlo není nijak temperováno, čímž v testování projeví tzv. studený start. Druhá část popisuje jízdu mimo město. Maximální rychlost tohoto cyklu je 120km/h. Celková doba zkoušky je 1200s

Hodnoty spotřeby paliva se udávají v litrech na 100 km, nebo v m³ na 100km a počítají se z emisí hydrokarbonů, oxidu uhelnatého a oxidu uhličitého dle daných vzorců

a) Pro vozidla se zážehovým motorem

$$FC = \frac{0,118}{D} * [(0,848 * HC) + (0,429 * CO) + (0,273 * CO_2)] \quad (1.1)$$

b) Pro vozidla se vznětovým motorem

$$FC = \frac{0,116}{D} * [(0,861 * HC) + (0,429 * CO) + (0,273 * CO_2)] \quad (1.2)$$

FC- spotřeba paliva [$\frac{l}{100 \cdot km}$]

HC- změřené emise uhlovodíku [$\frac{g}{km}$]

CO- změřené emise oxidu uhelnatého [$\frac{g}{km}$]

CO₂- změřené emise oxidu uhličitého [$\frac{g}{km}$]

Inverzní přepočítání spotřeby paliva na emise CO₂ u zážehového motoru[12]

$$CO_2 = \dot{m}_p \cdot 23,38 \left[\frac{g}{km} \right] \quad (1.3)$$

\dot{m}_p -měrná spotřeba paliva [$\frac{l}{100km}$]

Inverzní přepočítání spotřeby paliva na emise CO₂ u vznětového motoru[12]

$$CO_2 = \dot{m}_p \cdot 26,83 \left[\frac{g}{km} \right] \quad (1.4)$$

1.3 Nařízení EURO

Plný název

Nařízení Evropského parlamentu a rady o schválení typu motorových vozidel z hlediska emisí u lehkých osobních vozidel a užitkových vozidel.

Popis

Nařízení EURO upravuje emisní limity výfukových exhalací. První nařízení EURO 1 bylo přijato v roce 1993. Vycházelo z normy US Federal 83, která platila v USA. Od roku 1993, vydává ES pravidelně aktualizace, které požadují po výrobcích silničních vozidel snížení emisí. Nařízení vychází postupně v číslovaných verzích, kde arabsky číslované verze upravují limity pro osobní automobily a lehké užitkové automobily a římsky číslované jsou verze pro nákladní automobily a autobusy. [3]

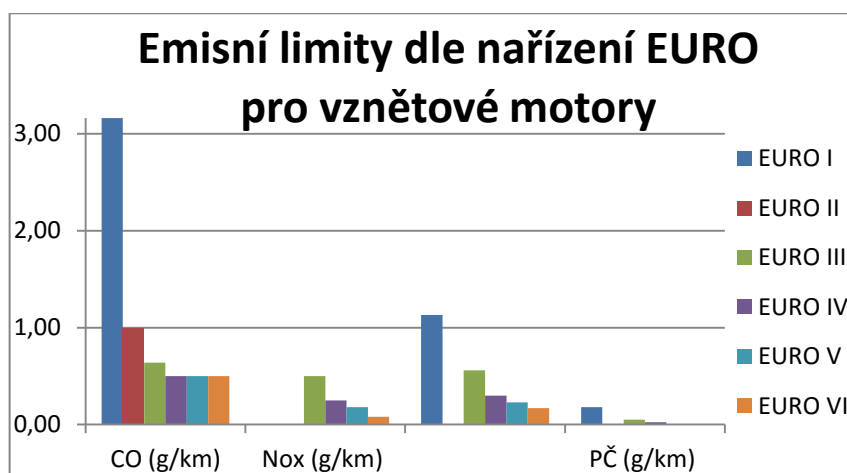
Sledované prvky

CO – oxid uhelnatý [$\frac{g}{km}$]

NO_x – Oxidy dusíku [$\frac{g}{km}$]

HC – Uhlovodíky [$\frac{g}{km}$]

PČ- Pevné částice [$\frac{g}{km}$]

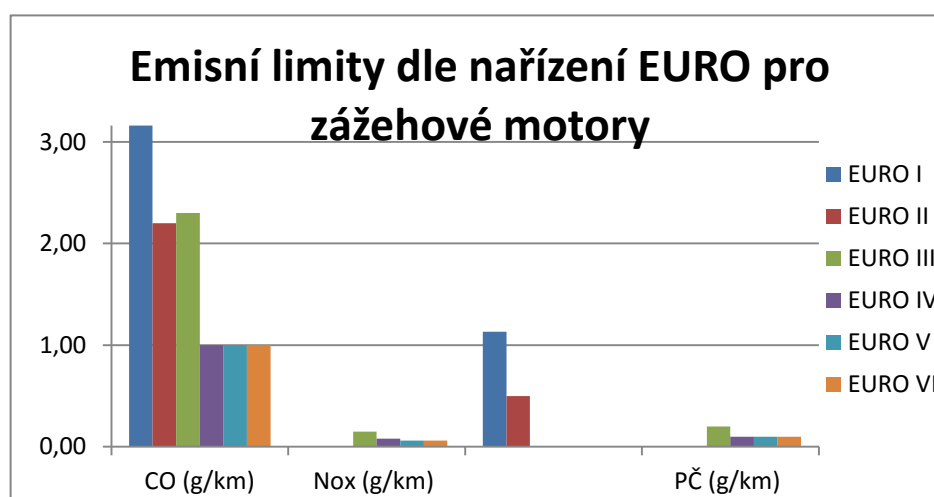


Graf 1.1: Emisní limity dle nařízení EURO pro vznětové motory

Tabulka 1.1: emisních limitů pro osobní automobily vybavené vznětovým motorem

Vznětové motory					
Rok	Norma	CO (g/km)	No _x (g/km)	HC + No _x (g/km)	PČ (g/km)
1992	EURO I	3,16	-	1,13	0,18
1996	EURO II	1,00	-	0,7 (0,9)	0,08 (0,1)
2000	EURO III	0,64	0,50	0,56	0,05
2005	EURO IV	0,50	0,25	0,30	0,025
2009	EURO V	0,50	0,18	0,23	0,005
2015	EURO VI	0,50	0,08	0,17	0,005

údaje v závorkách platí pro motory s přímým vstřikováním paliva



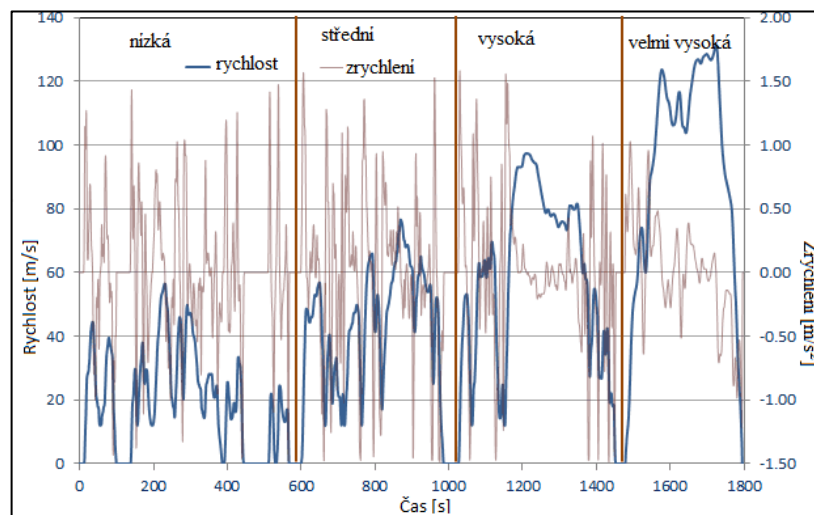
Graf 1.2: Emisní limity EURO pro zážehové motory

Tabulka 1.2: Tabulka emisních limitů pro osobní automobily vybavené zážehovým motorem

Zážehové motory					
Rok	Norma	CO (g/km)	No _x (g/km)	HC + No _x (g/km)	HC (g/km)
1992	EURO I	3,16	-	1,13	-
1996	EURO II	2,20	-	0,50	-
2000	EURO III	2,30	0,15	-	0,20
2005	EURO IV	1,00	0,08	-	0,10
2009	EURO V	1,00	0,06	-	0,10
2015	EURO VI	1,00	0,06	-	0,10

1.4 Budoucnost

Vzhledem k tomu že cyklus NEDC, podle kterého se měří emise a spotřeba paliva, je jednoduše čitelný a řídicí jednotka motoru je schopná jej poznat a upravit výkon motoru a tím i obsah emisí (což ukázala kauza dieselgate) tak, aby měření bylo zkreslené a automobil splňoval přísné normy, které při běžném provozu není schopen dodržet, plánuje evropská komise zavedení nových emisních testů. Testy vyměřující spotřebu paliva by měly být prováděny i nadále v laboratorních podmínkách. Pro měření spotřeby paliva bude nově sloužit cyklus WLTP, který by měl lépe simulovat reálný provoz silničního vozidla a proto by výsledky z tohoto testu měly být věrohodnější a přesnější. U emisních testů ovšem nastane změna, ty se budou měřit v reálném provozu. To by mělo vést k tomu, že automobily homologované do provozu, budou produkovat opravdu velmi málo emisí a tím se přispěje ke zlepšení ovzduší a životního prostředí zejména ve velkých městech.



Obrázek 1.4: Nový jízdní cyklus WLPT [7]

Nový cyklus WLTP je rozdělen do čtyř částí, které simulují jízdu při malé, střední vysoké a velmi vysoké rychlosti. Předpokládá se, že nový cyklus přiblíží hodnoty naměřené spotřeby k těm reálným a to zejména proto, že se významně zkrátí čas, kdy motor běží jen na volnoběh a navíc by měla být každá akcelerace rychlejší. Měření podle nového cyklu by mělo začít v roce 2018, zda se tak ale opravdu stane je prozatím otázkou, protože automobilky prozatím nejsou připraveny na reálnější a přísnější testy. [7]

2 Teoretický rozbor

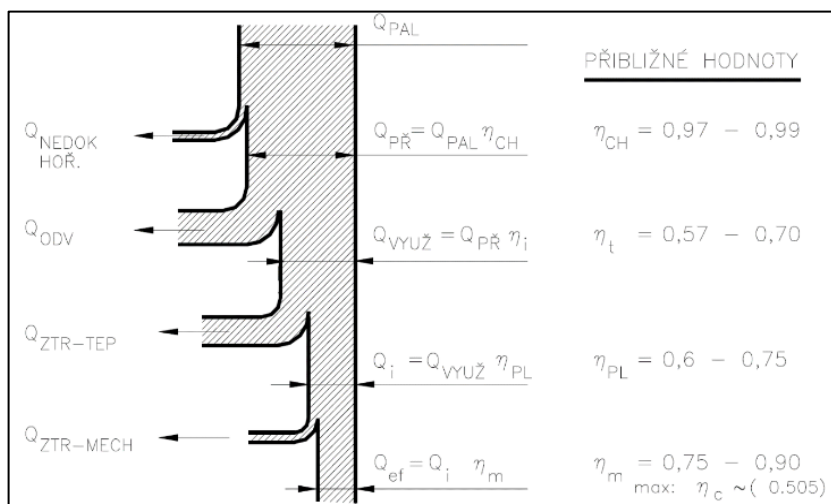
V této kapitole popíšu spalovací motory, energetickou bilanci ve spalovacím motoru princip jejich funkce, představím přípravu směsi spalovacích motoru, paliva a zařízení vedoucí ke snížení emisí spalovacích motorů.

2.1 Spalovací motory

Spalovacím motorem obecně rozumíme takový stroj, který spalováním paliva mění chemickou energii na energii tepelnou a na mechanickou energii, která působí na píst. Tuto vzniklou práci jsme schopni přenést přes klikový mechanismus a další zařízení na kola automobilu. Spalovací motor pracuje jako termodynamický oběh a proto dle druhého zákona termomechaniky nemůže pracovat beze ztrát. V automobilovém průmyslu se v dnešní době používají zejména čtyřdobé spalovací motory využívající kapalná paliva zejména (benzín a nafta), nebo motory spalující plyny (CNG, LPG). [4]

Energetická bilance spalovacího motoru

Energetickou bilanci ve spalovacím motoru popisuje Senkeyův diagram který ukazuje, k jakým ztrátám dochází při přeměně chemické energie z paliva na mechanickou práci na klikovém hřídeli.



Obrázek 2.1: Senkeyův diagram [5]

Základní veličinou, která do diagramu vstupuje, je chemická energie paliva. Vlivem nedokonalého spalování dojde ke ztrátám, které dosahují hodnot okolo 1 až 3 procent. Další ztráty, které diagram popisuje, jsou ztráty způsobené odvedením tepla z pracovního oběhu. Následují ztráty tepelné energie z využitelného tepla, které zahrnují například přestup tepla pracovní náplně válce do stěn pracovního prostoru a mechanické ztráty.

Q_{pal} – teplo z paliva [J]

$Q_{\text{využ}}$ – využitelné teplo [J]

Q_i – indikované teplo [J]

Q_{ef} – efektivní teplo [J]

Q_{pr} – přivedené teplo [J]

η_{ch} - chemická účinnost [%]

η_t - teoretická účinnost ideálního oběhu [%]

η_{pl} - součinitel plnosti diagramu [%]

η_m - mechanická účinnost [%]

Pokud všechny účinnosti uvedené v diagramu vynásobíme, získáme celkovou účinnost spalovacího motoru, díky které můžeme vypočítat efektivní výkon, což je výkon, který odebíráme z výstupního hřídele spalovacího motoru.

$$P_e = \dot{m}_p \cdot H_u \cdot \eta_c \text{ [kW]} \quad (2.1)$$

P_e - efektivní výkon [W]

\dot{m}_p - hmotnostní tok paliva [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$]

H_u - dolní výhřevnost paliva [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$]

η_c - celková účinnost spalovacího motoru [%]

Uvedený vztah popisuje, že pokud bychom chtěli zvýšit efektivní výkon spalovacího motoru při neměnné spotřebě paliva, museli bychom zvýšit celkovou účinnost, což odpovídá aktuálnímu trendu tzv. downsizingu. Existuje několik moderních technologií, které umožňují zvýšit účinnost spalovacího motoru, čímž se sníží spotřeba paliva a naroste efektivní výkon.

Proměnný kompresní poměr

Technologie je založena na změně kompresního poměru při různých režimech jízdy. Tuto technologii vyvíjí například společnost MCE-5, která používá zabudované hydraulické ovládání vahadla na klikovém hřídeli. Kliková hřídel není přímo spojena s ojnící a pístem, ale je použito speciální vahadlo, které ovládá mechanismus pro změnu kompresního poměru. Díky změně kompresního poměru dosahuje tento motor výborných parametrů při nízké spotřebě paliva[12]

Proměnné časování ventilů

Proměnné časování ventilů je využíváno zejména pro snížení ztrát při výměně náplně v pístu spalovacího motoru. Neměnné časování ventilů je optimální jen v určitém rozsahu otáček. Proměnné časování ventilů umožňuje optimalizaci při širším spektru otáček. Nejčastějším způsobem změny časování ventilů je použití natáčení vačkové hřídele vůči klikové hřídeli. [5]

Proměnná geometrie sacího potrubí

Proměnná geometrie sacího potrubí je výhodná pro optimální plnění válců spalovacího motoru. Sací potrubí v nízkých otáčkách přivádí do spalovacího motoru vzduch delším potrubím, což zajistí vysoký točivý moment. Ve vysokých otáčkách se naopak sací potrubí zkrátí a tím se zvýší výkon spalovacího motoru[5]

Přepřívání

Základem přepřívání je přivedení do spalovacího motoru více vzruchu. Nejčastěji se používá přepřívání turbodmychadlem. Výfukové plyny pohání turbínu, která je mechanicky spojena s dmychadlem. Dmychadlo stlačuje vzduch a s přetlakem zajišťuje jeho dopravu do spalovacího motoru.[5]

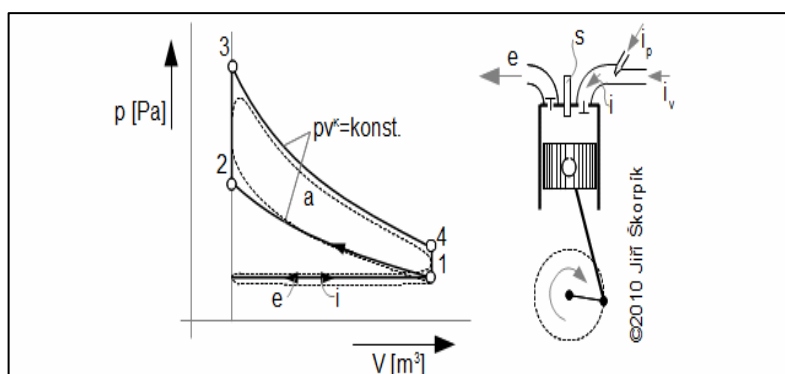
2.1.1 Zážehový motor

Zážehový motor je takový motor, který pro vykonávání práce využívá spalování benzínu, který je zapálen svíčkou. Motor pracuje buď ve dvou, nebo čtyřech dobách (v automobilovém průmyslu výhradně čtyřdobé motory).

Základní princip čtyřdobého zážehového motoru:

- Sání- Píst se pohybuje z horní úvratě do dolní úvratě, tím vznikne podtlak a při otevřeném sacím ventilu nasává palivo a vzduch do pracovního prostoru
- Komprese- Na rozdíl od fáze sání je sací ventil uzavřený a píst se pohybuje z dolní úvratě do horní úvratě a tím stlačí směs paliva a vzduchu
- Expanze- Dojde k zapálení směsi svíčkou, chemická energie paliva se mění na mechanickou práci pístu, píst se začne pohybovat do dolní úvratě
- Výfuk- Píst se začne pohybovat směrem do horní úvratě a při otevřeném výfukovém ventilu vytlačí z pracovního prostoru spaliny vzniklé hořením paliva

Termodynamické změny



Obrázek 2.2: Termodynamické změny zážehového motoru[6]

Jako porovnávací volíme k zážehovému motoru nejčastěji Ottův oběh, který se skládá z:

- 1-2 Adiabatická komprese
- 2-3 Izochorický přívod tepla
- 3-4 Adiabatická expanze
- 4-1 Izochorický odvod tepla

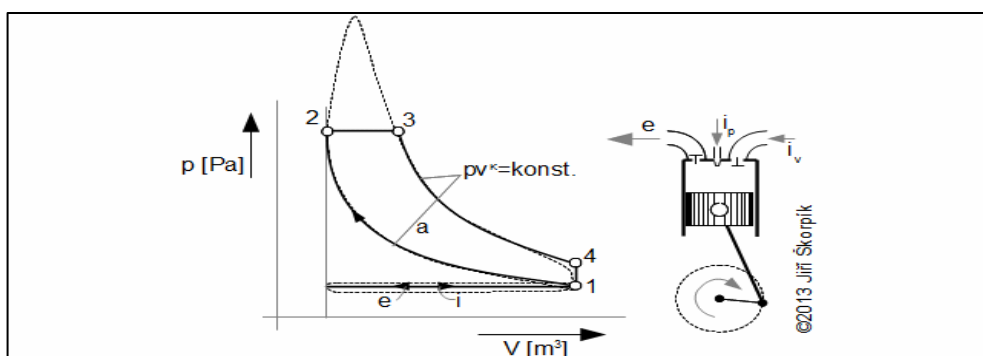
2.1.2 Vznětový motor

Vznětový motor, je takový motor, který pro změnu chemické energie na mechanickou práci a zbytkové teplo využívá stlačený vzduch a motorovou naftu. Na rozdíl od benzínového motoru se do válce nenasává směs paliva, ale vzduch, který je stlačován. Palivo je poté vstříkovááno do válce, kde je stlačený vzduch zahřátý na vysokou teplotu tím dojde k výbuchu a motor koná mechanickou práci.

Základní princip čtyřdobého vznětového motoru:

- Sání-Píst se pohybuje z horní úvratě do úvratě dolní a při otevřeném sacím ventilu nasává vzduch
- Komprese- Píst se pohybuje, z dolní úvratě do úvratě horní (ventily jsou uzavřené), při čemž stlačuje vzduch ve válci. Stlačením se zvýší tlak a teplota vzduchu. Krátce před koncem stlačení je do válce stříknuto palivo, které se pomocí trysky jemně rozpráší
- Expanze- Po vstříknutí paliva do stlačeného vzduchu začne palivo hořet a píst se pohybuje do dolní úvratě
- Výfuk- pohybem pístu z dolní úvratě do horní úvratě při otevřeném výfukovém ventilu se vyhořená směs vytlačí z válce

Termodynamické změny



Obrázek 2.3: Termodynamické změny vznětového motoru [6]

Jako porovnávací volíme ke vznětovému motoru nejčastěji Dieselův, který se skládá z:

- 1-2 Adiabatická komprese
- 2-3 Izobarický přívod tepla
- 3-4 Adiabatická expanze
- 4-1 Izochorický odvod tepla

2.2 Charakteristiky spalovacích motorů

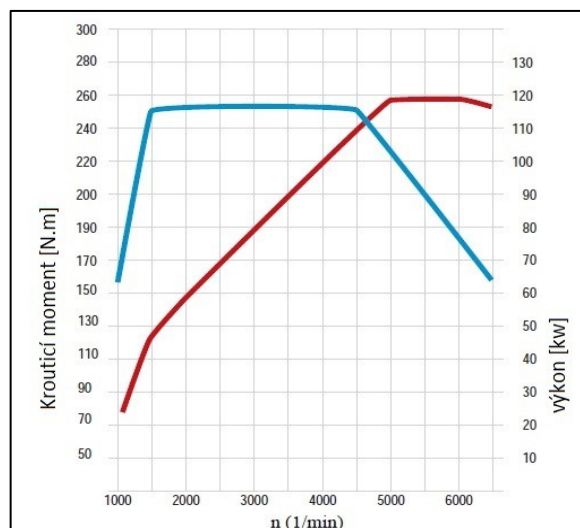
Charakteristikami u spalovacích motorů rozumíme závislosti mezi hlavními veličinami u spalovacího motoru. To jsou například otáčky motoru, krouticí moment, výkon a spotřeba paliva. [5]

2.2.1 Otáčkové charakteristiky

Vnější otáčkové charakteristiky

Základní veličinou u tohoto druhu charakteristiky jsou otáčky klikového hřídele, na které jsou vázány ostatní veličiny. Charakteristika vzniká, když je ovládací zařízení motoru nastaveno na 100% zatížení a z toho plyne, že se charakteristika ukazuje maximální možné hodnoty. Veličiny, které charakteristika obsahuje, jsou například: [5]

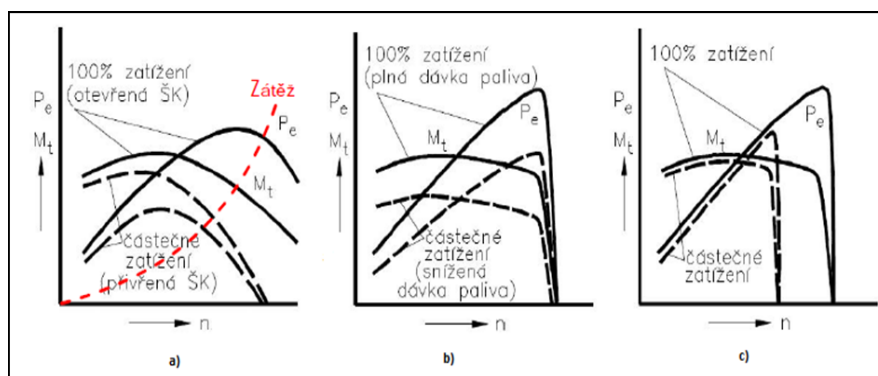
- Měrná spotřeba paliva
- Výkon motoru
- Krouticí moment motoru



Obrázek 2.4: Otáčková charakteristika motoru [5]

Částečné otáčkové charakteristiky

Průběh charakteristiky je podobný vnější otáčkové charakteristice, jen se velikost odlišuje podle nastavení ovládacího zařízení. Charakteristika odpovídá i v situaci kdy je poloha ovládacího zařízení konstantní v celém rozsahu otáček motoru, jen je její hodnota oproti vnější otáčkové charakteristice nižší. Můžeme tedy říct, že tato charakteristika odpovídá částečnému zatížení. [5]



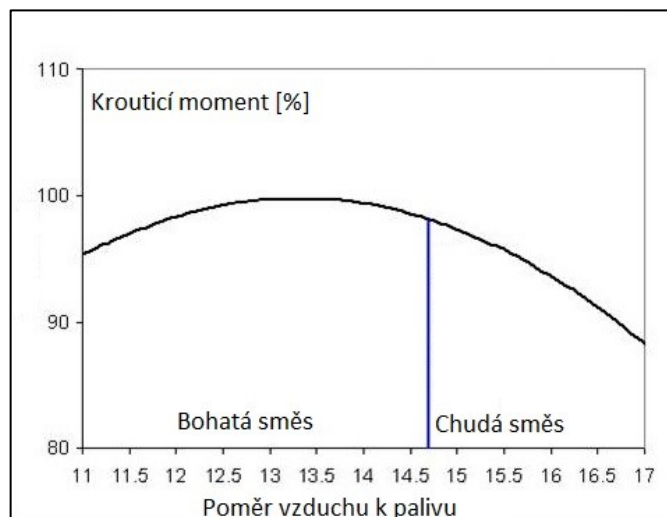
Obrázek 2.5: Částečná otáčková charakteristika[5]

Zvláštní otáčkové charakteristiky

Speciální charakteristiky, které vykreslují závislost veličin na vybraném jízdním režimu. Mezi tyto charakteristiky patří například charakteristika lodní, která ukazuje práci motoru s lodním šroubem případně práci na brzdovém stanovišti, které nahrazuje lodní šroub. Sledované veličiny v této charakteristice jsou otáčky a střední pístová rychlost motoru. Mezi další otáčkové charakteristiky můžeme řadit například charakteristiku chodu na prázdno, která sleduje závislost spotřeby paliva při nezátíženém motoru na počtu otáček za minutu a to v celém rozsahu otáček motoru. [5]

2.2.2 Seřizovací charakteristiky

Seřizovací charakteristiky popisují závislost provozních veličin jako je například točivý moment motoru na konstrukční případně provozní veličině což je například poměr vzduchu ku poměru paliva. Při seřizování se mění pouze sledovaná proměnná. Ostatní veličiny se snažíme udržet v konstantní hodnotě. Tyto charakteristiky se používají zejména při vývojových pracích případně při seřizování jednotlivých prvků motoru tak, aby se dosáhlo nejlepších výstupních hodnot. [5]



Obrázek 2.6: Závislost kroučícího momentu na poměru vzduchu a paliva[5]

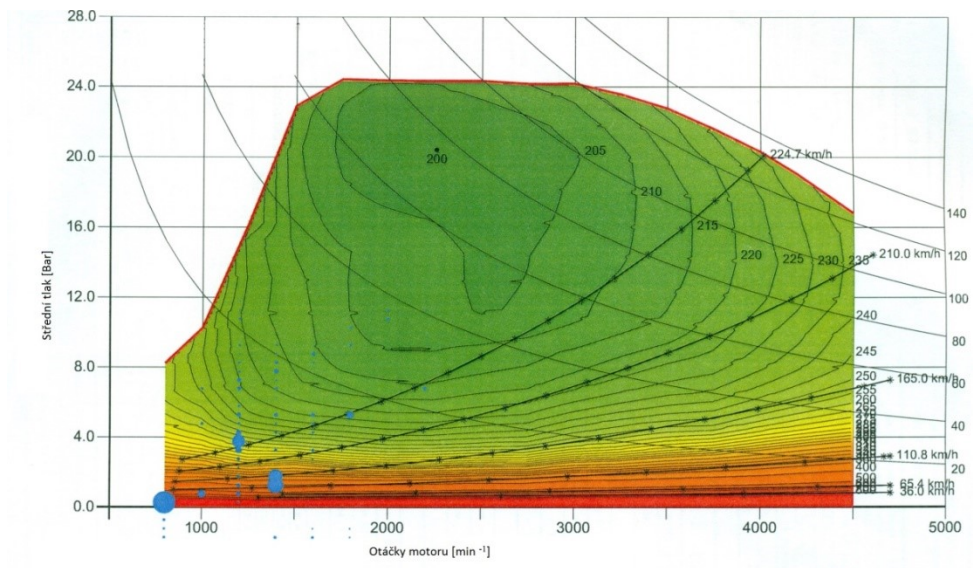
2.2.3 Úplná charakteristika

Jedná se o charakteristiku, která není vytvořena na základě měření, ale je zpracována z otáčkové charakteristiky a dalších charakteristik, které se vloží do jednoho grafu. Ten popisuje chování motoru v různém rozpětí otáček. Z úplné charakteristiky můžeme vyčíst například při jakých otáčkách motoru je nejvyšší kroučící moment, nebo výkon ale také například v jakém rozpětí otáček bude nejnižší spotřeba paliva, nebo kdy bude nejvyšší střední efektivní tlak. [5]

V celkové charakteristice může například vyhledat:

- Výkon motoru
- Měrnou spotřebu paliva
- Teploty výfukových plynů
- Kouřivost

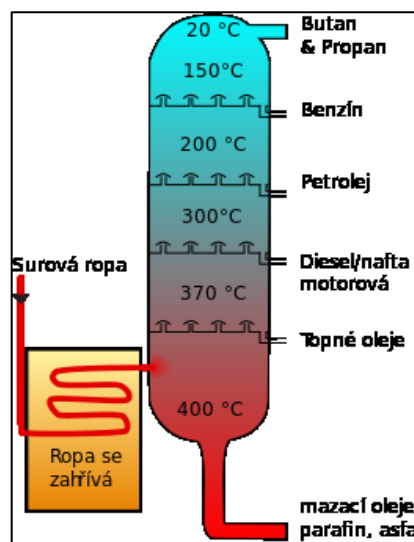
- Krouticí moment
- Střední efektivní tlak



Obrázek 2.7: Úplná charakteristika spalovacího motoru [5]

2.3 Paliva spalovacích motorů

Pro automobily poháněné spalovacími motory se v současnosti nejčastěji používají jako paliva produkty z ropy. Ropa je hnědá až nazelenalá hořlavina složená s uhlovodíků. Jedná se o základní surovinu používanou v petrochemickém průmyslu. Pro automobilový průmysl, jsou nejdůležitější především benzínové a naftové frakce.



Obrázek 2.8: Rozdělení produktů z ropy dle frakční destilace [13]

Benzin

Benzin patří mezi lehčí frakce ropy, oddestiluje se mezi 30-210°C. Stejně jako ropa je i benzín složen z uhlovodíku a dalších látek jako jsou například parafíny, olefiny nebo aromatické látky.

Jednou z nejdůležitějších vlastností benzínu je odparnost, která je určena destilační křivkou. Odparnost je určuje ve třech důležitých bodech. První z nich je tzv. 10% bod, což je bod, který popisuje při jaké teplotě se odpaří 10% objemu. Tento bod je významný pro start spalovacího motoru. Běžně zakoupený benzín má bod odparnosti na hodnotě okolo 60 °C, díky kterému automobil nastartuje i při teplotách okolo -20°C. Další bod zkoumaný u benzínu je 50% bod, který je důležitý pro akceleraci a pro rychlost zahřátí spalovacího motoru na provozní teplotu. Poslední sledovaný bod je 95% bod, pokud je hodnota příliš vysoká a překračuje 200°C páry benzínu kondenzují na stěnách válce spalovacího motoru a smývají film, který je tvořen olejem.

Mezi další zkoumané vlastnosti benzínu patří oktanové číslo, které popisuje jak je palivo odolné, při smíšení se vzduchem, vůči detonacím při kompresi uvnitř válce motoru. Oktanové číslo popisuje chování paliva v referenčním motoru vůči chování směsi izooktanu a n-heptanu.

Další charakteristickou vlastností pro benzín je výparné teplo, to udává potřebné množství tepla pro převedení objemové nebo hmotnostní jednotky kapalného paliva do plynné fáze při stejné teplotě. Pokud má palivo velké výparné teplo, zaručí se, že směs se do válce spalovacího motoru dostane chladná, tím sníží teplotu válce a vede ke zvýšení plnicí účinnosti.

Motorová nafta

Motorová nafta je střední frakcí ropy. Destiluje se mezi 180-370°C. Jedná se o směs kapalných uhlovodíků. Mezi základní vlastnosti patří bod vzplanutí, mazivost, filtrovatelnost a cetanové číslo.

Bod vzplanutí je bod, při kterém lze motorovou naftu zapálit. Dolní mez tohoto bodu je 55°C. Pod touto hranicí nejsme schopni přinutit naftu k samovznícení.

U vznětových motorů využíváme mazací schopnost nafty. Pokud nafta nedostatečně maže, můžeme se setkat s následky v podobě špatného chodu motoru, který může vést až k zadření motoru. Pokud bychom zaměnili naftu za benzín, riskujeme prakticky okamžité zadření motoru, protože benzín nemá mazací schopnost

Motorová nafta obsahuje parafíny. Ty mohou při teplotách nižších než 0°C zatuhnout a tím vytvořit v palivovém systému překážku která zhoršuje průtok nafty jednotlivými prvky soustavy. Proto se v letních měsících, kdy se teploty pohybují nad 0°C, vyrábí nafta, která nezaručuje filtrovatelnost pod 0°C, ale její výroba je levnější. Naopak v zimních měsících je vyráběna nafta, jejíž výroba je složitější a dražší, ale zaručuje filtrovatelnost i pod bodem mrazu.

Pro měření cetanového čísla se používá zkušební motor, ten má jeden válec a přímé vstřikování paliva. Referenční paliva jsou cetan s cetanovým číslem 100, a heptamethylnonan s cetanovým číslem 0. Nafta, jejíž cetanové číslo je malé má dlouhý průtah vznícení. Nafta, která má velké cetanové číslo, se naopak rychle vznítí, což způsobuje nedostatečné promísení paliva se vzduchem. Vznícení nafty v blízkosti vstřikovače navíc zvyšuje jeho tepelné namáhání.

Alternativní paliva

Protože zásoby ropy nejsou nevyčerpatelné, hledají automobilky způsoby jak pohánět automobil i na jiná paliva, než jsou ty z ropné produkce. Mezi hlavní alternativní paliva patří CNG, LPG vodík a alkoholy.

LPG- Jedná se zkapalnění ropný plyn, ten se dá získat buď ze zemního plynu, nebo z ropných rafinerií.

CNG- Stlačený zemní plyn, který je v plynovodní síti.

Alkoholy- dají se získat jak přírodně tak i synteticky. Mezi hlavní výhody patří zejména nižší emisní zatížení než při použití benzínu, velká rychlost hoření a vysoká chladicí schopnost. Mezi nevýhody patří zejména to, že na sebe vážou vodu, palivo nedosahuje takového energetického obsahu jako benzín a motory spalující alkohol špatně startují při chladném počasí. [5]

2.4 Vliv provozu spalovacích motorů na životní prostředí

Silniční automobilová doprava je ze všech doprav pro životní prostředí tou nejškodlivější. Mezi hlavní negativní prvky silniční dopravy patří zejména znečištění emisemi vznikající při spalování paliv, hluk, vibrace, případně znečištění vody nebo půdy při dopravních nehodách. Osobní silniční doprava vyprodukuje až 80% emisí oxidu uhličitého, ten sice nemá přímé následky na lidském zdraví, je ale skleníkovým plynem, který má za následek globální oteplování. Proto se úřady snaží u nových automobilů redukovat emise (nejen oxidu uhličitého) a nařizují přísné normy, které musí automobily při homologaci splnit. Tyto normy nutí výrobce automobilů k vývoji a výrobě prvků, které emise vyprodukované automobily snižují

Katalyzátory

Katalyzátory v silničních vozidlech poprvé představila společnost Cadillac v roce 1975. Katalyzátory jsou součástí ve výfukovém potrubí, které pomáhají snížit emise vzniklé spalováním spalovacích motorů. V těle katalyzátoru se přeměňuje oxid dusíku, oxid uhelnatý a uhlovodíky na látky, které nejsou pro životní prostředí tak nebezpečné (vodní pára, dusík, oxid uhličitý). Katalyzátor chemickou reakci nevykonává, pouze ji umožní a urychlí, to se děje díky vzácným kovům (platina, rhodium). Katalyzátory se mohou používat pouze v kombinaci s bezolovnatým benzínem, olovo tyto drahé kovy ničí. Aby mohl katalyzátor umožňovat přeměny škodlivých plynů na bezpečnější, musí být zahrát zhruba na teplotu nad 300°C, proto je po startu automobilu nečinný. Katalyzátory dělíme podle toho, kolik složek je schopný redukovat na dvoucestné, které redukují emise oxidu uhelnatého a uhlovodíků. Třícestné katalyzátory dokáží navíc redukovat i emise NO_x. Aby katalyzátor mohl redukovat emise NO_x, musí pracovat v určitém rozsahu poměru paliva ke vzduchu, což řídí lambda sonda (kyslíkový senzor). Ta snímá poměr

kyslíku a paliva a komunikuje s řídicí jednotkou motoru, čímž udržuje poměr na hodnotách potřebných ke správné funkci katalyzátoru. Moderní katalyzátory redukuje až 97% uhlovodíků 90% oxidů dusíku a 96% oxidu uhličitého.

Filtr pevných částic

Filtry pevných částic se začaly v silničních vozidlech vybavených vznětovým motorem vyskytovat od roku 2000. Od roku 2009, kdy vešla v platnost emisní norma EURO 5 je tímto systémem vybaven každý automobil se vznětovým motorem. Systém funguje jako síto, které je vytvořeno porézním materiálem, na kterém se zachycují jemné karcinogenní prachové částice. Aby nedošlo k zaplnění toho síta, které by mělo za následek ucpání výfukového potrubí, jsou filtry pevných částic při určitém jízdním režimu regenerovány. Regenerace probíhá ve dvou režimech a dělí se na aktivní a pasivní. Pasivní regenerace probíhá, když se teplota výfukových plynů pohybuje okolo 350-500°C, té lze dosáhnout jízdou při vyšším zatížení motoru (vysoké otáčky). Při této teplotě pevné částice zachycené na filtru shoří. Druhá možnost regenerace je tzv. aktivní, ta probíhá, pokud automobil není delší dobu vystaven vyššímu zatížení (například neustálá jízda ve městě) potom motor uměle navýší teplotu výfukových plynů na teplotu okolo 600°C (změna časování ventilů, vyšší průtok paliva a přidáním aditiv) a tím zajistí vypálení a vyčistění filtru pevných částic.

Selektivní katalytická redukce

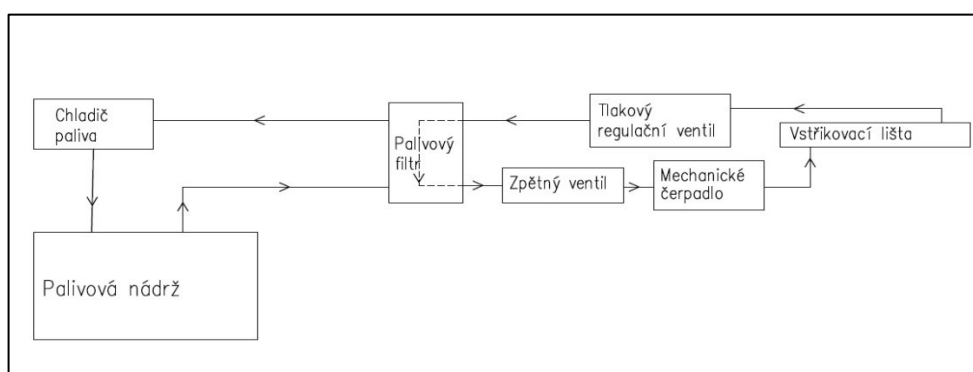
Systém je určen ke snížení škodlivin ve výfukových plynech. Roztok, který je tvořen močovinou, je vstříkovan do výfukového potrubí. Tento roztok poté dopadá na speciální povrch, kde nastane smíšení s plyny, které vychází z filtru pevných částic. Tento děj se děje za vysoké teploty a tak dojde k rozkladu močoviny na čpavek. Čpavek reaguje s oxidy dusíku. Oxid dusíku se pak rozloží na bezpečný dusík a kyslík. Pro roztok močoviny se používá obchodní název AD Blue. Silniční vozidla, vybavené selektivní katalyckou redukcí má speciální nádrž na AD Blue.

2.5 Palivové soustavy a příprava směsi

Palivové soustavy slouží k zabezpečení přívodu paliva z palivové nádrže do spalovacího motoru. To se děje různými konstrukčními provedeními, které popisuje následující kapitola.

2.5.1 Palivová soustava

Palivová soustava zajišťuje, aby se do motoru dostalo palivo z nádrže. Obsahuje několik prvků, které tuto funkci umožňují. Doprava paliva z nádrže do motoru probíhá různými způsoby, dnes nejčastěji pomocí elektrického čerpadla, které nasává palivo z nádrže a čerpá jej do soustavy při tlaku okolo 0,05 MPa a mechanického čerpadla, které je poháněno od motoru. Mechanické čerpadlo dodává potřebný tlak do vstřikovací lišty. Ve starších palivových soustavách se místo mechanického čerpadla a vstřikovací lišty používal karburátor.



Obrázek 2.9: Palivová soustava

Palivová nádrž

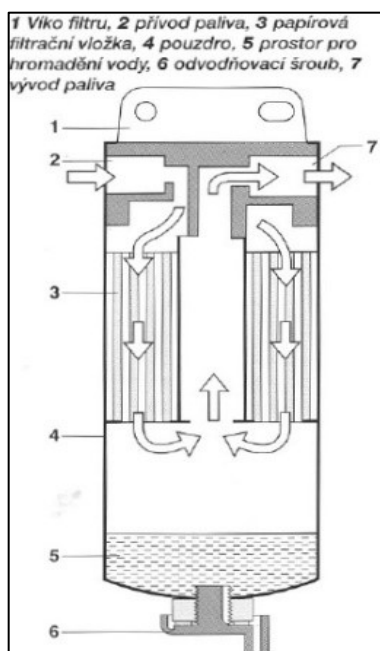
Palivová nádrž slouží jako zásobník paliva pro spalovací motor, obvykle je umístěna v zadní části silničního vozidla. Vyrábí se z různých materiálů jako je například plast, ocel, případně u závodních automobilů nerezová ocel nebo slitiny hliníků. Ve většině automobilů je v nádrži umístěno také elektrické čerpadlo, pro vyčerpávání paliva z nádrže do dalších částí palivového systému a snímač výšky hladiny, díky kterému můžeme sledovat v kabině automobilu aktuální množství paliva v nádrži.



Obrázek 2.10: Palivová nádrž [8]

Palivový filtr

Palivový filtr se obvykle nachází v motorovém prostoru, případně pod nádrží. Primární úkol palivového filtru je zachycování velkých částic obsažených v palivu, čímž tvoří ochranu motoru, protože velké částice mohou způsobit škody na vstřikovacím čerpadle, takových ventilech, nebo na vstřikovacích tryskách. Palivové filtry se vyrábí z kovu nebo z plastu. Pokud je palivový filtr silně zanesen, může způsobovat problémy s přívodem paliva do motoru, které vedou ke snížení výkonu, krouticího momentu a dokonce mohou vést i ke zvýšení spotřeby paliva.



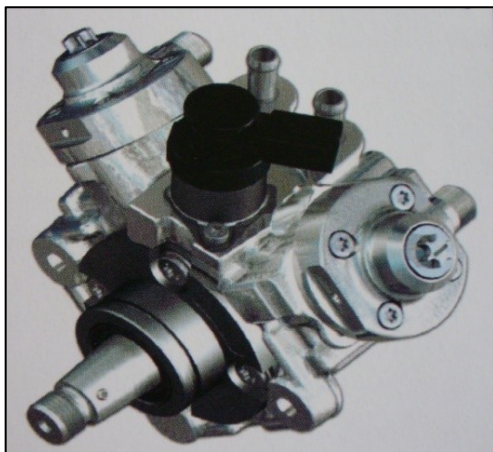
Obrázek 2.11: Řez palivovým filtrem[9]

Zpětný ventil

Jedná se o ventil, který zaručuje, aby palivo po vypnutí motoru nevyteklo z potrubí zpět do palivové nádrže, čímž by došlo k zavzdušnění systému. Ventil se otevírá při tlaku 0,02MPa.

Mechanické čerpadlo

Pro každý typ vstříkování je jiné, u vznětových motorů se může jednat buď o technologii čerpadlo-tryska, nebo o systém Common Rail. U benzínových motorů se s mechanickým čerpadlem setkáme u systémů přímého vstříkování paliva. Všechny systémy jsou popsány v následující kapitole.



Obrázek 2.12: Mechanické čerpadlo Bosch CP4[9]

Vstříkovací lišta

Zařízení rozdělující palivo do jednotlivých válců spalovacího motoru. Záleží na typu přípravy směsi paliva. Může být: Jednobodové vstříkování, vícebodové vstříkování, přímé vstříkování paliva u zážehových motorů, nebo systém Common Rail, případně čerpadlo tryska u vznětových motorů.

Tlakový regulační ventil

Udržuje tlak ve zpětné větvi na konstantní hodnotě 0,1 MPa.

Chladič paliva

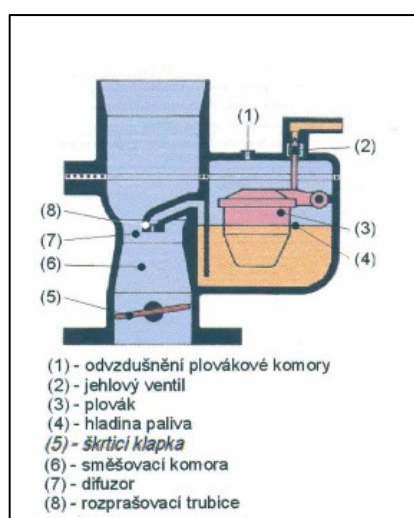
Z důvodu vysokých tlaků v soustavě může být palivo zahřáto na vysokou teplotu, která může mít negativní vliv na palivovou nádrž, elektrické čerpadlo a měřicí ústrojí v palivové nádrži a proto je v palivové soustavě namontován chladič, který zaručí ochlazení paliva

2.5.2 Příprava směsi

Karburátor

Jedná se o dnes již zastaralý a zřídka používaný systém přívodu směsi paliva a vzduchu do válce spalovacího motoru.

Karburátor se skládá ze dvou hlavních částí a to plovákové komory a hrdla karburátoru. V plovákové komoře je jehlový ventil, který řídí přívod paliva a samotný plovák, který zajišťuje stálou hladinu paliva. Plováková komora je doplněna odvodušněním. Hrdlo karburátoru obsahuje další části nezbytné pro správnou funkci karburátoru: škrťací klapku, směšovací komoru, difuzor a rozprašovací trubici. Karburátor funguje díky podtlaku, který vytvoří píst pohybující se z horní úvratě do dolní úvratě. Při tomto pohybu se v difuzoru, kde je nejvyšší rychlost vzduchu a podtlak nasává palivo z plovákové komory rozprašovací tryskou, čímž vznikne zápalná směs. Poloha škrťací klapky řídí množství průtoku vzduchu a tím i průtoku zápalné směsi. Správné seřízení karburátoru má vliv na vznik emisí (tím i spotřebu) rychlost a zrychlení. [5]



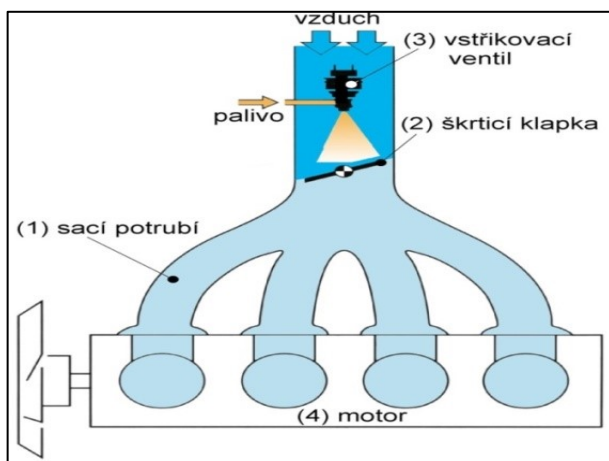
Obrázek 2.13: Karburátor[5]

Vstřikovací jednotky

Vstřikovací jednotky nahrazují funkci karburátoru, oproti kterým mají jednu zásadní výhodu a to tu, že lze plynule měnit dávku paliva v závislosti na součiniteli přebytku kyslíku. Základním prvkem vstřikovacích jednotek je vstřikovač, který dávkuje palivo tak, aby byla zaručena hospodárnost. Dávkování paliva může být buď do prostoru sání, kde směs vzniká mimo spalovací prostor (nepřímé vstřikování) nebo přímo do spalovacího prostoru (přímé vstřikování).

Jednobodové nepřímé vstřikování paliva zážehových motorů

Palivo je vstřikování jedním vstřikovacím ventilem společným pro všechny válce motoru do komory škrtecí klapky. Vstřikovací ventil je umístěn před škrtecí klapkou, kde se palivo směšuje se vzduchem a tvoří zápalnou směs, která proudí sacím potrubím do jednotlivých válců motoru. Mezi výhody tohoto způsobu vstřikování se řadí jednoduchá konstrukce, nevýhodou je zejména nerovnoměrné rozdělení směsi, ke kterému dochází z důvodu různě dlouhého sacího potrubí.

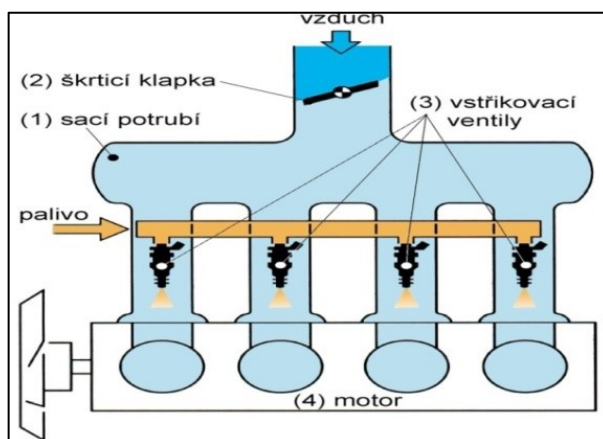


Obrázek 2.14: Jednobodové nepřímé vstřikování paliva[10]

Vícebodové nepřímé vstřikování paliva zážehových motorů

Oproti jednobodovému vstřikování paliva má vícebodové vstřikování jinou polohu vstřikovacích ventilů. Vstřikovací ventily jsou umístěny za škrtecí klapku. Každý z válců

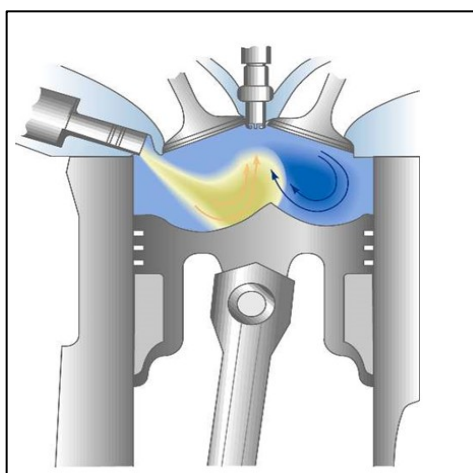
má svůj vstříkovací ventil a díky tomu můžeme přesně řídit dávku paliva a nedochází k nerovnoměrnému rozdělení směsi jako u vstříkovaní jednobodového.



Obrázek 2.15: Vícebodové vstříkování paliva[10]

Přímé vstříkování paliva zážehových motorů

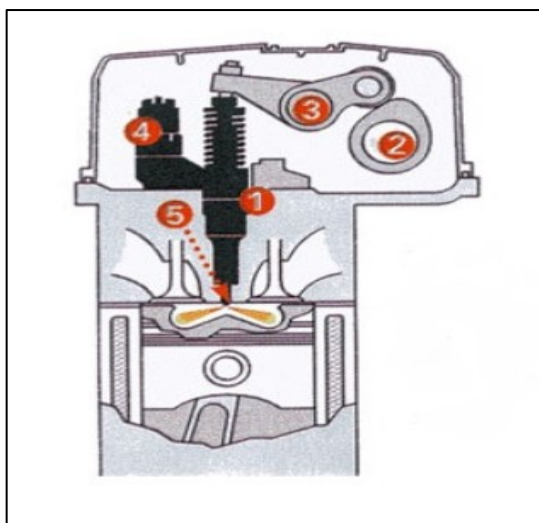
Tento typ přípravy směsi poprvé použila automobilka Mitsubishi v roce 1997. Základní výhodou přímého vstříkovaní je snížení spotřeby v rozmezí 5-40% dle zatížení motoru a trvalé snížení emisí CO₂. V systému s přímým vstříkovaním paliva musí být použito vysokotlaké čerpadlo, které dodá do zásobníku potřebný tlak (5-10MPa), palivo je poté ve správný okamžik pomocí elektromagnetického ventilu vstříknuto přímo do spalovacího prostoru. Při použití přímého vstříkovaní do válce motoru je upraven tvar pístu tak, aby došlo k nejlepšímu promísení paliva se vzduchem, čímž vznikne zápalná směs.



Obrázek 2.16: přímé vstříkování paliva[10]

Přímé vstřikování vznětových motorů Systém čerpadlo – tryska (PD)

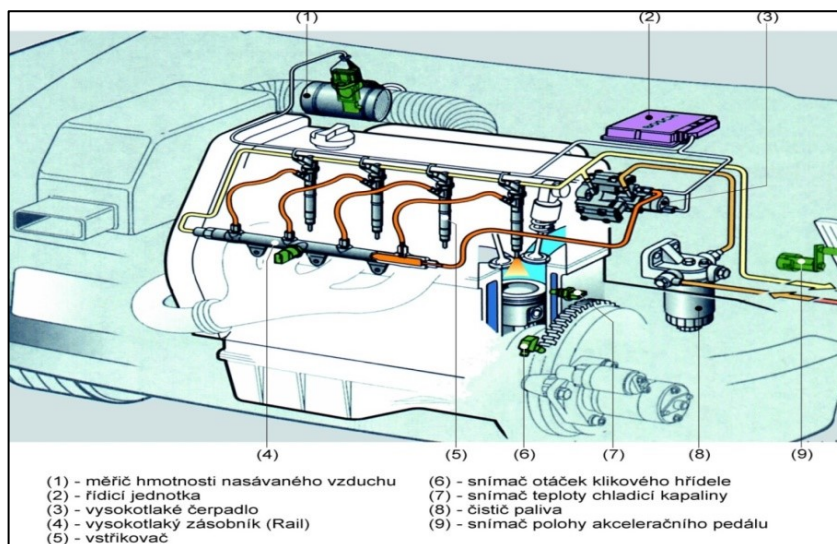
Jedná se o systém přímého vstřikování paliva. Každý válec má svou jednotku, která je uložena v hlavě válce motoru, složenou z čerpadla a trysky. Tento systém umožňuje vstřikovat palivo při tlaku 200MPa. Systém se vyznačuje zvýšením točivého momentu a výkonu při nižší spotřebě paliva. Systém čerpadlo – tryska byl vyvinutý společností Bosch, jediný výrobce automobilů používající tento typ vstřikování paliva byl koncern Volkswagen. Dnes se již u nových automobilů nepoužívá a je nahrazen systémem common rail.



Obrázek 2.17: Vstřikovací jednotka čerpadlo tryska (PD) [9]

Přímé vstřikování vznětových motorů systém Common rail

Systém Common rail patří mezi dnes nejběžnější a nejpoužívanější systém vstřikování paliva u naftových motorů. Jedná se o systém přímého vstřikování paliva. Mezi hlavní výhody tohoto systému patří vstřikování paliva do válce pod velkým tlakem dnes až 250MPa, který umožní zvýšení výkonu, točivého momentu a zároveň snížení spotřeby. Palivo je čerpáno z nízko tlakové větve k vysokotlakovému čerpadlu, které palivo tlakuje do zásobníku. Z něj je pak palivo rozvedeno k jednotlivým vstřikovačům umístěným na každé hlavě válců spalovacího motoru.



Obrázek 2.18: Vstříkovací systém common rail[10]

3 Návrh metodiky měření

V této kapitola bych chtěl představit návrhy na metodiku řešení dané problematiky. Pro všechny druhy měření bude sloužit jako porovnávací hodnota, kterou zobrazuje palubní počítač a spotřeba, která je udávána v technickém průkazu silničního vozidla, tedy spotřeba, vypočtená z emisí CO₂ při jízdě dle cyklu NEDC.

Při každé z navrhnutých metodik sledujeme tyto veličiny

- Ujetou vzdálenost
- Čas jízdy
- Průměrnou rychlost

Pro ověření metodik, je vhodné opakovat minimálně jeden jízdní cyklus a tím ověřit, zda se naměřené hodnoty dají porovnat. Jízda samozřejmě nemůže být naprosto stejná, ale naměřené hodnoty by měli být podobné. Tímto pokusem se dá ověřit, zda jsou metodiky a instalace měřících zařízení správné.

3.1 Návrh trasy

Pro každý způsob měření navrhne trasu, která odpovídá různým režimům jízdy. Jedná se o trasy zahrnující městský provoz, mimoměstský provoz a kombinovaný provoz. Při městském provozu se setkáváme s neplynulou jízdou a mnoha zastaveními maximální rychlost se pohybuje do 50 km/h, proto uvažujeme průměrnou rychlost okolo 30 km/h. Spotřeba v tomto režimu jízdy by měla být nejvyšší. Trasa pro mimoměstský jízdní režim obsahuje zejména přejezdy mezi obcemi, případně průjezdy obcemi, což většinou znamená zvýšení plynulosti jízdy a tím i snížení spotřeby paliva. Maximální rychlost tohoto jízdního režimu je 90km/h a průměrná rychlost se pohybuje okolo 45km/h. Kombinovaný jízdní režim se skládá jak z kombinace těchto dvou jízdních režimů. Trasa obsahuje jak přejezdy mezi obcemi tak i průjezdy obcemi a městy. Maximální rychlost tohoto jízdního režimu může být až 90km/h a průměrná rychlost se pohybuje okolo 45Km/h

3.2 Metoda č. 1 - vážení silničního vozidla

Jedná se o nejjednodušší metodiku pro měření spotřeby paliva, silniční vozidlo stačí pouze před jízdou zvážit. Po projetí jízdního režimu silniční vozidlo opět zvážíme a

úbytek hmotnosti silničního vozidla přepočítáme na spotřebu paliva. Tato metodika není ovšem přesná. Do měření se může promítnout spousta vnějších vlivů jako například odpadnutí nečistot z podvozku silničního vozidla, případně úbytek provozních kapalin jako je například olej, nebo voda do ostříkovačů. Před vlastním měřením je tedy vhodné silniční vozidla umýt a při průběhu měření nepoužívat zařízení, která mohou snížit hmotnost vozidla.

Sledovaná veličina:

- Hmotnost silničního vozidla [kg]

Výpočet hmotnostního úbytku

$$\Delta m = m_{a1} - m_{a2} [kg] \quad (3.1)$$

m_{a1} -Hmotnost automobilu před jízdou [kg]

m_{a2} -Hmotnost automobilu po jízdě [kg]

Výpočet spotřeby paliva z hmotnostního úbytku

$$S_p = \frac{\Delta m}{\rho} \cdot 10^3 [l] \quad (3.2)$$

Δm_p -rozdíl hmotnosti [Kg]

ρ - Hustota paliva- pro naftu $840 \frac{kg}{m^3}$

Výpočet průměrné spotřeby

$$\emptyset S_p = \frac{S_p}{l} \cdot 100 \left[\frac{l}{100km} \right] \quad (3.3)$$

l - ujetá vzdálenost

Nejistota měření typu B – dle stupnice měřidla

$$U_{b0} = \frac{n}{k} [kg] \quad (3.4)$$

n- Nejmenší díl stupnice daného přístroje

k-koeficient pro dané rozdělení pravděpodobnosti, pro normální rozdělení $2 \cdot \sqrt{3}$

Přepočet nejistoty měření z kilogramů na litry

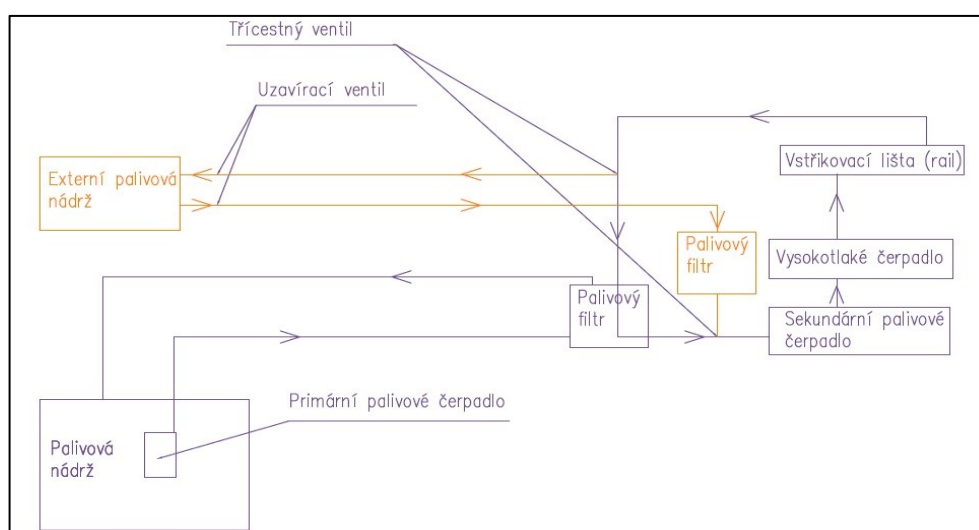
$$U_b = \frac{U_{b0}}{\rho} \cdot 10^3 [l] \quad (3.5)$$

3.3 Metoda č. 2 - Vážení externí nádrže

Podobně jako u vážení celého silničního vozidla i tato metodika je založena na hmotnostním úbytku paliva. Do palivové soustavy silničního vozidla se zabuduje nová větev obsahující externí nádrž. Palivová větev musí být navrhnutá tak, aby bylo možno jednoduše externí nádrž odpojit od silničního vozidla a zvážit ji. Při každém měření vážíme externí nádrž před a po jízdě. Hmotnostní úbytek poté přepočítáme na množství spotřebovaného paliva.

Sledovaná veličina:

- Hmotnost externí nádrže [kg]



Obrázek 3.1: Zapojení externí palivové nádrže

Výpočet spotřeby paliva z hmotnostního úbytku

$$\Delta m = m_{n1} - m_{n2} [kg] \quad (3.6)$$

m_{n1} -Hmotnost externí nádrže před jízdou [kg]

m_{n2} -Hmotnost externí nádrže po jízdě [kg]

Výpočet spotřeby paliva z hmotnostního úbytku- dle rovnice 3.2

Výpočet průměrné spotřeby- dle rovnice 3.3

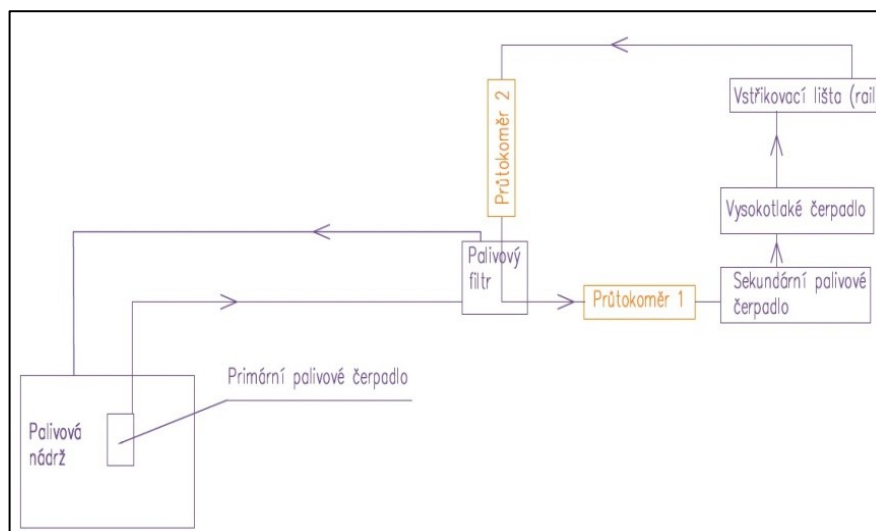
Nejistota měření typu B - dle rovnice 3.4

3.4 Metoda č. 3 - Diferenciální metoda

Do palivového systému silničního vozidla zapojíme dva průtokoměry. Jeden průtokoměr bude zapojen do větve, která přivádí palivo do spalovacího motoru, druhý bude zapojen do vratné větve. Průtokoměry během jízdy silničního vozidla měří množství paliva, které vteče do spalovacího motoru a množství paliva které teče vratnou větví zpět do nádrže. Pokud tyto dvě hodnoty od sebe odečteme, získáme úbytek paliva. Ten bude odpovídat množství paliva, které spalovací motor spotřebuje při dané jízdě.

Sledovaná veličina:

- Tok paliva [l]



Obrázek 3.2: Zapojení průtokoměrů do palivové soustavy

Výpočet spotřeby paliva z rozdílů toku paliva na průtokoměrech

$$S_p = P_{r1} - P_{r2} [l] \quad (3.7)$$

P_{r1} -Stav na průtokoměru 1 - ve směru do spalovacího motoru [l]

P_{r2} -Stav na průtokoměru 2 - ve vratné větvi [l]

Výpočet průměrné spotřeby- dle rovnice 3.3

Kalibrace průtokoměrů

Pro ověření správné funkce průtokoměrů je vhodné je kalibrovat průtokoměry. Kalibraci provedeme pokusem s odměrným válcem. Do odměrného válce nalijeme přesně litr měřeného media, ten nalijeme do průtokoměru a zobrazenou hodnotu zapíšeme. Tento pokus desetkrát opakujeme. Následně vypočítáme nejistotu měření typu A.

Výpočet aritmetického průměru

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n x_i \quad (3.8)$$

Výpočet nejistoty měření typu A

$$u_{Ax} = \sqrt{\frac{1}{n \cdot (n-1)} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}$$

(3.9)

Nejistota měření typu B

Výrobce uvedená nepřesnost měřidla: $\mp n$

$$P = \mp n \cdot P_r [l]$$

(3.10)

P_r - Hodnota naměřená na průtokoměru

P - Přesnost měření

$$U_b = \frac{P}{k} [l]$$

(3.11)

k -koeficient pro dané rozdělení pravděpodobnosti, pro normální rozdělení $2 \cdot \sqrt{3}$

Výsledná nejistota měření jednoho průtokoměru

$$U_{c1} = \sqrt{U_a^2 + U_b^2} [l]$$

(3.12)

Výsledná nejistota měření

$$U_c = \sqrt{U_{c1}^2 + U_{c1}^2} [l]$$

(3.13)

4 Realizace měření pro vybrané silniční vozidlo

V následující kapitole představím silniční vozidlo, u kterého bude probíhat měření spotřeby paliva, představím vlastní realizaci měření včetně výsledků. V této kapitole si ověřím, zda navržené metodiky budu moci použít v praxi.

4.1 Měřené vozidlo VW Passat Variant

Pro měření a porovnání různých metod měření reálné spotřeby paliva jsem zvolil náš rodinný vůz Volkswagen Passat Variant 4motion. Jedná se o automobil se čtyřválcovým vznětovým motorem o zdvihovém objemu 1968 cm³ a výkonu 103 kW a pohonem všech čtyř kol, který zajišťuje mezinápravová spojka Haldex. Pohotovostní hmotnost tohoto silničního vozidla je 1971kg. V době provádění vlastního měření mělo toto silniční vozidlo najeto 271 021 km a bylo po garanční kontrole u autorizovaného dealera Volkswagen. Letní pneumatiky Nokian Line XL, byly nahuštěny na tlak udávaný výrobcem silničního vozidla pro zatížení silničního vozidla jedním člověkem tj. 2,5 bar na přední nápravu a 2,5 bar na zadní nápravu.

Tabulka 4.1: Hodnoty spotřeby v daných jízdních režimech udávané dle EHK 101

Spotřeby udávané v technickém průkazu dle EHK 101	
Jízdní režim	Spotřeba udávána výrobcem
Městský provoz	7,7 L/100km
Mimoměstský provoz	5,1 L/100km
Kombinovaný provoz	6,1 L/100km

4.2 Vlastní měření

Měření bylo prováděno ve třech jízdních režimech odpovídajících spotřebám uvedených v technickém průkazu. Pro porovnání výsledků měření sloužila hodnota spotřeby, kterou naměřil palubní počítač.

4.2.1 Volba trasy

Trasa byla rozdělena do 3 jízdních režimů, tak jako se udává v technickém průkazu silničního vozidla tj. Městský cyklus mimoměstský cyklus a kombinovaný cyklus. Zápis trasy byl proveden telemetrickou jednotkou Racelogic Performance box (Příloha A). Pro mé využití byly z jednotky vyčteny údaje o přesné GPS poloze pro záznam trasy, ujetá vzdálenost a čas jízdy. Měření probíhalo ve městě Zlín a jeho okolí. Počátek měření byl situován do obce Želechovice nad Dřevnicí.



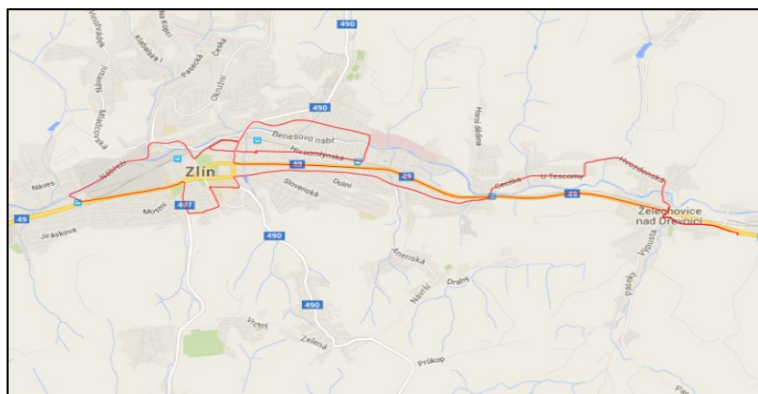
Obrázek 4.1: Telemetrie Racelogic Performance box

Městský cyklus

Městský cyklus začínal v obci Želechovice nad Dřevnicí, následoval přejezd do města Zlín. Ve Zlíně jsem najezdil asi 22 km a poté následoval přesun zpět do obce Želechovice nad Dřevnicí. Pro zpáteční cestu z města Zlín jsem volil průjezd průmyslovou zónou Příluk. Průměrná rychlost městského cyklu byla 32 km/h. Převýšení zvolené trati je minimální. Celkový čas měření byl 49 minut.

Tabulka 4.2: Charakteristiky městského cyklu

Městský cyklus				
průměrná rychlost [km/h]	počet zastavení [-]	maximální rychlost [km/h]	doba jízdy [min]	délka trasy [km]
32	18	78	49	26,5



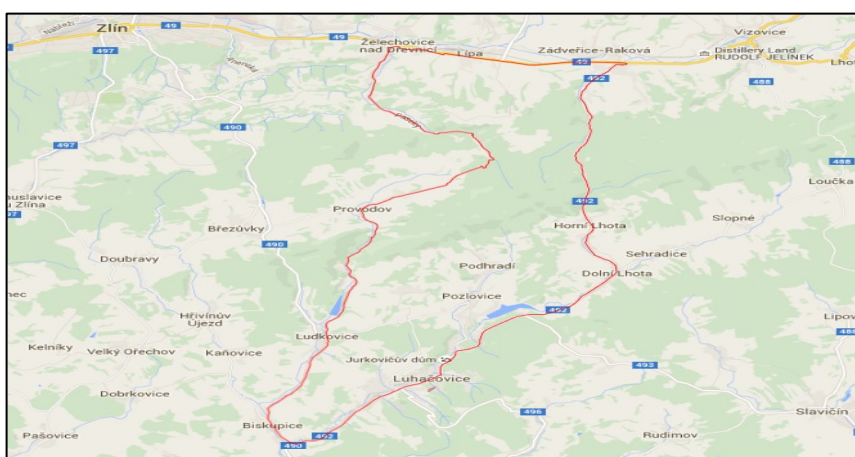
Obrázek 4.2: GPS záznam městského cyklu

Mimoměstský cyklus

Pro trasu mimoměstského cyklu byl zvolen okruh začínající v Želechovicích nad Dřevnicí. Následoval přejezd a průjezd městem Luhačovice, následoval průjezd obcemi Biskupice, Ludkovice a Provodov. Tento mnou zvolený cyklus měl poměrně velké převýšení. Celková doba jízdy byla 41 minut a průměrná rychlost 60km/h.

Tabulka 4.3: Charakteristiky mimo městského cyklu

Mimo městský cyklus				
průměrná rychlost [km/h]	počet zastavení [-]	maximální rychlost [km/h]	doba jízdy [min]	délka trasy [km]
60	2	101	44	45,17



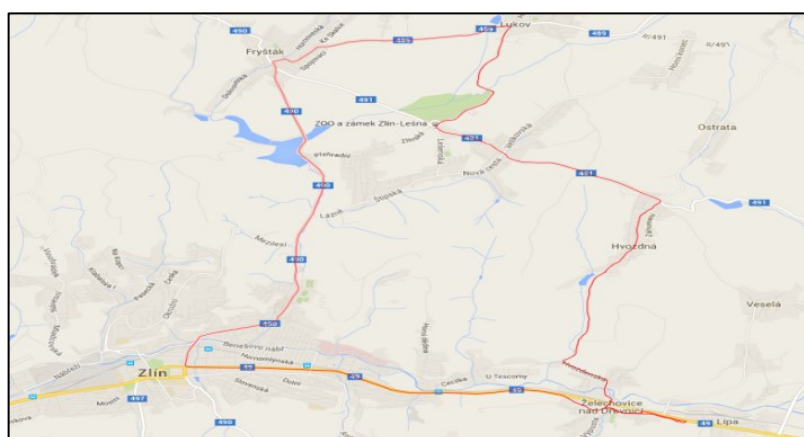
Obrázek 4.3: GPS záznam mimoměstského cyklu

Kombinovaný cyklus

Trasa kombinovaného cyklu vedla přes obce Hvozdná, Štípa a Lukov, následoval průjezd městem Fryšták a Zlín. Zhruba třetina trasy vedla po městech. Převýšení na této trase nebylo nijak velké. Celková ujetá dráha kombinovaného cyklu byla 30,36km. Průměrná rychlost byla 44km/h a čas jízdy byl 41 min.

Tabulka 4.4: Charakteristiky kombinovaného cyklu

Kombinovaný cyklus				
průměrná rychlost [km/h]	počet zastavení [-]	maximální rychlost [km/h]	doba jízdy [min]	délka trasy [km]
44	15	102	41	30,36

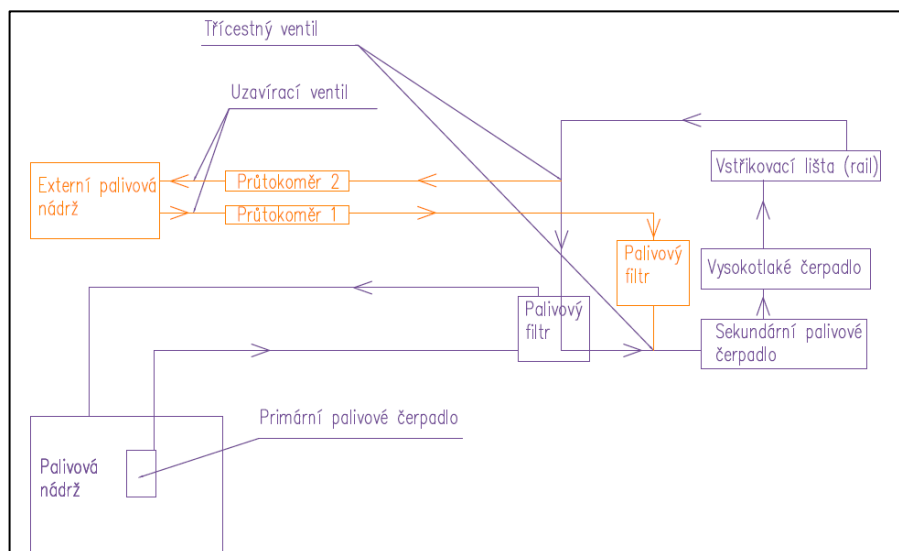


Obrázek 4.4: GPS záznam kombinovaného cyklu

4.2.2 Příprava vozidla

Měření probíhalo u všech metodik současně z důvodu porovnání metodik mezi sebou. Do silničního vozidla Volkswagen Passat, jsem nainstaloval pro ověření navrnutých metodik měření přídatnou palivovou větev, dle mnou vytvořeného schématu. Instalace začínala v kufru silničního vozidla. Do něj byla vložena nová palivová nádrž, kterou jsem zabezpečil upínacím pásem proti nechtěnému pohybu, případně její převrácení. Následovala instalace průtokoměrů a hadic. Hadice byly instalovány stejně, jako hadice původní hadice tzn. kolem palivové nádrže protaženy na podvozek a následně po něm přivedeny do motorového prostoru. V motorovém prostoru proběhla instalace

za palivový filtr. Volba za palivovým filtrem byla provedena proto, aby nebyl ovlivněn výsledek měření nestálou hladinou v palivovém filtru. Následovala instalace ventilů v motorovém prostoru. Ventily byly připojeny za palivový filtr na větev vedoucí do motoru a vedoucí z motoru vždy tak, aby bylo možné přepnutím ventilu změnit přívod paliva do motoru a tím přepínat mezi sériovou a externí nádrží (Příloha B)



Obrázek 4.5: Zapojení přídavné větve do palivové soustavy

4.2.3 Měření

Měření probíhalo v dílnách společnosti BV auto Zlín v Želechovicích nad Dřevnicí. Před každou jízdou jsem silniční vozidlo zvažil. Poté následovalo odpojení externí nádrže z palivového systému a její zvažení. Externí nádrž, jsem poté opět zapojil do palivového systému a vynuloval jsem průtokoměry. Následovalo zapojení systému Racelogic a samotná jízda v daném cyklu. Po jízdě jsem zapsal stav průtokoměrů a vynuloval je pro další jízdu, opět silniční vozidlo zvažil, odpojil nádrž a zvažil ji.



Obrázek 4.6: Vážení silničního vozidla

Tabulka 4.5: Výsledky měření vážením silničního vozidla

Vážení silničního vozidla		
	jízda	hmotnost vozidla [kg]
počátek	Město	1699,50
konec		1697,00
počátek	mimo město	1696,50
konec		1693,50
počátek	Kombinovaná	1696,00
konec		1694,50

Tabulka 4.6: Výsledky měření vážením externí nádrže

Vážení externí nádrže		
	jízda	hmotnost nádrže [kg]
počátek	Město	23,00
konec		21,20
počátek	mimo město	21,20
konec		19,00
počátek	Kombinovaná	22,10
konec		20,50

Tabulka 4.7: Výsledky měření diferencí průtokoměrů

Měření diferenciální metodou			
	jízda	tok do Motoru [l]	tok z Motoru [l]
počátek	město	0,00	0,00
konec		112,59	110,01
počátek	mimo město	0,00	0,00
konec		99,39	96,59
počátek	kombinovaná	0,00	0,00
konec		87,99	85,75

4.2.4 Vyhodnocení

Výpočet rozdílu hmotností při vážení silničního vozidla

$$\Delta m_v = m_{a1} - m_{a2} = 1699,5 - 1697 = 2,5 \text{ kg}$$

Výpočet rozdílu hmotností při vážení externí nádrže

$$\Delta m_n = m_{n1} - m_{n2} = 23 - 21,2 = 1,8 \text{ kg}$$

Výpočet rozdílu průtokoměrů

$$\Delta P_r = P_{r1} - P_{r2} = 112,59 - 110,01 = 2,58 \text{ l}$$

Výpočet spotřeby paliva z hmotnostního úbytku

$$S_p = \frac{\Delta m_p}{\rho} \cdot 10^3 = \frac{2,5}{840} \cdot 10^3 = 2,98 \text{ l}$$

Výpočet průměrné spotřeby

$$\phi S_p = \frac{S_p}{l} \cdot 100 = \frac{2,98}{26,5} = 11,23 \frac{\text{l}}{100 \text{ km}}$$

Tabulka 4.8: Výsledné hodnoty spotřeby diferencí průtokoměrů

Diference průtokoměrů				
	jízda	Δ průtoku [l]	Délka trasy [km]	průměrná spotřeba [l/100km]
počátek	Město	2,58	26,50	9,73
konec				
počátek	mimo město	2,80	45,17	6,19
konec				
počátek	Kombinovaná	2,24	30,36	7,37
konec				

Tabulka 4.9: Výsledné hodnoty spotřeby vážením silničního vozidla

Vážení silničního vozidla					
	jízda	Δ hmotnosti [kg]	Délka trasy [km]	spotřeba v litrech paliva [l]	průměrná spotřeba [l/100km]
počátek	Město	2,50	26,50	2,98	11,23
konec					
počátek	mimo město	3,00	45,17	3,57	7,91
konec					
počátek	Kombinovaná	1,50	30,36	1,79	5,88
konec					

Tabulka 4.10: Výsledné hodnoty spotřeby vážením externí nádrže

Vážení externí nádrže					
	jízda	Δ hmotnosti [kg]	délka trasy [km]	spotřeba v litrech paliva [l]	průměrná spotřeba [l/100km]
počátek	Město	1,80	26,50	2,14	8,09
konec					
počátek	mimo město	2,20	45,17	2,62	5,80
konec					
počátek	Kombinovaná	1,60	30,36	1,90	6,27
konec					

Nejistota měření typu A

Tabulka 4.11: Výpočet aritmetického průměru

kalibrace průtokoměrů		
pokus	průtokoměr 1	průtokoměr 2
1	1,23	1,15
2	1,14	1,23
3	1,17	1,15
4	1,16	1,12
5	1,16	1,24
6	1,18	1,09
7	1,19	1,25
8	1,18	1,15
9	1,12	1,20
10	1,16	1,04
aritmetický průměr	1,17	1,16

Tabulka 4.12: Nejistota měření typu A

Nejistota typu A pro průtokoměry			
u_a	x_i	$\frac{1}{n \cdot (n - 1)}$	$\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2$
0,084267431	1,17	0,9	0,01
0,195760724	1,16	0,9	0,04258

Nejistota měření typu B

Výrobce průtokoměrů uvádí nepřesnost měření $\mp 0,5\%$

$$P = \mp 0,005 \cdot P_r = 0,005 \cdot 130,8 = 0,654 \text{ l}$$

$$U_b = \frac{P}{k} = \frac{0,654}{2 \cdot \sqrt{3}} = 0,189 \text{ l}$$

Výsledná nejistota měření jednoho průtokoměru

$$U_{c1} = \sqrt{U_a^2 + U_b^2} = \sqrt{0,084^2 + 0,189^2} = 0,207 \text{ l}$$

Výsledná celková nejistota měření

$$U_c = \sqrt{U_{c1}^2 + U_{c2}^2} = \sqrt{0,207^2 + 0,270^2} = 0,340 \text{ l}$$

Tabulka 4.13: Nejistoty měření pro diferenciální metodu

Výsledné nejistoty pro diferenciální metodu						
U_{a1}	U_{b1}	U_{c1}	U_{a2}	U_{b2}	U_{c2}	U_c
0,084	0,189	0,207	0,196	0,186	0,270	0,340
0,084	0,167	0,187	0,196	0,163	0,255	0,316
0,084	0,148	0,170	0,196	0,145	0,243	0,297

Nejistota měření při vážení silničního vozidla a externí nádrže

$$u_b = \frac{n}{k} = \frac{0,5}{2 \cdot \sqrt{3}} = 0,144 \text{ kg}$$

Tabulka 4.14: Nejistota měření pro metodu vážení silničního vozidla

nejistota měření pro metodu vážení silničního vozidla			
jízda	nejistota měření [kg]	nejistota měření [l]	Spotřeba paliva [l]
1	0,144	0,172	11,23±0,17
2	0,144	0,172	7,91±0,17
3	0,144	0,172	5,88±0,17

Tabulka 4.15: Nejistota měření pro metodu vážení externí nádrže

nejistota měření pro metodu vážení externí nádrže			
jízda	nejistota měření [kg]	nejistota měření [l]	Spotřeba paliva [l]
1	0,029	0,034	8,09±0,4
2	0,029	0,034	5,8±0,4
3	0,029	0,034	6,27±0,4

Tabulka 4.16: Výsledné spotřeby v daných jízdních režimech

Naměřené spotřeby paliva					
Režim jízdy	Diference průtokoměrů [l/100km]	vážení vozidla [l/100km]	vážení nádrže [l/100km]	Palubní počítač [l/100km]	Spotřeba dle EHK 101 [l/100km]
Městský cyklus	8,27±0,34	11,23±0,17	8,09±0,4	6,50	7,7
mimoměstský cyklus	5,63±0,32	7,91±0,17	5,80±0,4	5,30	5,1
kombinovaný cyklus	6,49±0,29	5,88±0,17	6,27±0,4	5,80	6,1

4.3 Ověření správnosti měření

Pro ověření správnosti metodiky měření jsem opakoval kombinovaný cyklus. Protože se vážení celého silničního vozidla ukázalo jako neprůkazné, test jsem opakoval bez této metodiky měření. Trasa odpovídala přesně jízdě kombinovaného cyklu. Při kontrolním měření byla jízda plynulejší a tak byla průměrná rychlost 48km/h, doba jízdy byla 31 minut a průměrná spotřeba dle palubního počítače 5,7 l/100km.

Tabulka 4.17: Výsledky kontrolního měření

Kontrolní měření			
režim jízdy	diference průtokoměrů [l/100km]	vážení externí nádrže [l/100km]	MFD [l/100km]
kombinovaný cyklus	6,31±0,22	6,1±0,4	5,7

Údaje uvedené v tabulce se liší od hodnoty zobrazené na multifukčním displeji zhruba o stejnou hodnu jako při prvním měření, tímto pokusem jsem si ověřil, že metodika měření je správná a naměřené hodnoty jsou reálné.

5 Zhodnocení a doporučení

V této kapitole představím doporučení pro snížení spotřeby při řízení silničního vozidla, srovnám naměřené hodnoty s hodnotami z palubního počítače.

5.1 Porovnání naměřených hodnot s hodnotami z palubního počítače

Funkce palubního počítače

Průměrná spotřeba zobrazená na palubním počítači je vypočítána ze spotřeby paliva závislé na dvou veličinách. Řídící jednotka sleduje tlak paliva a z něj vypočítá dávku paliva za jednotku času. Další sledovanou veličinou při výpočtu spotřeby paliva je ujetá vzdálenost, kterou opět sleduje za jednotku času. Řídící jednotka díky sledování těchto dvou veličin vypočítá aktuální spotřebu paliva. Tyto údaje se zaznamenávají do paměti a poté z nich řídící jednotka vypočítá průměrnou spotřebu paliva. Palubní počítač využívá dvě paměti, kdy jedna slouží pro aktuální jízdu vozidla a zobrazená spotřeba paliva je závislá na aktuální jízdě. Tento údaj je nulován při vypnutí zapalování. Druhá paměť je určena pro záznam průměrné spotřeby při dlouhodobém sledování. K vynulování dlouhodobých údajů dojde buď po ujetí 10 000 km, celkové době jízdy delší než 100 hodin, spotřebování více než 1000 litrů paliva, nebo lze palubní počítač vynulovat manuálně.

Aktualizace aktuální spotřeby probíhá jedenkrát za 2 sekundy. Pokud automobil stojí, ukazuje palubní počítač spotřebu v litrech za hodinu, tato hodnota je závislá na aktuálním využití pomocných pohonů, jako je například klimatizace. Pokud během stání například potočíme koly silničního vozidla, palubní počítač ukáže aktuální spotřebu vyšší než při nevyužívání posilovače řízení.

Porovnání hodnot

Pokud porovnáme hodnoty zobrazující palubní počítač při daných jízdních cyklech a měření zjistíme, že odchylka palubního počítače se pohybuje zhruba okolo 0,5-1 litru paliva na 100 km, přičemž záleží na jízdním režimu. U mimoměstského a kombinovaného cyklu odpovídal rozdíl mezi hodnotou z palubního počítače zhruba 0,5 litru paliva. Při jízdě ve městě byl tento rozdíl větší a to asi 1,5 litru. Tento rozdíl byl zapříčiněn přejezdem

do obce Želechovice nad Dřevnicí. Při tomto přejezdu byla jízda plynulá a bylo vysledováno, že palubní počítač snížil a spotřebu zhruba o 0,8l. Doporučení k použití metodik

5.2 Doporučení vzhledem ke spotřebě paliva silničních vozidel

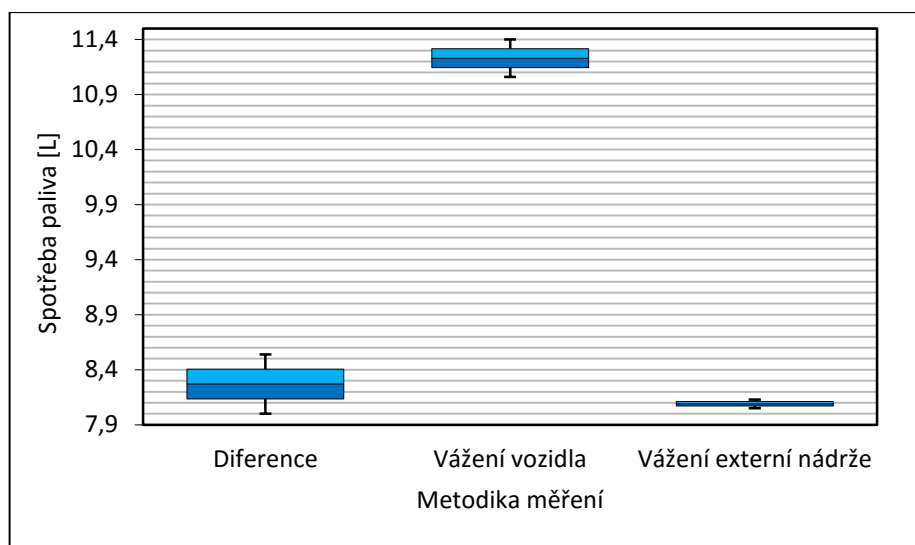
Dynamika jízdy silničního vozidla je parametr, který ovlivňuje výslednou spotřebu paliva nejvíce. Pokud bychom do silničního vozidla posadili pět různých lidí a nechali je objet stejnou dráhu, spotřeba paliva bude rozdílná v závislosti na stylu řízení každé osoby.

Základní předpoklad pro snížení spotřeby paliva je udržení plynulosti jízdy. Pokud budeme chtít snížit spotřebu paliva, měli bychom se vyhnout prudkým akceleracím, ty znamenají vyšší průtok paliva do spalovacího motoru a tím i zvýšení aktuální a průměrné spotřeby paliva. Pokud se pohybuje silničním vozidlem ze spádu, necháme zařazený rychlostní stupeň, čímž jednak využijeme chod motoru pro brždění (neopotřebovávají se brzy) a zároveň spalovací motor nevyužívá k chodu palivo, čímž snížíme spotřebu paliva. Pokud bychom zařadili neutrální, spalovací motor by udržoval volnoběžné otáčky, při kterých palivo spotřebovává. Z hlediska snížení spotřeby paliva je vhodné motor udržovat v ideálních pracovních otáčkách. Nevytáčet motor zbytečně a spíše se snažit využívat maximální krouticí moment, namísto maximálního výkonu. U nepřepřehovaných motorů je výhodné jezdit v pásmu od 2000-3500 otáček za minutu. Přepřehované motory mají nejvyšší krouticí moment v pásmu okolo 1850-2500 otáček za minutu.

Ke snížení spotřeby paliva mohou vést i vlivy, které nejsou vázány na dynamiku jízdy. Pro snížení spotřeby paliva je žádoucí snížení vozidlových odporů. Snížení valivého odporu lze provést správným nahuštěním pneumatik na hodnoty, které udává výrobce. Vzdušný odpor v zásadě snížit nelze, avšak můžeme na silniční vozidlo namontovat například nosiče jízdních kol, nebo střešní box. Tato zařízení zvýší vzdušný odpor silničního vozidla a tím zvyšují spotřebu. Pro snížení spotřeby paliva bychom tato zařízení měli používat pouze, když je nezbytně potřebujeme.

5.3 Doporučení vzhledem k použití metodik

V bakalářské práci byly navrženy metodiky měření. V průběhu měření byly tyto metodiky ověřeny.



Graf 5.1: Závislost rozptylu hodnot na použité metodice měření

Z grafu můžeme vidět, že metodiky měření silničního vozidla a diference průtokoměrů se ukázaly jako nevhodné. Pokud bychom chtěli tyto metodiky použít, bylo by vhodné vyměnit měřidla. Při použití diferenciální metody by bylo vhodné použít průtokoměry, které by umožňovaly zápis v čase. Při měření byl tok paliva zhruba 100 l a nepřesnost měřidla udána výrobcem byla 0,5%. Při takovém toku paliva činila chyba měření asi 0,5l. Pokud by byl zápis toku paliva v kratším časovém intervalu, chyba by se zmenšila

Při mém měření se ukázalo měření silničního vozidla jako nevhodné. Váhy měli rozlišovací schopnost pouze 0,5kg což značně ovlivnilo výsledky měření. Při opakování této metodiky by bylo vhodné použít váhy s nižší rozlišovací schopností. Tato metodika navíc neuvažuje s úbytky hmotnosti, které nesouvisí s úbytkem paliva.

Podle předpokladů bylo vážení externí nádrže nejpřesnější metodikou. Při použití této metodiky není kladen velký důraz na přesnost použitého měřidla, ale na zapojení palivové větve do silničního vozidla. Sestavu tvoří palivová nádrž, hadice a ventily. Tato metodika vzhledem k potřebným zařízením je drahá a instalace zařízení je časově náročná. Výsledky provedeny touto metodikou jsou však nejpřesnější.

6 Závěr

Cílem mé bakalářské práce bylo vytvořit a ověřit metodiky pro měření skutečné spotřeby silničních vozidel. V závěru mé bakalářské práce bych chtěl zdůraznit výsledky mého měření, při kterém jsem si ověřil, že hodnoty spotřeby paliva, které ukazuje palubní počítač, nejsou přesné. Hodnoty reálné spotřeby silničního paliva, u mnou měřeného silničního vozidla, liší zhruba o půl litru paliva na 100km. Při měření městského cyklu se dokonce hodnota spotřeby lišila o litr paliva. Tuto nepřesnost si vysvětluji zejména díky tomu, že v závěru městského cyklu, při přejezdu do obce Želechovice nad Dřevnicí (asi 4km), byla udržována konstantní rychlost a palubní počítač tudíž upravil průměrnou spotřebu podle aktuálních dat z řídicí jednotky, což průměrnou spotřebu radikálně snížilo.

Seznam použité literatury

[1] EHK 84. *JEDNOTNÁ USTANOVENÍ PRO HOMOLOGACI OSOBNÍCH AUTOMOBILU SE SPALOVACÍM MOTOREM Z HLEDISKA SPOTREBY PALIVA*. Ženeva : , 1958.

[2] EHK 101. *JEDNOTNÁ USTANOVENÍ PRO HOMOLOGACI OSOBNÍCH AUTOMOBILU POHÁNENÝCH VÝHRADNE SPALOVACÍM MOTOREM NEBO POHÁNENÝCH HYBRIDNÍM ELEKTRICKÝM HNACÍM ÚSTROJÍM Z HLEDISKA MERENÍ EMISÍ OXIDU UHLICITÉHO A SPOTREBY PALIVA A/NEBO MERENÍ SPOTREBY ELEKTRICKÉ ENERGIE A AKCNÍHO DOSAHU NA ELEKTRINU, A DÁLE VOZIDEL KATEGORIÍ M1 A N1 POHÁNENÝCH VÝHRADNE ELEKTRICKÝM HNACÍM ÚSTROJÍM Z HLEDISKA MERENÍ SPOTREBY ELEKTRICKÉ ENERGIE A AKCNÍHO DOSAHU NA ELEKTRINU*. Ženeva : , 1996.

[3] Autolexicon.net . *www.autolexicon.net*. [online]. 5.4.2011 [cit. 2016-02-07]. Dostupné z: <http://www.autolexicon.net/cs/articles/emisni-norma-euro/>

[4] *Automobily 3 motory*. Brno: Avid , 2007. ISBN 978-80-903671-7-3.

[5]Ing. Pavel Dresler, 8.3.2016, přednáška spalovací motory- ústní sdělení

[6]Princip funkce spalovacího motoru. In: Transformační technologie[online]. ©2015 transformacni-technologie.net [vid. 10.2015] dostupné z: <http://www.transformacni-technologie.cz/tepelne-obehy-a-jejich-realizace.html>

[7] Worldwide harmonized light vehicles test procedure. In: dieselnat[online]. ©2016 dieselnat.com [vid. 12.2012] dostupné z: <https://www.dieselnat.com/standards/cycles/wltp.php>

[8] Palivová nádrž. In: autodily-zde [online]. ©2016 autodily-zde.cz [vid. 3.12.2015] dostupné z: <http://www.autodily-zde.cz/Fotografie/Zbozi/Original/2034227.jpg>

[9] Ralf Isenburg, Michal Munznmay. *Systém vstřikování nafty s tlakovým zásobníkem Common Rail* . Praha: Robert Bosch odbytová spol. s.r.o, 1999. ISBN 80-902585-6-5.

[10] Manfred Lembke, Heinz Gunther, Aflred Kratt, Klaus May. *Systém vstřikování mono-jetronic*. Praha: Robert Bosch odbytová spol. s.r.o, 1998. ISBN 80-902585-4-9.

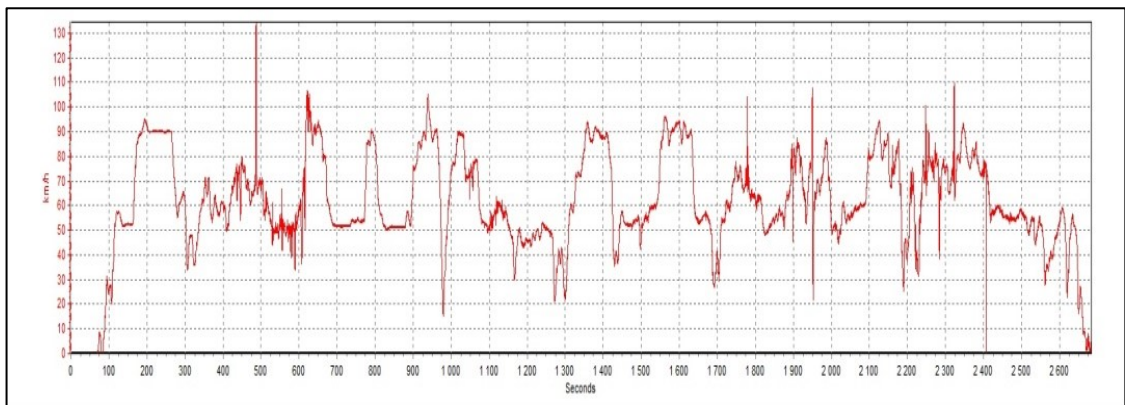
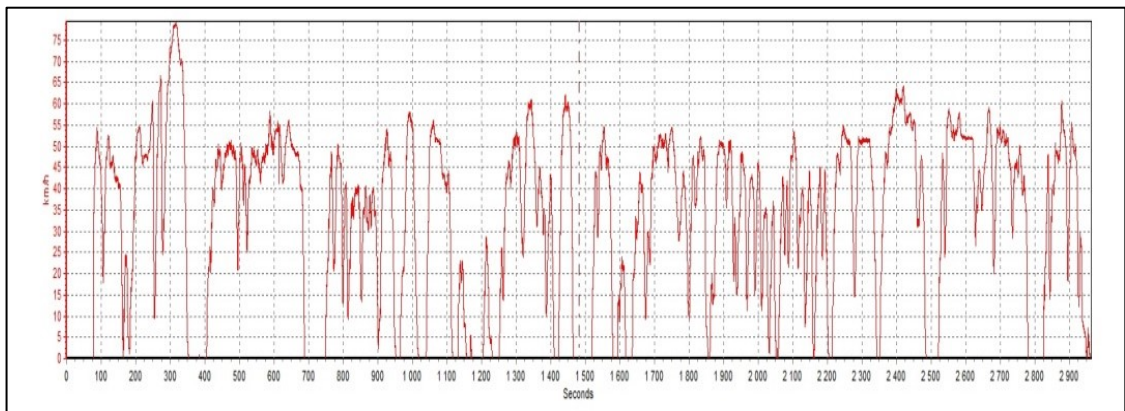
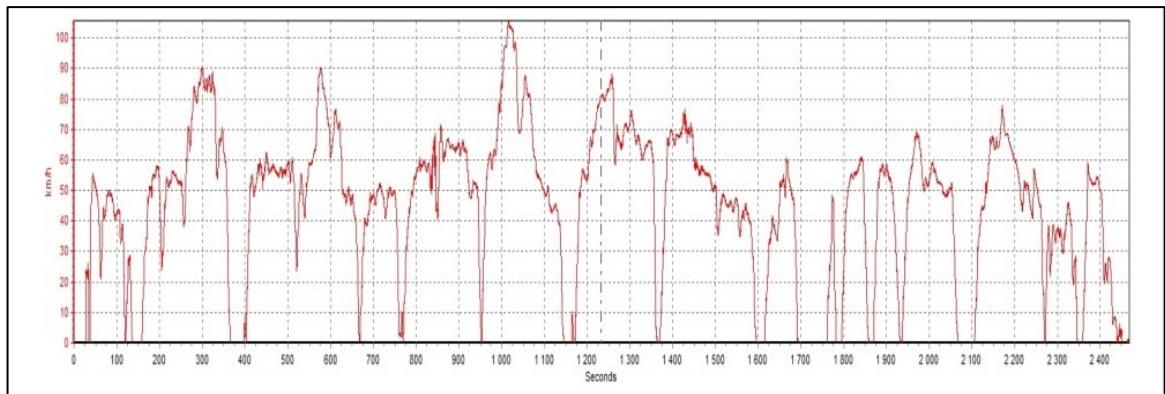
[11]Ing. Pavel Dresler, 25.11.2015, přednáška Provoz dopravních prostředků- ústní sdělení

[12]Luděk Vokáč. *auto.idnes.cz. Idnes.cz*. [online]. 13.3.2009 [cit. 2016-05-12]. Dostupné z:http://auto.idnes.cz/unikatni-motor-1-5-litru-vykon-sestivalce-spotreba-6-litru-pmj-/automoto.aspx?c=A090228_182905_automoto_vok

[13] El Gurú Todo lo Sabe. In: reinhardt707.wordpress.com [online]. ©2012 reinhardt707.wordpress.com [vid. 8.02.2012] dostupné z: https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/thumb/a/a0/Crude_Oil_Distillation-es.svg/300px-Crude_Oil_Distillation-es.svg.png

Přílohy

Příloha A



Příloha B

