

**Česká zemědělská univerzita v Praze**

**Technická fakulta**

**Katedra vozidel a pozemní dopravy**



## **Bakalářská práce**

**Experimentální ověření vlivu hmotnosti vozidla a  
jejich dalších parametrů na produkci skleníkových  
plynů**

**Jiří Kafka, DiS.**

# ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Jiří Kafka, DiS.

Technika a technologie v dopravě a spojích  
Silniční a městská automobilová doprava

Název práce

**Experimentální ověření vlivu hmotnosti vozidla a jejich dalších parametrů na produkci skleníkových plynů**

Název anglicky

**Effects of vehicle mass and other vehicular properties on greenhouse gases production**

---

## Cíle práce

Hlavním cílem práce je experimentálně ověřit vliv hmotnosti několika vozidel na produkci skleníkových plynů, respektive spotřebu paliva při použití totožného spalovacího motoru, kdy se liší pouze jízdní odpory a parametry přenosu výkonu z motoru na kola vozidla.

Vedlejším cílem je porovnání vlivu hmotnosti jednotlivých vozidel na produkci regulovaných i neregulovaných znečišťujících látek.

## Metodika

Metodika řešené problematiky diplomové práce je založena na studiu a analýzách odborných informačních zdrojů. Na základě rozboru teoretických poznatků a výsledků experimentů budou formulovány závěry bakalářské práce.

Práce bude zpracována dle osnovy:

1. Úvod
2. Cíle práce
3. Metodika práce
4. Přehled řešené problematiky
5. Praktická část práce
6. Výsledky a diskuse
7. Závěr
8. Seznam použitých zdrojů
9. Přílohy

## Doporučený rozsah práce

alespoň 40

## Klíčová slova

hmotnost vozidla, spotřeba paliva, skleníkové plyny, dojezdová zkouška

---

## Doporučené zdroje informací

Kadijk, G., Ligterink, N. (2012). Road load determination of passenger cars. TNO report 2012 R10237, on behalf of the European Climate Foundation and the Dutch Ministry of Infrastructure and the Environment.

WELLER, Konstantin, Silke LIPP, Martin RÖCK, Claus MATZER, Andreas BITTERMANN a Stefan HAUSBERGER. Real World Fuel Consumption and Emissions From LDVs and HDVs. *Frontiers in Mechanical Engineering* [online]. 2019, 5 [cit. 2022-01-21]. ISSN 2297-3079. Dostupné z: doi:10.3389/fmech.2019.00045

---

## Předběžný termín obhajoby

2022/2023 LS – TF

## Vedoucí práce

doc. Ing. Martin Pechout, Ph.D.

## Garantující pracoviště

Katedra vozidel a pozemní dopravy

Elektronicky schváleno dne 18. 1. 2023

**doc. Ing. Martin Kotek, Ph.D.**

Vedoucí katedry

Elektronicky schváleno dne 8. 2. 2023

**doc. Ing. Jiří Mašek, Ph.D.**

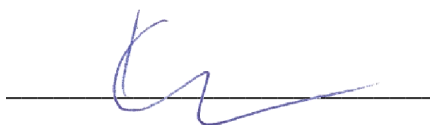
Děkan

V Praze dne 22. 03. 2023

## Čestné prohlášení

Prohlašuji, že svou bakalářskou práci "Experimentální ověření vlivu hmotnosti vozidla a jejich dalších parametrů na produkci skleníkových plynů" jsem vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a s použitím odborné literatury a dalších informačních zdrojů, které jsou citovány v práci a uvedeny v seznamu použitých zdrojů na konci práce. Jako autor uvedené bakalářské práce dále prohlašuji, že jsem v souvislosti s jejím vytvořením neporušil autorská práva třetích osob.

V Praze dne 31.03.2023



## **Poděkování**

Rád bych touto cestou poděkoval doc. Ing. Martinu Pechoutovi, Ph.D. za skvělé vedení, ochotu a veškeré rady a vybavení, které mi poskytl. Zároveň bych rád poděkoval společnosti TÜV SÜD Czech s. r. o za možnost použití veškeré měřicí techniky a poskytnutí podkladů.

# **Experimentální ověření vlivu hmotnosti vozidla a jejich dalších parametrů na produkci skleníkových plynů**

## **Abstrakt**

Tato bakalářská práce pojednává o vlivu vlastností karoserie vozidla na množství produkovaných skleníkových plynů. Teoretická část se zabývá emisemi dopravních prostředků, jejich vznikem a jejich měřením. Jsou zde rozebrány i faktory ovlivňující spotřebu paliva automobilů. V praktické části jsou změřeny a popsány tři sady emisních testů. Všechna měření byla prováděna při WLTP cyklu. První sada měření porovnává konkrétní karosářské modely. Druhá sada měření se zaměřuje na vliv hmotnosti vozidla a třetí na vliv aerodynamického odporu. V závěru jsou zhodnoceny jednotlivé karosářské provedení a uvedeny výsledné vlivy hmotnosti a aerodynamického odporu na produkci skleníkových plynů.

**Klíčová slova:** osobní automobil, emise, WLTP cyklus, hmotnost vozidla, spotřeba paliva, skleníkové plyny, dojezdová zkouška, karoserie vozidla, jízdní odpory

# **Effects of vehicle mass and other vehicular properties on greenhouse gases production**

## **Abstract**

This bachelor's thesis discusses the influence of vehicle body properties on the amount of greenhouse gases produced. The theoretical part describes the emissions of road vehicles, their origin and their measurement procedures. Factors influencing the fuel consumption of automobiles are also analysed here. In the practical part, three sets of emission tests are measured and described. All measurements were done using the WLTP cycle. The first set of measurements compares specific body types. The second set of measurements focuses on the effect of vehicle weight and the third on the effect of aerodynamic drag. In the conclusion, individual body designs are evaluated and the measured effects of weight and aerodynamic resistance on the production of greenhouse gases are presented.

**Keywords:** passenger car, emissions, WLTP cycle, weight of the vehicle, fuel consumption, greenhouse gases, coastdown testing, vehicle body, driving resistance

# Obsah

1	Úvod.....	1
2	Emise dopravních prostředků .....	2
2.1	Sledované emise.....	2
2.1.1	Oxid uhličitý .....	3
2.1.2	Oxid uhelnatý.....	4
2.1.3	Oxidy dusíku.....	4
2.1.4	Nespálené uhlovodíky.....	4
2.1.5	Pevné částice.....	4
2.2	Budoucí sledované emise.....	5
2.2.1	Formaldehyd .....	5
2.2.2	Amoniak.....	5
2.3	Systemy pro úpravu spalin.....	5
2.3.1	Třísložkový katalyzátor .....	6
2.3.2	Oxidační katalyzátor .....	7
2.3.3	Selektivní katalytická redukce .....	8
2.3.4	Filtr pevných částic.....	8
2.4	Historie měření emisí .....	9
2.5	Legislativní opatření.....	9
2.5.1	Normy Euro .....	9
2.6	Nařízení pro dopravní prostředky platné v České Republice.....	11
2.6.1	Motocykly.....	11
2.6.2	Nákladní automobily.....	12
2.6.3	Traktory .....	12
2.6.4	Nesilniční pracovní stroje.....	13



2.6.5	Osobní vozidla a lehká nákladní vozidla .....	13
2.6.6	Zkouška typu I .....	14
2.6.7	Postup zkoušky .....	14
2.6.8	Podmínky zkoušky .....	17
2.6.9	Analýza výfukových plynů .....	17
2.6.10	Korekce výsledků .....	19
2.6.11	WLTC .....	21
2.6.12	Volba převodových stupňů .....	22
2.7	Spotřeba paliva .....	22
2.7.1	Potřebný výkon .....	22
2.7.2	Odpor proti valení .....	22
2.7.3	Aerodynamický odpor .....	24
2.7.4	Odpor stoupání .....	25
2.7.5	Odpor zrychlení .....	25
2.7.6	Účinnost vozidla .....	26
2.7.7	Účinnost spalovacího motoru .....	26
2.7.8	Účinnost pohonného ústrojí .....	28
2.8	Doběhová zkouška .....	28
2.8.1	Příprava vozidla .....	29
2.8.2	Vyhodnocení testů .....	29
2.9	Regulace emisí CO <sub>2</sub> .....	30
3	Experimentální ověření vlivu hmotnosti vozidla a jeho dalších parametrů na produkci skleníkových .....	32
3.1	Metodika .....	32
3.2	Použitá technika .....	32
3.2.1	Vozidlo .....	32

3.2.2	Zkušebna .....	33
3.3	Simulované parametry .....	33
3.3.1	Vybrané modely vozidel .....	34
3.3.2	Hmotnost vozidla .....	38
3.3.3	Aerodynamický odpor vozidla.....	39
3.4	Emisní testy .....	39
3.5	Výsledky měření .....	40
3.5.1	Vliv teploty vozidla na měření.....	40
3.5.2	Vliv karoserie jednotlivých modelů automobilu .....	42
3.5.3	Vliv spotřeby paliva na množství škodlivin .....	45
3.5.4	Vliv hmotnosti vozidla na množství emisí .....	46
3.5.5	Vliv aerodynamického odporu na množství emisí .....	47
3.5.6	Diskuse výsledků měření .....	49
4	Závěr .....	51
5	Seznam obrázků .....	52
6	Seznam tabulek .....	53
7	Seznam grafů .....	54
8	Použitá literatura .....	55

# 1 Úvod

Poslední desetiletí formovaly svět automobilů převážně dva trendy. První a asi nejvíce viditelný je legislativní snaha o výrobu co nejekologičtějších automobilů z hlediska emitovaných zplodin. K původně sledovaným škodlivinám přibyl i tlak na omezení spotřeby paliva v podobě průměrné produkce CO<sub>2</sub> na vyrobené vozidlo automobilky.

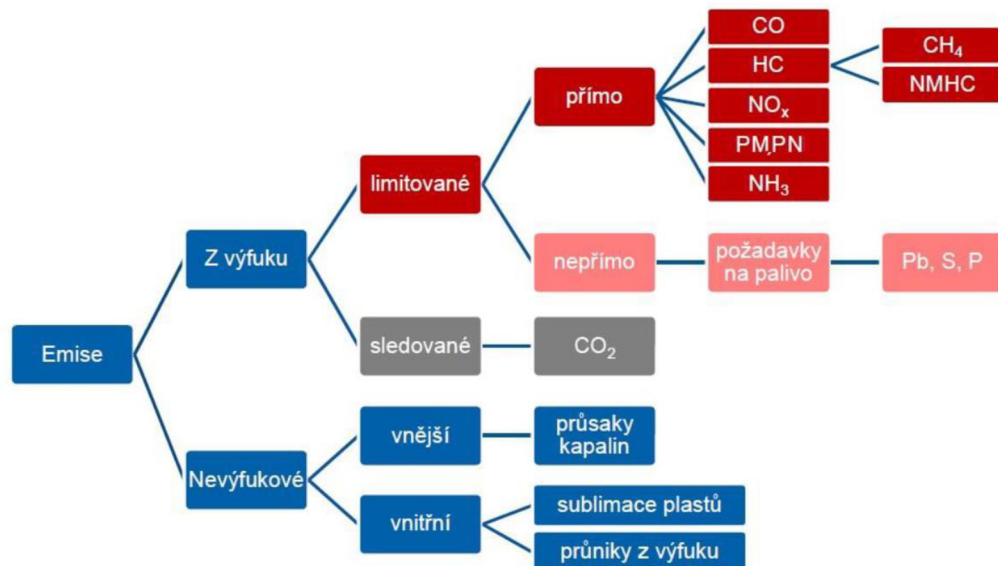
Druhým, ale taktéž velmi patrným trendem je snaha automobilek prodat zákazníkům co největší vozidlo s co největším množstvím funkcí a komfortních prvků. Rozměry modelů tradičně mezigeneračně rostly a velmi oblíbený se stal segment SUV, který sice nabídne lepší nastupování a vyšší posez, ale na úkor vyšších jízdních odporů.

Jak je asi patrné, tyto dva trendy jdou poměrně výrazně proti sobě. Tato práce zobrazuje reálný dopad jednotlivých jízdních odporů na spotřebu paliva a produkci škodlivin automobilu a porovnává výsledky mezi nejrozšířenějšími segmenty vozů.

## 2 Emise dopravních prostředků

Emisemi se rozumí vše, co objekt vypouští nebo vyzařuje do okolí. Patří mezi ně od různých typů záření a vlnění přes chemikálie až po části samotného objektu, které se postupem času opotřebovávají nebo rozpadají.

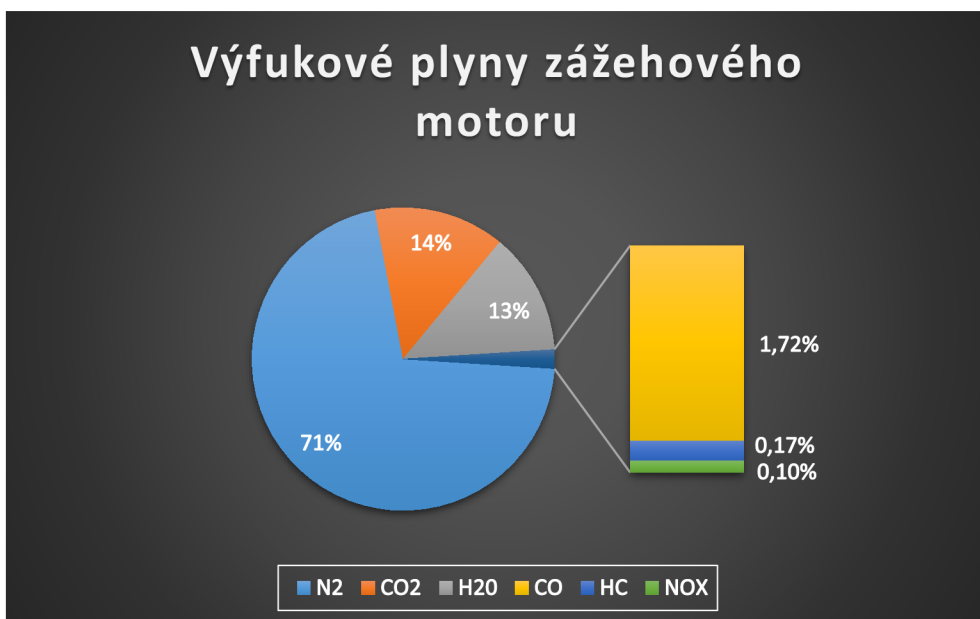
Stejně je to u dopravních prostředků. To jsou velmi komplexní zařízení, které mohou znečišťovat prostředí mnoha způsoby. Mezi ně může například patřit: Hluk, světlo, elektromagnetické záření, únik provozních kapalin, otěr součástí, částice koroze nebo uvolněné součásti. Tato práce se zaměřuje na emise vycházející ze spalování v pohonných jednotkách. Jedná se tedy převážně o plyny a mikroskopické pevné částice, které vznikají chemickými reakcemi při spalování paliva. [3] [4]



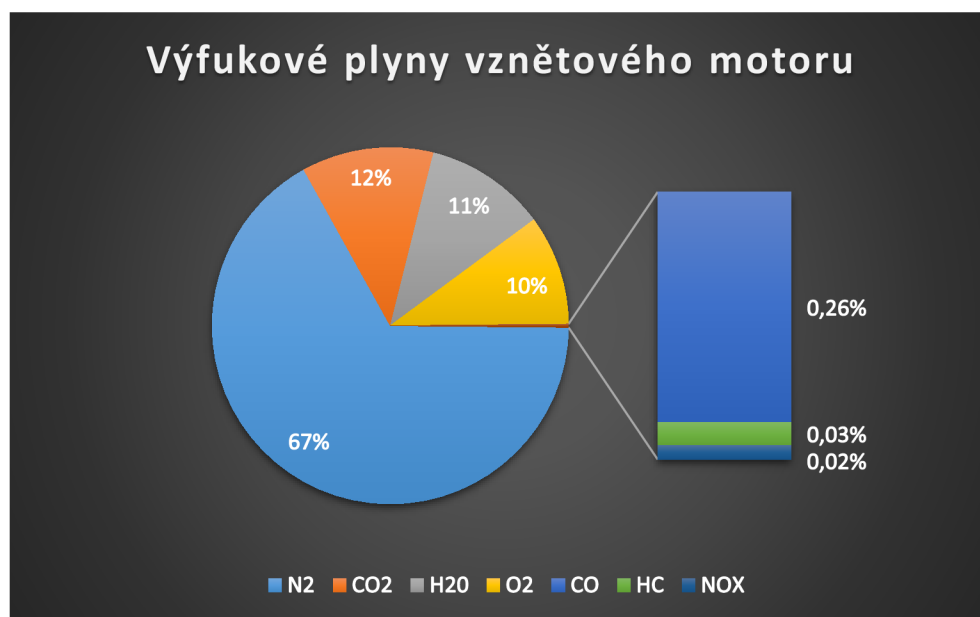
Obrázek 1: Rozdělení emisí [5]

### 2.1 Sledované emise

Paliva dopravních prostředků jsou převážně směsí uhlovodíků o podobných vlastnostech. Vzhledem k rozdílným jednotlivým sloučeninám obsažených v palivu a různých provozních podmínkách motorů vozidel jsou emise rovněž směsí mnoha sloučenin. Legislativní omezení emisí se tak vztahuje pouze na vybrané látky, jejichž podíl na zplodinách je velký a zároveň mají negativní dopad na životní prostředí nebo zdraví. [1]



Graf 1: Složení výfukových plynů zážehového motoru [6]



Graf 2: Složení výfukových plynů vznětového motoru [6]

#### 2.1.1 Oxid uhličitý

Jedná se o druhou největší složku výfukových plynů po dusíku, jenž při spalování téměř nereaguje s ostatními látkami. Oxid uhličitý je sice sloučenina, která se přirozeně vyskytuje v přírodě a není lidskému zdraví přímo nebezpečná, její přítomnost v atmosféře však přispívá ke skleníkovému efektu a přispívá ke globálnímu oteplování. Oxid uhličitý je vedle vody druhým přímým produktem spalování uhlovodíkových paliv a jeho emitované množství tak zároveň určuje spotřebu paliva. [1]

### **2.1.2 Oxid uhelnatý**

Jedná se o jednu z látek, která byla regulována již prvními předpisy. Oxid uhelnatý je bezbarvý, jedovatý plyn, který vzniká především při spalování za nedostatku kyslíku. Nejčastěji tak vzniká při použití bohaté směsi paliva a vzduchu v zážehovém motoru. [1]

### **2.1.3 Oxidy dusíku**

Jak bylo zmíněno výše, vzdušný dusík je stabilní molekula a proto se téměř neúčastní chemických reakcí. Pokud je však ve spalované směsi přebytečný kyslík, může s ním dusík zejména při vysokém zatížení motoru reagovat. Vznikají tak různé oxidy dusíku, které jsou většinou nestabilní a brzy se opět rozpadají na dusík a kyslík.

Nejstabilnějším oxidem je  $N_2O$ , který utlumuje lidský organismus a zároveň ničí ozonovou vrstvu, neboť s ozonem reaguje za vzniku  $NO_2$ . V přízemních vrstvách atmosféry pak způsobuje oxidační smog. [1]

### **2.1.4 Nespálené uhlovodíky**

Jedná se o zbytky uhlovodíků, které jsou produktem nedokonalého spalování. Pod toto souhrnné označení spadá mnoho organických sloučenin, z nichž některé jsou pro člověka dráždivé nebo karcinogenní. Tyto sloučeniny jsou rovněž nebezpečné, protože často mohou cestovat na velké vzdálenosti, aniž by se rozpadaly nebo dále reagovaly. [1]

### **2.1.5 Pevné částice**

Pevné částice jsou mimo otěrové částečky tvořeny primárně pevným uhlíkem ve formě sazí. Jejich množství závisí na dokonalosti tvorby směsi paliva se vzduchem. Z toho také vyplývá jejich velikost. Se snižující se velikostí pevných částic roste čas víření v ovzduší a jejich prostupnost do lidského organismu. Ty nejmenší ( $0,1 \mu m$ ) mohou prostupovat z plic do krve a napadat i ostatní orgány. Rovněž menší částice déle víří v ovzduší. Pevné částice jsou také nositelem nespálených uhlovodíků. [1] [37]

## **2.2 Budoucí sledované emise**

V současné době se hovoří o rozšíření množství legislativně sledovaných a omezovaných látek. Návrh evropské normy Euro 7 předběžně počítá s látkami uvedených v následujících kapitolách. [7]

### **2.2.1 Formaldehyd**

Formaldehyd je plyn s velmi pronikavým zápachem. Způsobuje respirační potíže, podráždění sliznic a v neposlední řadě je karcinogenní. [8]

### **2.2.2 Amoniak**

Jedná se o silně čpící bezbarvý plyn, který dráždí sliznice dýchacích cest. V ovzduší přispívá ke vzniku kyselých dešťů a je toxický pro vodní organismy. [9]

## **2.3 Systémy pro úpravu spalin**

Při dokonalém spalování uhlovodíkových paliv je výsledným produktem oxid uhličitý, voda a vzdušný dusík, který při hoření nereaguje. Tyto sloučeniny jsou velmi stabilní a nejsou zdraví škodlivé. Pro odstranění škodlivin je proto snaha zbavit se všech ostatních sloučenin. Tomuto procesu napomáhá, že většina sloučenin je reaktivnějších, a proto při jejich odstraňování nedochází ke vzniku dalších škodlivin. Nevýhodou je, že některé výsledné sloučeniny vznikly za nedostatku kyslíku a některé nemohly reagovat s palivem. Proto je potřebný odlišný proces pro odstranění jednotlivých složek.

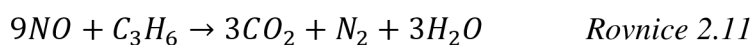
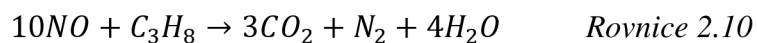
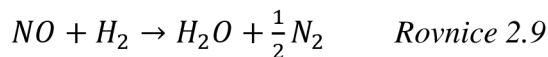
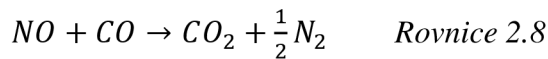
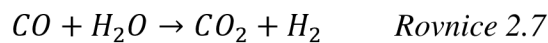
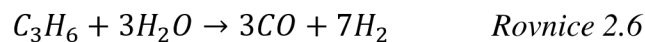
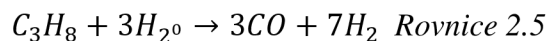
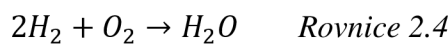
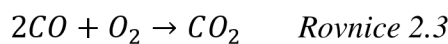
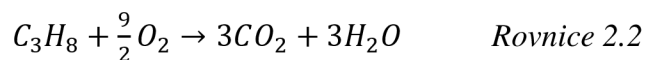
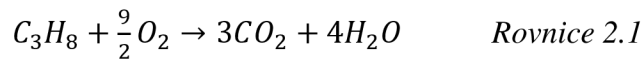
Zařízení pro následnou úpravu spalin se označuje jako katalyzátor. Tento název vychází z použití vzácných kovů, které v chemických procesech úpravy škodlivin plní funkci katalyzátoru reakcí, při kterých sami nereagují. Aby co největší množství škodlivin tímto způsobem zreagovalo, jsou katalyzátory tvořeny z porézní keramiky. Dutiny mají průměr kolem jednoho milimetru a jsou do nich nanášeny krystaly vzácných prvků, především platiny, rhodia a paladia. Díky této konstrukci mají molekuly výfukových plynů vyšší pravděpodobnost styku s katalytickými prvky. Pro efektivní odstranění zbytků nedokonalého spalování napomáhá vysoká teplota katalyzátoru. Pokud není katalyzátor ohřátý na provozní teplotu, jeho účinnost výrazně klesá. Ve studeném stavu na něm reakce

neprobíhají vůbec. Z tohoto důvodu je snaha o jeho co nejrychlejší ohřátí. Toho se dosahuje jednak řízením spalování tak fyzickému posouvání katalyzátoru co nejblíže k motoru. V současné době jsou limity tak přísné, že rychlost ohřátí katalyzátoru a jeho vzdálenost od motoru má přednost před optimalizací proudění spalin výfukovými svody, což může způsobovat snížení účinnosti motoru.

Vzhledem k odlišným dominujícím škodlivinám u jednotlivých typů motorů, používají se různé druhy systémů pro úpravu spalin. V některých případech se používá kombinace několika systémů najednou. [1] [2]

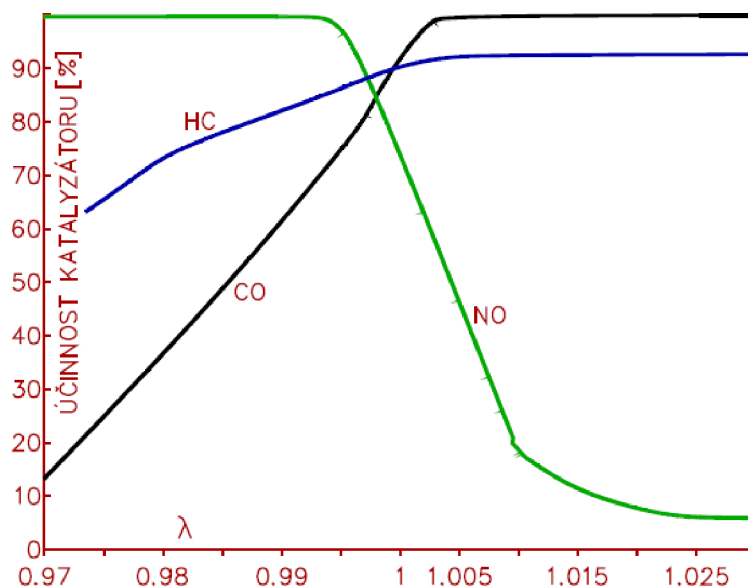
### 2.3.1 Třísložkový katalyzátor

Třísložkový katalyzátor je určen pro zážehové motory. Protože tento typ motorů spaluje stechiometrickou směs, může trojcestný katalyzátor odstraňovat všechny tři hlavní škodliviny CO, NO<sub>x</sub> a HC. Odtud pochází i jeho název. Trojcestný katalyzátor při správném navržení a provozní teplotě je schopen odstraňovat až 95% zmíněných škodlivin. Chemické reakce probíhající v katalyzátoru lze pak souhrnně vyjádřit následujícími rovnicemi:



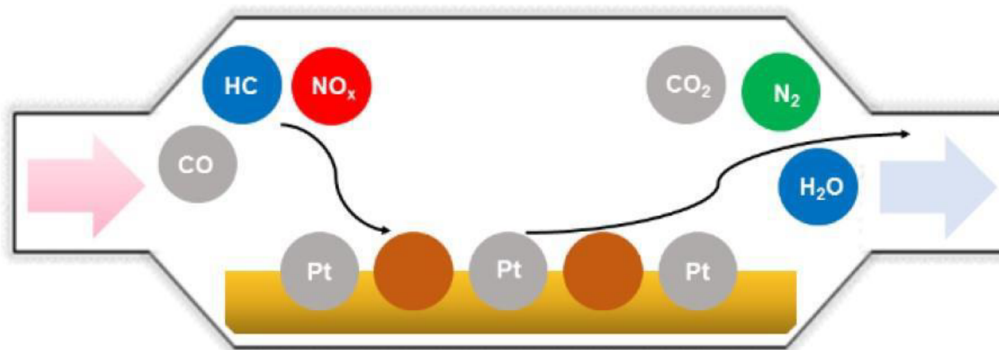
[2]





Obrázek 2: Vliv koeficientu lambda na účinnost tříložkového katalyzátoru [1]

Jak je z rovnic 2.1 – 2.11 patrné, probíhající reakce jsou závislé na obsahu kyslíku. Z tohoto důvodu je řízení směsi navrženo tak aby mírně a pravidelně oscilovalo kolem stechiometrické směsi. Díky tomu se udržuje minimum vzniklých škodlivin ze samotného spalování a zároveň jsou umožněny všechny procesy v třístředním katalyzátoru. [2]



Obrázek 3: Eliminace škodlivin v třístředním katalyzátoru [2]

### 2.3.2 Oxidační katalyzátor

Tento typ katalyzátoru se používá u vznětových motorů, které pracují s chudou směsí a v katalyzátoru tak může docházet pouze k oxidačním procesům. Tento typ katalyzátoru tak může snižovat množství pouze CO a HC. Pro omezení oxidů dusíku se musí použít například

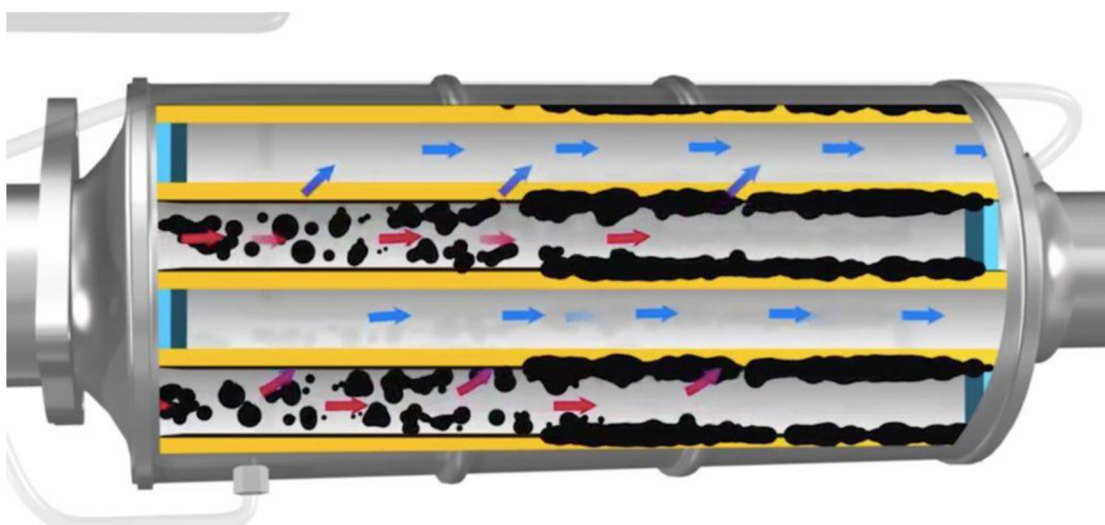
system pro recirkulaci výfukových plynů, který přispívá ke snížení teplot spalování. V případě přísnějších limitů pak k dalšímu typu katalyzátoru – SCR. [10]

### 2.3.3 Selektivní katalytická redukce

SCR (Selective Catalytic Reduction) katalyzátor dokáže redukovat oxidy dusíku u vznětových motorů. Na rozdíl od předchozích typů katalyzátorů nepracuje pouze se spaliny, ale přivádí do výfukového potrubí chemikálie pro jejich úpravu. Pro redukci oxidů dusíku se jednotně používá látka obchodně označovaná jako AdBlue. Jedná se o směs močoviny ( $(\text{NH}_2)_2\text{CO}$ ) a destilované vody ( $\text{H}_2\text{O}$ ). [10] [11]

### 2.3.4 Filtr pevných částic

Jak už název napovídá, filtr pevných částic přispívá ke snižování pevných částic ze spalování. Jeho konstrukce je podobná katalyzátoru. Je rovněž vyplněn porézním keramickým monolitem s dutinkami. V tomto případě však dutinky nejsou průchozí. Saze se v nich zachycují, zatímco plynné složky prochází skrz keramiku. Pokud se filtr zaplní, musí dojít k tzv. regeneraci. Při ní se saze shoří na oxid uhličitý, pokud se teploty ve filtru pevných částic zvýší nad  $400\text{ }^\circ\text{C}$ . K regeneraci může docházet samovolně při jízdě s vyšším zatížením. Rovněž řídicí jednotka může vyvolat takový režim spalování, aby se dosáhlo potřebných teplot a to samočinně za jízdy nebo servisní procedurou přes diagnostické rozhraní. [11]



Obrázek 4: Řez filtrem pevných částic [12]

## 2.4 Historie měření emisí

Za počátek měření emisí a snahy o jejich snižování lze považovat přibývajících vážné smogové situace. Jednou z nich byl tzv. Velký (londýnský) smog. Tato událost se odehrála v roce 1952, kdy v kombinaci mlhy a exhalací z parních strojů, uhelného vytápění a nově zavedených naftových autobusů. Za pouhé 4 dny trvání se odhaduje na 12 000 obětí. Druhým místem kde byly se smog dlouhodobě vážnější problémy bylo americké město Los Angeles. Zde byl zjištěn problém primárně kombinací emisí silniční dopravy a slunečního záření. První zákon regulující zplodiny motorů vozidel tak vešel v platnost v roce 1968 právě v americké Kalifornii. Postupně se regulace emisí rozšířila téměř po celém světě a metodika a limity škodlivin se výrazně zpřísnily. Důvodem ke snižování znečištění ovzduší není jen ekologický a zdravotní dopad, nýbrž i ekonomický. Ztráty v ekonomice jsou způsobeny jak zvýšenou úmrtností, výdaji na zdravotnictví, ale například i snížení výnosnosti v zemědělství. [13] [14] [15] [35]

Počátkem regulace emisí na evropském kontinentu bylo nařízení 70/220/EEC z roku 1970 a předpis EHK 15 z roku 1971. Ty pro osobní vozidla pokládají základy metodiky měření emisí, které v různých modifikacích přetrvávají až do příchodu nařízení EU 2017/1151, které přináší mnoho změn v metodikách měření. [16]

## 2.5 Legislativní opatření

Předpisy pro měření emisí osobních vozidel se snaží zabránit různým typům znečištění životního prostředí za různých provozních podmínek, ale i v době odstavení. Metodiky, sledované složky i jejich limity se liší v jednotlivých státech na světě.

V Evropě jsou dva legislativní systémy. Jeden systém vytváří Evropská Hospodářská Komise a je schvalovaný OSN. Tyto předpisy nejsou členské státy nuceny používat. Druhým systémem jsou směrnice Evropské Unie, které jsou povinné pro všechny členské státy. [17]

### 2.5.1 Normy Euro

Jedná se o soubor nařízení a směrnic vydávaných evropskou unií nebo evropskou hospodářskou komisí OSN souhrnně známých jako euro normy. Dají se považovat za průběžné úpravy emisních nařízení. Obvykle tyto normy stanovují především emisní limity

jednotlivých škodlivin. V případě některých norem docházelo i k úpravám metodiky měření. Obvykle se zavádí ve dvou stupních a to pro nově homologované vozy a následně pro všechny vyráběné.

Euro 1 – Jedná se o první úpravu emisních předpisů. Stanovuje limity emisí pro zážehové a vznětové motory. V případě škodlivin CO a HC+NO<sub>x</sub> jsou limity shodné, pro vznětové motory je sledováno i množství hmotnosti pevných částic.

Euro 2 – Tato norma přináší výrazné zpřísnění limitů škodlivin. Ty se zároveň začínají lišit pro zážehové a vznětové motory. Pro zážehové jsou přísnější limity HC+NO<sub>x</sub> zatímco pro vznětové limity CO.

Euro 3 – Jde o poměrně výrazné zpřísnění měření i sledování emisí. Zavádí se i samostatné měření NO<sub>x</sub>. Mimo zpřísnění limitů měření začíná od nastartování motoru a nenechává se ohřát jako tomu bylo v předchozích normách. Současně se zavádí palubní diagnostika emisních systémů EOBD s unifikovaným konektorem. To sleduje správné fungování parametrů ovlivňujících přípravy směsi a systémů pro následnou úpravu emisí.

Euro 4 – Tato norma nepřináší příliš změn, zato se výrazně zpřísnují limity všech škodlivin.

Euro 5 – S příchodem Euro 5 se naopak limity příliš nemění. Hlavní změnou je zavedení limitů hmotnosti pevných částic pro zážehové motory a počet částic pro motory vznětové.

Euro 6 – Zpřísnuje limity škodlivin a zavádí sledování počtu částic pro zážehové motory. Díky tomu se přibližují limity celkově pro oba typy motorů. [16] [18]

	Platnost od	CO	HC	HC+NO <sub>x</sub>	NO <sub>x</sub>	PM	PN
		g/km					
<b>Zážehové motory</b>							
Euro 1	1992.07	II.72	-	0.97	-	-	-
Euro 2	1996.01	02.II	-	0.5	-	-	-
Euro 3	2000.01	II.30	0.20	-	0.15	-	-
Euro 4	2005.01	1.0	0.10	-	0.08	-	-
Euro 5	2009.09 <sup>b</sup>	1.0	0.10 <sup>d</sup>	-	0.06	0.005 <sup>e,f</sup>	-
Euro 6	2014.09	1.0	0.10 <sup>d</sup>	-	0.06	0.005 <sup>e,f</sup>	6.0×10 <sup>11</sup> e,g

<b>Vznětové motory</b>							
Euro 1	1992.07	II.72	-	0.97	-	0.14	-
Euro 2, IDI	1996.01	1.0	-	0.7	-	0.08	-
Euro 2, DI	1996.01 <sup>a</sup>	1.0	-	0.9	-	0.10	-
Euro 3	2000.01	0.64	-	0.56	0.50	0.05	-
Euro 4	2005.01	0.50	-	0.30	0.25	0.025	-
Euro 5a	2009.09 <sup>b</sup>	0.50	-	0.23	0.18	0.005 <sup>f</sup>	-
Euro 5b	2011.09 <sup>c</sup>	0.50	-	0.23	0.18	0.005 <sup>f</sup>	6.0×10 <sup>11</sup>
Euro 6	2014.09	0.50	-	0.17	0.08	0.005 <sup>f</sup>	6.0×10 <sup>11</sup>

*Tabulka 1: Limity škodlivin Euro norem [16]*

a - do 30. 9. 1999 (po tomto datu musí motory DI splňovat limity IDI)

b - 2011.01 pro všechny modely

c - 2013.01 pro všechny modely

d - a NMHC = 0,068 g/km

e - platí pouze pro vozidla využívající DI motory

f - 0,0045 g/km za použití postupu měření PMP

g - 6,0×10<sup>12</sup> 1/km během prvních tří let od data účinnosti Euro 6

IDI – nepřímý vstřík paliva (indirect injection)

DI – přímý vstřík paliva (direct injection)

## **2.6 Nařízení pro dopravní prostředky platné v České Republice**

### **2.6.1 Motocykly**

Schvalování těchto dopravních prostředků podléhá předpisu EU 168/2013. Měření se provádí na válcovém dynamometru, kde motocykl jede dle jízdní křivky cyklu WMTC (World Motorcycle Test Cycle). Ten obsahuje tři fáze simulující městskou, mimoměstskou a dálniční jízdu v 1800 sekundách. [19]



*Obrázek 5: Motocykl při měření emisí na válcovém dynamometru [archiv TÜV SÜD]*

## **2.6.2 Nákladní automobily**

Emisní požadavky pro nákladní automobily udává předpis ES 595/2009. Na rozdíl od menších vozidel je v tomto případě testován pouze motor s příslušnými emisními systémy. Stejně jako u většiny emisních testů trvá testování 30 minut a snaží se simulovat jízdu ve městě, mimo něj a na dálnici. [20]

## **2.6.3 Traktory**

Měření emisí traktorů podléhá předpisu EU 167/2013. Také v tomto případě se neměří celé vozidlo. Pohonná jednotka se měří ve 13 různých stavech, které jsou určovány z jejich vlastností. Využívá se volnoběhu a dále různých otáček a úrovní zatížení 25,50,75 a 100%. [21]



*Obrázek 6 Měření emisí traktoru za provozu [archiv TÜV SÜD]*

#### **2.6.4 Nesilniční pracovní stroje**

Pro nesilniční pracovní stroje platí předpis EU 2016/1628. Opět se zde testuje pouze motor s emisními systémy. Vzhledem k různým pracovním podmínkám strojů zde nelze vytvořit jízdní cyklus, proto je testován v několika bodech, které představují různé otáčky a zatížení. Podle typu stroje je těchto bodů 8, 11 nebo 13. [22]

#### **2.6.5 Osobní vozidla a lehká nákladní vozidla**

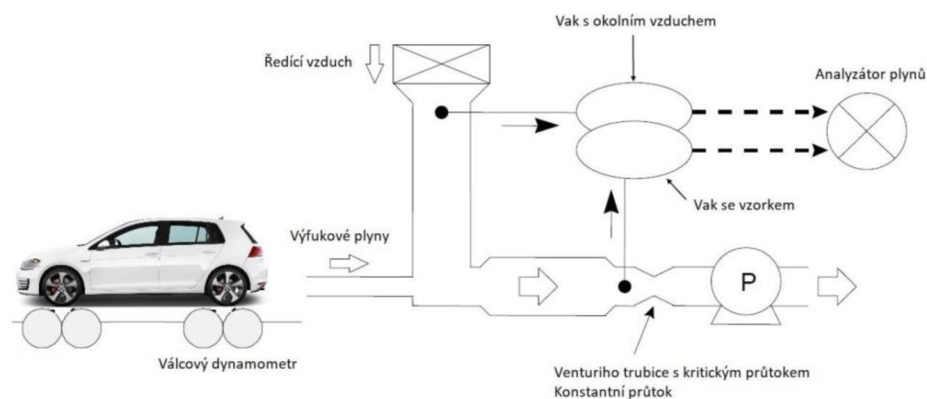
Nařízení evropské unie EU 2018/1832 je stávající předpis určující metodiku měření emisí v Evropě. Jde o úpravu předpisu 1151/2017, která nahrazovala dlouho používaný předpis ES 692/2008. Postupu měření v tomto nařízení podléhají vozidla kategorií M, N1 a N2.

Hlavními rozdíly v porovnání s předpisem 692/2008 je použití nového jízdního cyklu, označovaného zkratkou WLTC (Worldwide harmonized Light vehicles Test Cycle). Druhým zásadním rozdílem je zavedení metodiky RDE (Real Driving Emissions) měření v reálném provozu a vzájemné porovnávání výsledků z měření v laboratoři a na silnici. [23] [24] [25]

## 2.6.6 Zkouška typu I

Nařízení se věnuje několika typům zkoušek, které zahrnují různé typy znečištění životního prostředí za odlišných podmínek. Emisím spalovacího motoru za jízdy a jeho spotřebě se věnuje zkouška typu I.

Dle zkoušky typu I se vozidlo měří v laboratoři, kde je vozidlo připevněno k válcovému dynamometru. Automobil zde jede podle rychlostní křivky příslušného jízdního cyklu. Poháněná kola vozu jsou zatěžována silami odpovídajícími skutečným jízdním odporům. Výfukové plyny jsou v průběhu cyklu jímány a následně analyzovány. [24] [25]



Obrázek 7: Schéma měření emisí na válcové zkušebně [26]

## 2.6.7 Postup zkoušky

Postup měření je poměrně náročný nejen pro splnění všech legislativních požadavků, ale i na časové vytížení zkušebny. Vozidlo projde tedy několika operacemi v průběhu testování. [24] [25]

### Příprava vozidla

Vozidlo musí projít v první řadě kontrolou, že splňuje všechny legislativní požadavky pro vykonávání příslušné zkoušky. Pro homologační měření by takové vozidlo mělo být v technicky způsobilém stavu, čímž se mimo jiné rozumí těsnící výfukový a sací systém. Další podmínkou je nájezd vozidla. Ten by se měl pohybovat v rozmezí 10 a 80 tisíce kilometrů. Na žádost výrobce je pak možné snížit spodní hranici na 3000 km. Následně je nutné vozidlo natankovat referenčním palivem a zkontrolovat správný tlak pneumatik.





*Obrázek 8: Vozidlo v emisní laboratoři VTP Roztoky [archiv TÜV SÜD]*

Další příprava je nezbytná pro samotnou jízdu na dynamometru. Je nutné připravit kotvící místa, nejčastěji tažná oka nebo tažné zařízení. Dále je potřeba najít takové nastavení vozu, které v případě poháněné jedné nápravy neomezuje výkon nebo rychlost vozu a které neomezí schopnost automobilu sledovat jízdní křivku příslušného cyklu. [24] [25]



*Obrázek 9: Ukotvení vozidla [archiv TÜV SÜD]*



*Obrázek 10: Ukotvení vozidla a připojení výfukového potrubí [archiv TÜV SÜD]*

### **Nastavení dynamometru**

Prvním bodem této operace je zadání údajů o vozidle do ovládacího počítače dynamometru. Prvním údajem je hmotnost vozidla a jeho rotačních hmot. Ty udávají vliv setrvačných sil v průběhu jízdy. Poté jsou zadány koeficienty jízdních odporů. Jedná se o matematický popis vlivu jízdních odporů v závislosti na rychlosti jízdy. Koeficienty se tak nejčastěji označují jako  $F_0$ ,  $F_1$  a  $F_2$  s příslušnými jednotkami N, N/km a  $N/km^2$ .

Druhým bodem je kalibrace tohoto nastavení, jehož součástí je jízda dle příslušného jízdního cyklu. To zajistí ohřátí všech součástí vozidla na provozní teplotu. Dále se provede sada dobehových zkoušek tak, aby si ovládací systém dynamometru mohl najít přesné nastavení. Správné nastavení je takové, kdy časy zpomalení při doběhu jsou stejné na dynamometru i při reálné jízdě. [24] [25]

### **Stabilizace**

Stabilizací vozidla se rozumí odjetí dalšího jízdního cyklu. To má za cíl prohřát výfukový systém po volnoběhu při doběžích a zbavit ho tak zkondenzované vody a případných dalších usazenin. [24] [25]

### **Odstavení**

Dalším krokem před samotným testováním je odstavení vozidla do prostoru, temperovaného na  $23 \pm 2$  °C. V takovém prostředí musí automobil setrvat v rozmezí

6 až 36 hodin. Důvodem je jeho vytemperování na zmíněnou teplotu, aby byla zajištěna opakovatelnost testování. [24] [25]

### **2.6.8 Podmínky zkoušky**

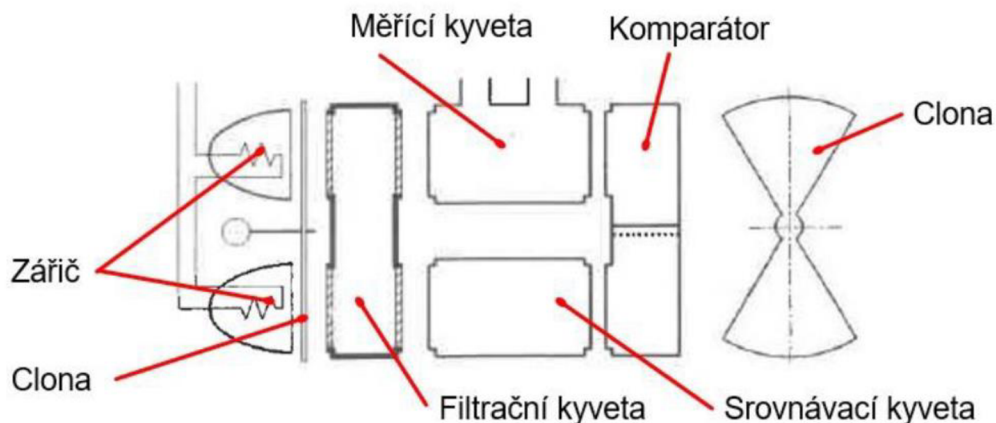
Samotná emisní zkouška má rovněž několik podmínek. Prostor zkušebny musí být v průběhu celého testu temperován v rozmezí teplot 20 a 30 °C. Vozidlo musí být chlazeno ventilátorem. Rychlost vzduchu by měla odpovídat rychlosti válců dynamometru a výstupní průřez ventilátoru by měl být více než 0,2 m<sup>2</sup>. [24] [25]

### **2.6.9 Analýza výfukových plynů**

Výfuk vozidla je připojen k měřicímu systému po celou dobu jízdního cyklu. Plyny jsou jímány dle jednotlivých fází a následně analyzovány. Aby nedocházelo ke kondenzaci vodní páry v potrubí analyzátorů, jsou výfukové plyny ředěny okolním vzduchem. Aby bylo kondenzaci zabráněno, musí být průtok ředícího vzduchu trojnásobný k průtoku spalin nebo tolik aby koncentrace oxidu uhličitého po ředění nepřesáhlo 3 %. Veškerá ústrojí systému by měla být navržena tak, aby se minimalizoval vznik usazenin. Vzorek se jímá do pytlů, jejichž materiál by měl zaručit stálost vzorku a výsledek by se po 20 minutách neměl změnit o více než 0,2 %. Takto by mělo být jímáno množství v rozmezí 5 dm<sup>3</sup>/min a maximálně 0,2 % průtoku ředěných spalin. Obsah pytlů je následně analyzován. [24] [25]

### **NDIRA**

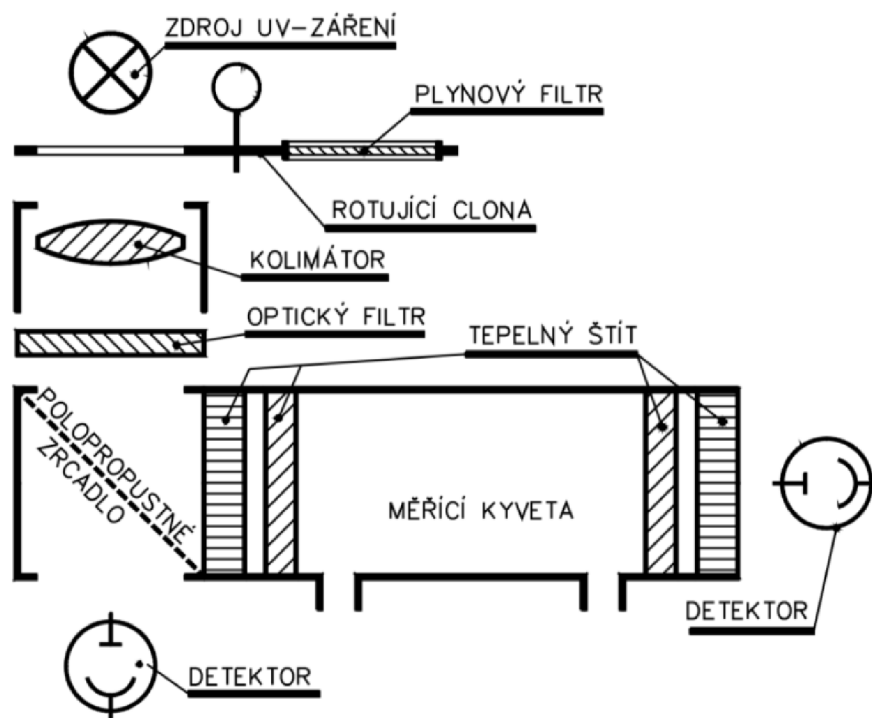
Jedním z analyzátorů je NDIRA (Non Dispersive InfraRed Analyser). Toto zařízení pracuje na principu pohlcování elektromagnetického záření dvou a více atomovými plyny. Každá molekula pohlcuje jinou vlnovou délku a lze tak vyhodnotit koncentraci více složek. Obvyklá konstrukce prozařuje tři kyvety. Ty jsou vyrobeny z takového materiálu, aby pro použité záření byly zcela propustné. V jedné kyvetě je měřený vzorek, v druhé referenční plyn měřené škodliviny. Paprsky skrz porovnávací kyvety prostupují do třetí, vyhodnocovací. Ve vyhodnocovací kyvetě je plyn, který pohlcuje záření a tím dochází k jeho zahřívání. Porovnávací kyveta je rozdělena na dvě části, každá navazuje na jednu předchozí kyvetu. Mezi oběma částmi je blána s tenzometrem. Ten zaznamenává rozdíl tlaků mezi jednotlivými částmi, vzniklý rozdílným množstvím záření pohlceným ve vzorkové a referenční kyvetě. Tento analyzátor se využívá především k měření koncentrací CO<sub>2</sub>, CO a HC. [26]



Obrázek 11:NDIRA [1]

## NDUVA

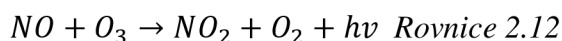
Jedná se o analyzátor založený na principu absorpce ultrafialového záření. Paprsek UV záření je přiváděno na polopropustné zrcátko, kde je část záření propuštěna k referenčnímu detektoru intenzity záření. Druhá část zdrojového paprsku je odrazen a prochází měřicí kyvetou. Ta je proplachována měřeným vzorkem. Sledované škodliviny pohlcují záření a koncentrace je tak stanovena na základě rozdílu detekované intenzity z referenčního detektoru a detektoru za měřicí kyvetou. Touto metodou se zjišťují koncentrace oxidů dusíku. [26]



Obrázek 12:NDUV [1]

## CLD

Další typ analyzátoru využívá princip chemické luminescence CLD (Chemiluminescence Detection). Při tomto jevu dochází u některých chemických reakcí k vyzařování energie ve formě elektromagnetického záření viz rovnice 2.12. V tomto případě se jedná o reakci ozonu s oxidy dusíku. Ozon je pomocí vysokého napětí vyráběn v analyzátoru z kyslíku. Následně je směřován se zplodinami a sledována intenzita záření z chemických reakcí. Tímto způsobem je pak možné stanovit koncentraci oxidů dusíku ve vzorku. [26]



## FID

FID (Flame Ionization Detector) je analyzátor určený k detekci uhlovodíkových zbytků ve zplodinách. Do plamenu spalujícího vodík je přiváděn měřený vzorek. Pokud je na hořák přiveden zdroj napětí a kolem plamene je vytvořena druhá elektroda, můžeme na ni měřit proud, který přenáší ionty spalovaných uhlovodíkových zbytků. [26]

## CPC

CPC (Condensation Particle Counter) je nejrozšířenější metoda měření počtu pevných částic. Protože tyto částice jsou velmi malé (velikost 23nm a větší) nelze je měřit přímo. Proto je vzorek zplodin nasáván přes výparník butanolu, který se v plynné podobě smísí s exhalacemi. Tato směs pak proudí do kondenzátoru. V něm se směs zchladí na teplotu, při které butanol kondenzuje. Vznikají tak kapičky, které se formují na povrchu pevných částic. Tyto kapičky už jsou dostatečně veliké a jsou následně zaznamenávány pomocí laseru. [26]

### 2.6.10 Korekce výsledků

Hodnoty plynných složek jsou měřeny jako koncentrace. Aby se mohl výsledek uvést v požadovaných jednotkách mg/km respektive g/km u CO<sub>2</sub> musí se dopočítat z průtoku ředěných spalin a ujeté vzdálenosti.

SDC korekce (Speed Distance Correction) – Všechny výsledky musí být zkorigovány na teoreticky ujetou vzdálenost. Vynásobí se tedy poměrem skutečně ujeté vzdálenosti a vzdálenosti, kterou by vozidlo urazilo pokud by přesně kopírovalo jízdní křivku.

REESS korekce (Rechargeable electric energy storage system) – pro určení produkce CO<sub>2</sub> se zohledňuje i spotřeba elektrické energie ze všech zařízení určených pro její uchovávání. Její bilance se sleduje pomocí zařízení pro měření elektrického proudu čelistového nebo uzavřeného typu. Aby bylo možné zachytit všechny proudové špičky, musí zařízení být schopné vzorkovat s frekvencí alespoň 20 Hz. Pokud se ze systémů pro akumulaci elektrické energie odčerpala energie, která převyšuje určité korekční kritérium  $c$ , upraví se produkce CO<sub>2</sub> dle následujících rovnic: [25]

$$M_{CO_2} = M_{CO_2combustion} - \Delta M_{CO_2electric} \quad \text{Rovnice 2.13}$$

$$\Delta M_{CO_2electric} = 0,0036 \cdot \Delta E_{REESS} \cdot \frac{1}{\eta_{alternator}} \cdot Willans_{factor} \cdot \frac{1}{d} \quad \text{Rovnice 2.14}$$

$M_{CO_2}$  - korigované množství CO<sub>2</sub> [g]

$M_{CO_2combustion}$  - množství CO<sub>2</sub> vyprodukované spalovacím motorem, [g]

$\Delta M_{CO_2electric}$  - ekvivalent spotřebované elektrické energie vyjádřený množstvím CO<sub>2</sub> [g]

$\Delta E_{REESS}$  - spotřebovaná elektrická energie,  $\eta_{alternator}$  - účinnost alternátoru [J] (0,67)

Willansfactor - Willansův koeficient [-]

$d$  - ujetá vzdálenost [km]

Limitní korekční kritéria  $c$  jsou 0,015 za fáze cyklu 1 a 2, 0,01 za první 3 fáze a 0,005 za celý cyklus. Korekční kritérium se určí dle vztahu: [25]

$$c = \frac{|\Delta E_{REESS}| [Wh]}{|E_{FUEL}| [Wh]} \quad \text{Rovnice 2.15}$$

$$E_{FUEL} = 10 \cdot HV \cdot FC \cdot d \quad \text{Rovnice 2.16}$$

$c$  – limitní korekční kritéria [-]

$\Delta E_{REESS}$  - energie odebraná ze zařízení REESS [J]

$E_{FUEL}$  - energie dodaná palivem [J]

$HV$  - hodnota výhřevnosti paliva [kWh/dm<sup>3</sup>] (pro E10 - 8,64; B7 - 9,79; E85 - 6,41),

$FC$  - nekorigovaná spotřeba paliva [l/100km]

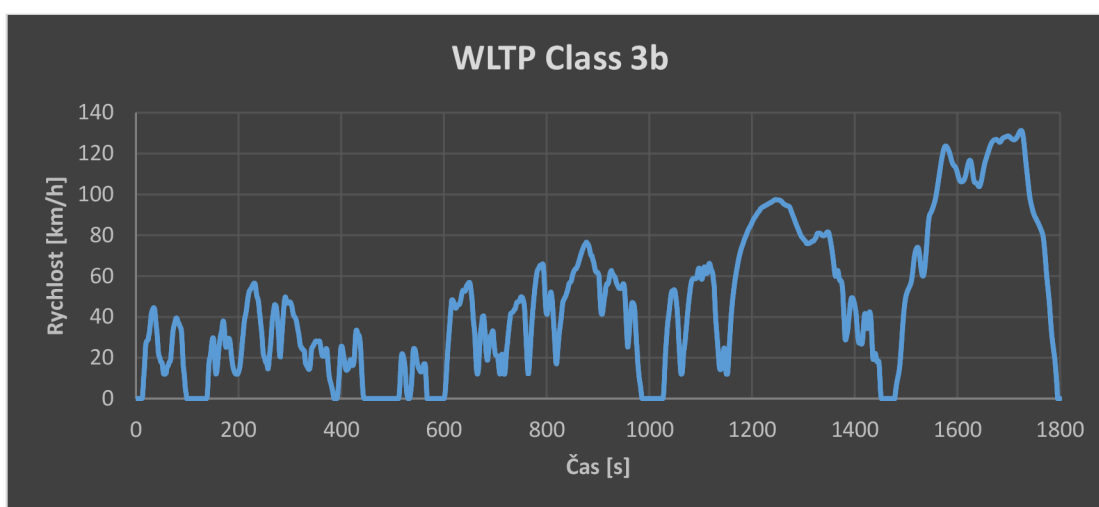
$d$  - ujetá vzdálenost při zkoušce [km] (23,274 km)

## 2.6.11 WLTC

Jízdní cyklus má několik variant pro různé kategorie a výkonnostní třídy vozidel. Jednotlivé třídy jsou děleny podle poměru výkonu a hmotnosti (PMR – Power Mass Ratio)

Třída 1 je pro nejméně výkonná vozidla nepřevyšující 22 W/kg. Obsahuje pouze 2 fáze o celkové délce 1022 sekund a maximální rychlost je zhruba 65 km/h.

Třída 2 je určena pro vozidla jejichž výkon se pohybuje v rozsahu 22 až 34 W/kg. V této třídě má jízdní cyklus tři fáze. První dvě jsou velmi podobné třídě 1, třetí svými rychlostmi odpovídá jízdě mimo město. [25]



Graf 3: Průběh WLTP cyklu [25]

Třída 3 je vyhrazena pro nejvýkonnější vozidla s výkonnostním poměrem převyšujícím 34 W/kg, kam spadají všechny konvenční osobní automobily. Třída 3 obsahuje dvě podkategorie rozdělené maximální rychlostí vozu. Hraniční rychlostí je 120 km/h. Pro obě kategorie je jízdní cyklus složen ze čtyř fází. Opět první tři jsou podobné třídě dvě, čtvrtá simuluje dálniční jízdu. Tento jízdní cyklus trvá 1800 sekund, jeho průměrná rychlost je 46,6 km/h a dosahuje se při něm nejvyššího zrychlení  $1,67 \text{ ms}^{-2}$ .

Aby zkouška byla platná musí řidič projet jízdní cyklus s odchylkou rychlosti  $\pm 2 \text{ km/h}$  od předepsané hodnoty v časovém okně  $\pm 1$  sekundy od aktuálního času. Odchýlit se od této tolerance je přípustné pouze na dobu nižší než 1 sekunda. Mimo aktuálních požadavků se odchylky rovněž vyhodnocují za celý cyklus. Jednou je směrodatná odchylka rychlostí označována RMSSE (Root Mean Square Speed Error), druhou je poměr potřebné energie pro průjezd teoretického a skutečně odjetého cyklu označovaný IWR (Inertial Work

Rating). Hodnoty RMSSE by neměly přesáhnout 1,3 km/h. Hodnoty IWR by se měly pohybovat v rozmezí -2 – 4%. [25]

## 2.6.12 Volba převodových stupňů

Na rozdíl od dříve používaného jízdního cyklu NEDC (New European Driving Cycle) není řazení pevně stanoveno. Pro cyklus WLTP se okamžik řazení vypočítává pro každé konkrétní vozidlo tak, aby bylo schopné dodržet jízdní křivku. Rozhodujícím faktorem pro tento výpočet je poměr požadovaného výkonu a dostupného výkonu motoru při jednotlivých převodových stupních. Velikost požadovaného výkonu závisí na hmotnosti vozidla, koeficientech jízdních odporů, rychlosti a akceleraci vozidla. [25]

## 2.7 Spotřeba paliva

Spotřeba paliva je dána mnoha faktory. Obecně by se dala určit z výhřevnosti paliva, potřebného výkonu a účinnosti zařízení. Pokud používáme konvenční paliva, jsou jejich vlastnosti dané a nemůžeme je ovlivnit. Zbylé faktory závisí na mnoha okolnostech, přičemž některé lze ovlivnit. [28]

### 2.7.1 Potřebný výkon

Potřebný výkon lze určit jako součet výkonů, potřebných k překonání všech odporů. Těmito odpory jsou: valivý odpor, aerodynamický odpor, odpor stoupání a odpor zrychlení. Požadovaný výkon tak budeme moci vyjádřit rovnicí 2.17

$$P_p = \sum F_i \cdot v \quad \text{Rovnice 2.17}$$

$P_p$  – potřebný výkon [W]

$\sum F_i$  – suma jízdních odporů [N]

$v$  - rychlost vozidla [km/h]

### 2.7.2 Odpor proti valení

Odpor proti valení vzniká odvalováním pneumatik po terénu. Je dán deformací terénu a především pneumatiky vozidla, průměrem kola a zatěžovací silou. Dán je rovnicí 2.18.



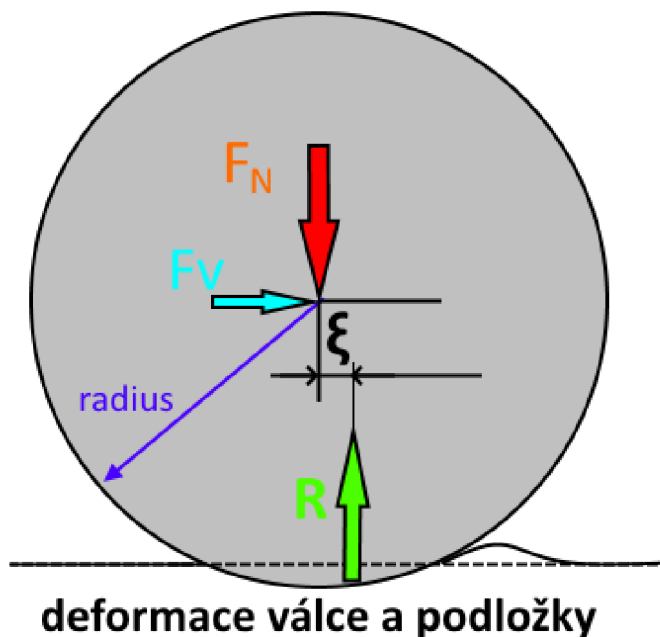
$$F_v = \xi \frac{G}{r} \quad \text{Rovnice 2.18}$$

$F_v$  – valivý odpor [N]

$\xi$  – rameno valivého odporu [m]

$G$  – tíhová síla [N]

$r$  – poloměr kola [m]



Obrázek 13: Schéma valivého odporu [36]

Rameno valivého odporu je dáno deformací podložky a pneumatiky. Vlastnosti podkladu nelze ovlivnit, budeme tedy uvažovat faktory ovlivňující deformaci pneumatiky. Mezi ně patří materiál a konstrukce pneumatiky a její tlak. Tyto faktory rovněž ovlivňují negativně poloměr kola. Zatěžovací síla na pneumatiku je dána především hmotností vozidla a jeho těžištěm. Mezi další složky zatížení patří svislá složka aerodynamických sil a svislá složka sil působících při akceleraci. Výsledek těchto sil bude rovněž závislý na sklonu vozovky. Vzhledem k elasticitě soustavy pneumatiky a nahuštěnému vzduchu uvnitř, má na její chování rovněž vliv rychlost otáčení a teplota. [27]

### 2.7.3 Aerodynamický odpor

Aerodynamický odpor vzniká pohybem v prostředí, tedy vzduchem. Lze ho vyjádřit dle rovnice 2.19.

$$F_A = \frac{1}{2} \rho S c v^2 \quad \text{Rovnice 2.19}$$

$F_A$  – aerodynamický odpor [N]

$\rho$  – hustota vzduchu [ $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ ]

$c$  – koeficient odporu vzduchu [-]

$S$  – čelní plocha vozidla [ $\text{m}^2$ ]

$v$  – rychlost vozidla [ $\text{ms}^{-1}$ ]

Hustota vzduchu vychází z teploty a tlaku. Rychlost je dána používáním vozidla. Z faktorů ovlivňující aerodynamický odpor můžeme při návrhu vozidla ovlivnit součinitel odporu vzduchu a čelní plochu. Čelní plochu lze optimalizovat tak, aby kopírovala prostor pro ergonomické ovládání vozidla. Součinitel odporu vzduchu je komplexní veličina závisající na vnějším tvaru celé karoserie. Jeho vliv lze rozdělit na několik složek:

Tlakový odpor – je dán rozdílem tlaků před a za vozidlem a tvoří největší složku. (50-80%)

Indukovaný odpor – vzniká především rozdílem tlaků pod a nad vozidlem. (0-30%)

Průchod chlazením – jedná se o odpor vzduchu který prochází vnitřkem karoserie především pro zajištění chlazení motoru, výparníku klimatizace nebo brzd. (8-20%)

Povrchové tření – je ovlivněno povrchem karoserie. Největší vliv tak bude mít použitý materiál. Zvýšit odpor může hrubý plast nárazníků nebo plátno střechy kabrioletů. (3-10%)

Víření vzduchu koly – přídavný pohyb kol a vzduchu kolem nich nepříznivě ovlivňuje proudění vzduchu kolem vozidla. Je vhodné tedy řešit tvar kol a zároveň minimalizovat možnost proudění vzduchu kolem nich. (0-5%)[28]

## 2.7.4 Odpor stoupání

Odpor stoupání vzniká při jízdě do svahu a je způsoben tíhovou silou. Vypočítat ho lze podle rovnice 2.20.

$$F_S = G \sin \alpha \quad \text{Rovnice 2.20}$$

$F_S$  – odpor stoupání [N]

$G$  – tíhová síla [N]

$\alpha$  – úhel stoupání [-]

Parametr vozidla, který je třeba brát v úvahu je jeho hmotnost. Budeme-li předpokládat, že ze svahu nemusíme brzdít, může být svah i výhodou v některých jízdách. Zároveň tento jev nesimulujeme v testech emisí a spotřeby paliva. [28]

## 2.7.5 Odpor zrychlení

Tento odpor vychází z prvních dvou Newtonových pohybových zákonů. První říká, že těleso zůstává v klidu nebo rovnoměrném přímočarém pohybu, pokud výslednice sil působící na těleso je rovna nule. Druhý přímo udává dle rovnice 2.21 potřebnou sílu pro zrychlení tělesa.

$$F_Z = m \cdot a \quad \text{Rovnice 2.21}$$

$F_Z$  – odpor zrychlení [N]

$m$  – hmotnost vozidla [kg]

$a$  – zrychlení vozidla [ $\text{ms}^{-2}$ ]

Jde tedy o přímou úměrnost, závisející pouze na hmotnosti vozidla. Vzhledem k tomu, že při změně rychlosti nedochází pouze ke zvětšení rychlosti přímočarého pohybu, ale rovněž ke zvýšení úhlové rychlosti rotačních součástí (primárně kol vozidla) je vhodné uvést i vztahy pro rotující tělesa.

$$M = J \cdot \alpha \quad \text{Rovnice 2.22}$$

$$J = m \cdot r^2 \quad \text{Rovnice 2.23}$$

M – kroutící moment [Nm]

J – moment setrvačnosti [kg·m<sup>2</sup>]

α – úhlové zrychlení [s<sup>-2</sup>]

m – hmotnost [kg]

r – rameno [m]

Zde mimo hmotnosti rotačních součástí hraje roli i moment setrvačnosti, jenž je značně závislý na rameni od osy otáčení. [28]

### 2.7.6 Účinnost vozidla

Účinnost vozidla můžeme vyjádřit jako poměr dodané energie palivem a prací předanou na vozovku. Zde opět můžeme analyzovat přeměny energie po jednotlivých krocích nebo jejich skupinách.

$$\eta = \frac{E_P}{E_D} \quad \text{Rovnice 2.24}$$

η – účinnost [-]

E<sub>P</sub> – energie předaná na vozovku [J]

E<sub>D</sub> – energie dodaná [J]

### 2.7.7 Účinnost spalovacího motoru.

První energetickou přeměnou je spalování paliva. Bez ohledu na použité palivo je důležité zajistit úplné shoření paliva, aby byla využita jeho veškerá chemická energie. Proto je potřeba zajistit správný směšovací poměr paliva a vzduchu a jejich vzájemné dokonalé promísení. K tomu se využívá například zvyšování tlaku paliva nebo víření nasávaného vzduchu. Lepšímu smísení rovněž pomáhá delší čas. Proto se snažíme navrhnout pohonné ústrojí tak, aby uživatel nemusel příliš využívat vysoké otáčky motoru.

Teoretický ideální směšovací poměr vychází ze stechiometrické rovnice, která určuje množství kyslíku pro spálení veškerého paliva. U spalovacích motorů používáme veličinu nazývanou jako součinitel přebytku vzduchu - lambda. [29]

$$\lambda = \frac{M_N}{M_T} \quad \text{Rovnice 2.25}$$

$\lambda$  – součinitel přebytku vzduchu [-]

$M_N$  – množství nasátého vzduchu [kg]

$M_T$  – množství teoreticky potřebného množství vzduchu [kg]

Její hodnota má vliv na účinnost, výkon a emise motoru. Pro zážehové motory je z hlediska maximálního výkonu vhodná bohatá směs pro využití dostupného vzduchu. Pro dosažení nejlepší účinnosti je potřeba chudá směs, aby se využilo veškeré dodané palivo. Rozhodující je dnes ovšem dosažení maximální možné účinnosti třísložkového katalyzátoru, což vyžaduje oscilaci lambdy mírně kolem 1. Vzhledem ke špatné odpařitelnosti motorové nafty se používá pro vznětové motory lambda vyšší. Pro nejvyšší účinnost můžeme považovat ideální hodnotu 1,65. [30]

Dalším krokem pro zvýšení účinnosti spalovacího motoru je návrh tepelného oběhu. Rozhodujícím faktorem je v tomto případě kompresní poměr. Jedná se o poměr vnitřního objemu válce v dolní a horní úvratí pístu. Zvyšování kompresního poměru je však limitováno konstrukcí motoru a vlastnostmi paliva zážehového motoru. [29]

$$\eta = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \quad \text{Rovnice 2.26}$$

$\eta$  – účinnost oběhu [-]

$\varepsilon$  – kompresní poměr [-]

$\kappa$  – poissonova konstanta [-]

Ztráty spalovacího motoru jsou převážně mechanické a tepelné. Tepelné ztráty lze definovat jako poměr tepla dodaného a tepla spotřebovaného na práci oběhu. Největší část tvoří ztráty tepla chlazením motoru a zbytkového tepla odcházející ve výfukových plynech. Zbytková energie výfukových plynů lze využít pomocí turbodmyhadla k přeplňování motoru.

Mechanické ztráty jsou dány pohybem jednotlivých součástí. Hlavním zdrojem ztrát je tření, převážně pak pístu ve válci a ložisek klikové a vačkových hřídelí. Další ztrátou je energie vynaložená na výměnu náplně válce. Minoritními složkami mechanických ztrát jsou pak pohony rozvodů a pomocných zařízení. Většina těchto ztrát roste přímo úměrně s počtem válců a jejich velikostí. Proto současným trendem je snižování počtu válců a zdvihového

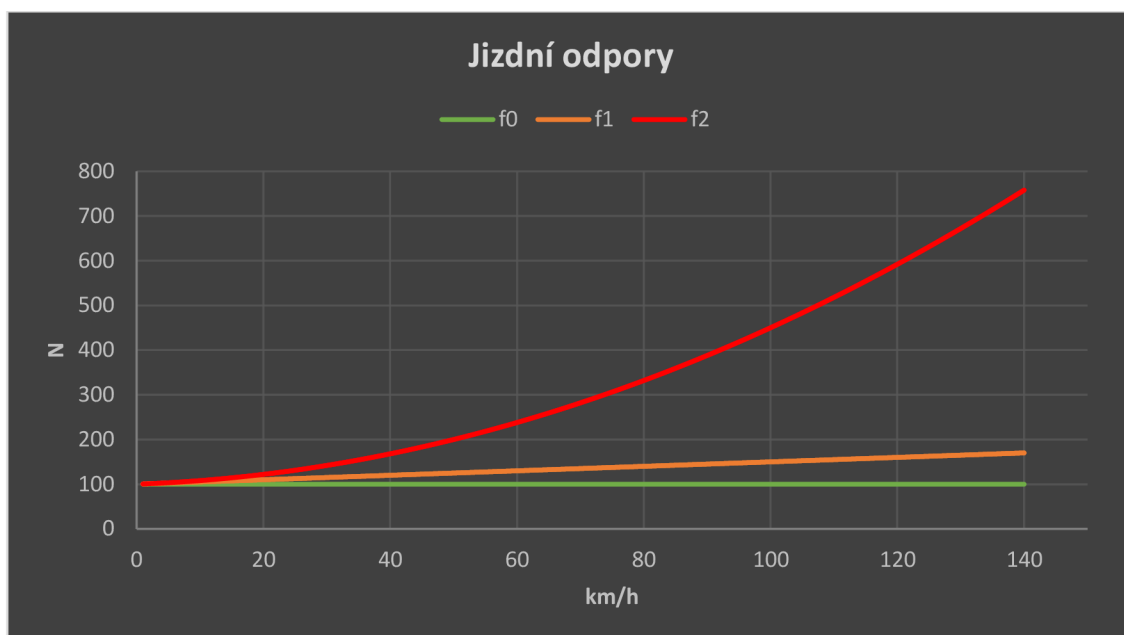
objemu motoru a zvyšování plnicího tlaku, pro snížení spotřeby a zachování dostatečného výkonu. [29]

### **2.7.8 Účinnost pohonného ústrojí**

Účinnost pohonného ústrojí lze určit jako poměr výkonu na výstupu motoru a výkonu na kolech vozidla. Mimo kvality jednotlivých komponent bude mít vliv volba jednotlivých typů komponent a celková koncepce automobilu. Rozdílné tak budou ztráty u manuální a automatické převodovky, u různých druhů spojek, kloubů, diferenciálů a dalších součástí. Velký vliv bude mít rovněž použití pohonu všech kol a s tím přidané komponenty. [29]

## **2.8 Doběhová zkouška**

Jedná se o zkoušku prováděnou v reálných podmínkách pro zjištění odporů vozidla. Vozidlo se při ní rozjede na požadovanou rychlost, zařadí se neutrál a nechá se zastavit. Průběžně se zaznamenávají aktuální rychlosti spolu s časem od vyřazení rychlostního stupně. Vzhledem k tomu, že při doběhu je vozidlo poháněno setrvačností je pro následný výpočet nutné vozidlo zvážit. Aby se zvýšila přesnost váží se vozidlo spolu s řidičem před i po zkoušce, aby se eliminoval dopad spotřebovaného paliva. Zkouška by měla být prováděna na co možná nejrovnější vozovce a pokud možno za bezvětří. Protože ani jedna podmínka nelze dokonale zajistit, jezdí se doběhy v obou směrech vozovky a zaznamenává se rychlost větru. Takto provedené jízdy se zprůměrují. Pro zvýšení přesnosti měření se takovýchto dvojitých měření provede několik, nejméně pak čtyři. Plachtění vozidla by mělo být započato při rychlosti alespoň o 5 km/h vyšší, než je maximální rychlost příslušného jízdního cyklu zaokrouhleno na desítky km/h. [25]



Graf 4: Závislost jízdních odporů na rychlosti vozidla (obvyklé hodnoty)

### 2.8.1 Příprava vozidla

Pro opakovatelnost zkoušky je nutné připravit a zkontrolovat vlastnosti a parametry, které by mohly ovlivnit výsledky. Prvním krokem je nastavení geometrie, konkrétně sbíhavost a odklon kol. Tyto parametry by měly být nastaveny dle doporučení výrobce, v případě tolerančního rozpětí se použije hodnota nejvzdálenější od rovnoběžnosti a svislosti. Dále by měly být nahuštěny pneumatiky na hodnotu doporučenou výrobcem. Před samotnou zkouškou by automobil měl jet rychlostí odpovídající 90% příslušného jízdního cyklu alespoň 20 minut, aby se prohřály všechny součásti na provozní teplotu. Vliv má především teplota maziv pohonného ústrojí a pneumatik. Protože teplota pneumatik má vliv i na jejich tlak a může se měnit, měl by být tlak pravidelně kontrolován i mezi dobohovými jízdami. [25]

### 2.8.2 Vyhodnocení testů

Koeficienty jízdních odporů  $F_0$ ,  $F_1$ ,  $F_2$  [N, N/km/h, N/(km/h)<sup>2</sup>] jsou stanoveny pomocí metody nejmenších čtverců. Používá se porovnání křivky dané koeficienty a naměřenými body. Tyto body jsou obvykle pro rychlosti od 20 km/h do maximální rychlosti příslušného cyklu, odstupňované po deseti. V případě osobních automobilů tedy 130 km/h. Jednotlivé body jsou definovány jmenovitou rychlostí a časem zpomalení. Tento čas je měřen mezi rychlostmi  $v+\Delta v$  a  $v-\Delta v$ , kde  $v$  je jmenovitá rychlost a  $\pm\Delta v$  je rozmezí rychlostí,

konkrétně pak  $\pm 5$  km/h. Výsledek je poté tabulka hodnot průměrných dob zpomalení pro jednotlivé rychlostní body. Z těchto údajů lze pak určit pohlcovaný výkon při dané rychlosti dle rovnice 2.27. [25]

$$P_V = \frac{(E_{k_{v+\Delta v}} - E_{k_{v-\Delta v}})}{t} \quad \text{Rovnice 2.27}$$

$P_V$  – pohlcovaný výkon [W]

$E_{k_{v+\Delta v}}$  – kinetická energie při počáteční rychlosti [J]

$E_{k_{v-\Delta v}}$  – kinetická energie při koncové rychlosti [J]

$t$  – doba zpomalení [s]

## 2.9 Regulace emisí CO<sub>2</sub>

Nízká spotřeba paliva méně zatěžuje životní prostředí, dělá vozidla lukrativnější pro zákazníky, ale je rovněž od roku 2020 regulována nařízením evropské unie EU 2019/631. To stanovuje teoretickou hodnotu průměrných emisí CO<sub>2</sub> 95 g/km. Tato hodnota je dána pro průměr všech prodaných automobilů za rok jednou automobilkou. Stanovení limitu je však dána více faktory a výpočet průměrné hodnoty je vážený. Jinou váhu v tomto případě mají vozidla s nulovými nebo nízkými emisemi.

$$CO_2 = 95 + a \cdot (M - M_0) \quad \text{Rovnice 2.28}$$

CO<sub>2</sub> – specifické emise [g/km]

$M$  – hmotnost vozidla [kg]

$M_0$  – referenční hmotnost 1379,88 [kg]

$a$  – 0,0333 [-]

Z předchozího vztahu vychází, že tento průměr je závislý na hmotnosti vozidla. Dalo by se říci že evropská unie těžším vozidlům poskytuje mírné úlevy. Tato referenční hmotnost se navíc mění a mezi lety 2022 a 2024 bude stanovena na 1398,5 kg. Dá se tedy očekávat postupné zpřísňování.



Protože emise CO<sub>2</sub> se stanovují jako průměr za celou automobilku, mohou být vozidla překračující limit specifických emisí homologována a registrována. Pokud je však průměrná hodnota překročena, je udělena automobilce pokuta ve výši stanovená jako:

$$Pokuta = \text{počet vyrobených aut} \times (\text{emise} - \text{specifická spotřeba}) \times 95 \text{ eur} \quad \text{Rovnice 2.29}$$

[31] [32]

# 3 Experimentální ověření vlivu hmotnosti vozidla a jeho dalších parametrů na produkci skleníkových

## 3.1 Metodika

Pro ověření vlivu hmotnosti vozidla a jeho dalších parametrů na produkci skleníkových plynů byla zvolena metodika vycházející ze stávajícího emisního předpisu EU 2018/1832. Měření bylo uskutečněno na jednom voze s různým nastavením válcového dynamometru tak, aby mohl simulovat různé stavy a vlastnosti, případně odlišné karoserie se shodnou pohonnou jednotkou. Tento způsob měl nevýhodu v nutnosti eliminace vlivu rozdílného stálého převodu mezi jednotlivými modely. Výhodou tohoto způsobu měření byla absence rozdílů ve stavu jednotlivých vozidel a případných odlišných softwarových verzí motoru.

## 3.2 Použitá technika

### 3.2.1 Vozidlo

Pro měření byl vybrán vůz Škoda Fabia III 1.2 TSI s manuální šestistupňovou převodovkou a poháněnou přední nápravou. Jedná se o korelační vozidlo pro emisní zkoušky. Má proto zánovní emisní systém, který je kontrolován a je řádně zajetý. Všechny tyto parametry přispívají k stabilním výsledkům emisních testů.

Výrobce	Škoda
Model	Fabia
Motor	1.2 TSI
Kód motoru	CJZD
Palivo	E10
Vstřikování	Přímé
Datum registrace	06.2015
Emisní úroveň	Euro 6 136/2014W
Rozměr pneumatik	185/60R15
Tlak pneumatik	2.0/2.0 bar
Typ pneumatik	NEXEN NBLUE HD PLUS

Tabulka 2: Specifikace vozidla použitého pro měření

### 3.2.2 Zkušebna

Měření probíhalo ve zkušebně VTP Roztoky, která je vybavena pro homologační měření emisí dle evropských nařízení. V tabulce 3 jsou uvedeny konkrétní použitá zařízení.

Dynamometr	MAHA ECDM 48L 4x4 4-MOT (ZZ-295)
Vzorkování emisí	HORIBA CVS-ONE-MV-HE (PM-3823/1)
Analyzátory emisí	HORIBA MEXA-ONE-C2-OV (PM-3823/2) HORIBA OVN-35H (PM-3823/2) HORIBA DLS-ONE (PM-3823/3) AVL489 APC Advanced (PM-3680)
Váha filtrů PM	Mettler Toledo XR2TU (PM-3844)
Manometr	Conrad Electronic DT-5CV (PM-2840)
Teploměr a vlhkoměr zkušebny	Vaisala HMT333 (PM-3823/7)
Barometr zkušebny	Vaisala PTB330 (PM-3823/8)

Tabulka 3: Seznam měřicí techniky zkušebny VTP Roztoky



Obrázek 14: Měření vozidla Škoda Fabia 1.2 TSI ve zkušebně VTP Roztoky [autor]

### 3.3 Simulované parametry

Jak bylo popsáno v kapitole jízdních odporů, zásadním vlivem na spotřebu paliva je především hmotnost vozidla a aerodynamický odpor. Ve snaze analyzovat tyto vlivy, byly naměřeny tři sady testů:

### 3.3.1 Vybrané modely vozidel

První sada testů simuluje tři modely, které automobilka vyrábí se stejným hnacím ústrojím. Konkrétně se jedná o modely Fabia, Octavia a Karoq. Pro pokud možno nejbližší porovnání byly vybrány karoserie combi u modelů Fabia a Octavia. Model Karoq je vyráběn pouze jako SUV. Díky tomu mají karoserie jak podobný tvar, tak obdobnou užžitnou hodnotu pro uživatele. Podkladem pro tato měření byly údaje z COC (Certificate Of Conformity) listů. V nich jsou uvedeny potřebné údaje pro emisní zkoušky. Těmi jsou hmotnost vozidla, koeficienty jízdních odporů (F0, F1, F2) a převodové poměry a rozměry pneumatik. Díky těmto parametrům lze nastavit jak správné zatěžování dynamometrem, tak vypočítat časy pro řazení jednotlivých převodových stupňů. Tyto tři vozidla, ke kterým byly dohledány údaje nepoužívají pohonnou jednotku shodnou s měřeným vozidlem 1.2 TSI, nýbrž jejího nástupce 1.0 TSI. Vzhledem k porovnávací povaze experimentu, která je zaměřena na karoserii vozidla nemá tento rozdíl zásadní dopad na výsledky měření. Jak bylo zjištěno z COC listů, mají měřená vozidla přes shodnou převodovku odlišný stálý převod. Tento parametr ovlivňuje, v jakých otáčkách motor vozidla pracuje při jízdním cyklu. Musely proto být vytvořeny korekce pro jednotlivé modely tak, aby bylo stejné zatížení motoru a ve stejném otáčkovém spektru. Nejprve se musela upravit rychlost jízdního cyklu, aby bylo dodrženo stejné otáčkové spektrum.:

$$n_n = n \quad \text{Rovnice 3.1}$$

$$M_n = M \quad \text{Rovnice 3.2}$$

$$v = 2\pi r_d \cdot \frac{n}{i} \quad \text{Rovnice 3.3}$$

$$n = \frac{v \cdot i}{2\pi r_d} \quad \text{Rovnice 3.4}$$

$$v_n = v \cdot \frac{i}{r_d} \cdot \frac{r_{dn}}{i_n} \quad \text{Rovnice 3.5}$$

$$v_n = v \cdot k_v \quad \text{Rovnice 3.6}$$

$n$  – otáčky motoru původního vozidla [ $s^{-1}$ ]

$n_n$  – náhradní otáčky motoru simulovaného vozidla [ $s^{-1}$ ]

$M$  – zatěžovací moment na motoru původního vozidla [Nm]

$M_n$  – náhradní zatěžovací moment na motoru simulovaného vozidla [Nm]

$v$  – rychlost původního vozidla [ $ms^{-1}$ ]

$v_n$  – náhradní rychlost simulovaného vozidla [ $\text{ms}^{-1}$ ]

$r_d$  – dynamický poloměr kola původního vozidla [m]

$r_{dn}$  – dynamický poloměr kola simulovaného vozidla [m]

$i$  – převodový poměr původního vozidla [-]

$i_n$  – převodový poměr simulovaného vozidla [-]

$k_v$  – koeficient rychlostí původního a simulovaného vozidla [-]

Dále bylo potřeba upravit nastavení dynamometru, aby odpovídalo novým rychlostem:

$$M_k = \frac{F_k \cdot r_d}{i} \quad \text{Rovnice 3.7}$$

$$\frac{F_k r_d}{i} = \frac{F_{kn} r_{dn}}{i_n} \quad \text{Rovnice 3.8}$$

$$F_{kn} = F \cdot \frac{r_d}{i} \cdot \frac{i_n}{r_{dn}} \quad \text{Rovnice 3.9}$$

$$F_{kn} = F_k \cdot \frac{1}{k_v} \quad \text{Rovnice 3.10}$$

$$f_{0n} = \frac{f_0}{k_v} \quad \text{Rovnice 3.11}$$

$$F_{1n} = \frac{F_1}{k_v} = \frac{f_1 \cdot V}{k_v} = \frac{f_1}{k_v^2} \cdot v_n \quad \text{Rovnice 3.12}$$

$$f_{1n} = \frac{f_1}{k_v^2} \quad \text{Rovnice 3.13}$$

$$F_{2n} = \frac{F_2}{k_v} = f_2 v^2 = \frac{f_2 v_n^2}{k_v^3} \quad \text{Rovnice 3.14}$$

$$f_{2n} = \frac{f_2}{k_v^3} \quad \text{Rovnice 3.15}$$

$M_k$  – točivý moment motoru [Nm]

$F_k$  – zatěžovací síla na kolech původního vozidla [N]

$F_{kn}$  – náhradní zatěžovací síla na kolech simulovaného vozidla [N]

$f_0$  – koeficient jízdních odporů původního vozidla [N]

$f_{0n}$  – náhradní koeficient jízdních odporů simulovaného vozidla [N]

$f_1$  – koeficient jízdních odporů původního vozidla [ $\text{N} \cdot \text{km}^{-1} \cdot \text{h}$ ]

$f_{1n}$  – náhradní koeficient jízdních odporů simulovaného vozidla [ $\text{N} \cdot \text{km}^{-1} \cdot \text{h}$ ]

$F_1$  – zatěžovací síla vycházející z koeficientu  $f_1$  původního vozidla [N]

$F_{1n}$  – náhradní zatěžovací síla vycházející z koeficientu  $f_1$  simulovaného vozidla [N]

$f_2$  – koeficient jízdních odporů původního vozidla [ $N \cdot km^{-2} \cdot h^2$ ]

$f_{2n}$  – náhradní koeficient jízdních odporů simulovaného vozidla [ $N \cdot km^{-2} \cdot h^2$ ]

$F_2$  – zatěžovací síla vycházející z koeficientu  $f_2$  původního vozidla [N]

$F_{2n}$  – náhradní zatěžovací síla vycházející z koeficientu  $f_2$  simulovaného vozidla [N]

Mimo koeficienty jízdních odporů musela být přepočtena i hmotnost vozidla pro nové velikosti zrychlení.

$$F = m \cdot a \quad \text{Rovnice 3.16}$$

$$a_n = a \cdot k_v \quad \text{Rovnice 3.17}$$

$$F_n = \frac{F}{k_v} = \frac{m \cdot a}{k_v} = m_n \cdot a_n \quad \text{Rovnice 3.18}$$

$$m_n = \frac{m}{k_v^2} \quad \text{Rovnice 3.19}$$

$F$  – zatěžovací síla vycházející ze zrychlení původního vozidla [N]

$F_n$  – náhradní zatěžovací síla vycházející ze zrychlení simulovaného vozidla [N]

$a$  – zrychlení původního vozidla [ $km \cdot h^{-2}$ ]

$a_n$  – zrychlení simulovaného vozidla [ $km \cdot h^{-2}$ ]

$m$  – hmotnost původního vozidla [kg]

$m_n$  – náhradní hmotnost simulovaného vozidla [kg]

[Výpočty byly provedeny pod dohledem doc. Ing. Martina Pechouta, Ph.D]

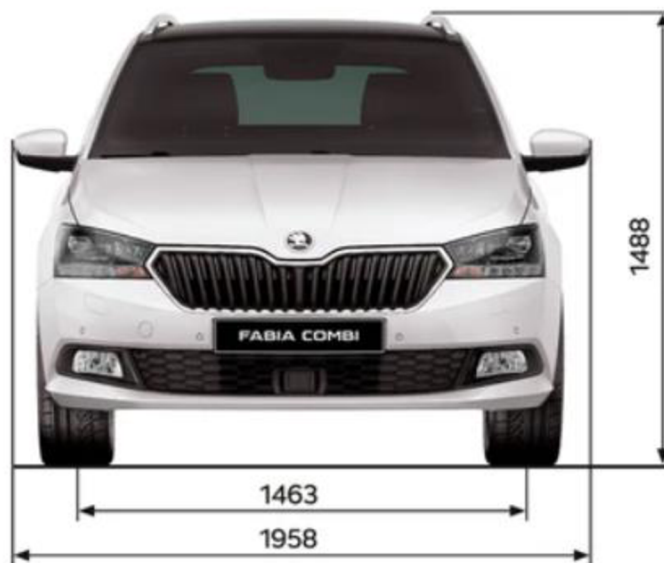
	Hmotnost (Test mass) [kg]	F0 [N]	F1 [N/(km/h)]	F2 [N/(km/h)2]
<b>Fabia</b>	1273	101.3	0.507	0.02947
<b>Octavia</b>	1417	94	0.507	0.03165
<b>Karoq</b>	1463	77.6	0.507	0.03824

*Tabulka 4: Původní nastavení válcového dynamometru*

	Hmotnost (Test mass) [kg]	F0 [N]	F1 [N/(km/h)]	F2 [N/(km/h)2]
<b>Fabia</b>	1273	101.3	0.507	0.02947
<b>Octavia</b>	1244	88.08	0.445	0.02604
<b>Karoq</b>	1245	71.6	0.432	0.03003

*Tabulka 5: Přepočtené parametry nastavení válcového dynamometru*

Při pozornějším pohledu je možné si všimnout dvou nezvyklých jevů. Prvním jsou hodnoty  $F_0$ . Ty by měly simulovat především odpory valení. Jak bylo zmíněno výše ty jsou značně závislé na hmotnosti. Zde ovšem koeficienty  $F_0$  a hmotnosti vozidla jsou nepřímo úměrné. Toto může být způsobeno použitím jiné velikosti kol nebo kvalitnějšími ložisky. Druhým zajímavým jevem je koeficient  $F_1$ , který je u všech vozidel shodný. K tomuto koeficientu nelze snadno přiřadit jev, který dominantně ovlivňuje jeho hodnotu. Koeficienty konkrétních automobilů však nejsou v reálu měřena, nýbrž aproximována z naměřených hodnot různých výbavových stupňů. Lze proto usoudit, že nejen koeficienty  $F_1$ , ale i  $F_0$  a  $F_2$  jsou pouze teoreticky stanovené a proto ne zcela přesné.



*Obrázek 15: Rozměry Škoda Fabia [33]*



Obrázek 16: Rozměry Škoda Octavia [33]



Obrázek 17: Rozměry Škoda Karoq [33]

### 3.3.2 Hmotnost vozidla

Hmotnost je parametr, který ovlivňuje mnoho jízdních odporů. Součásti, které se pohybují nejen vůči vozovce, ale i vozidlu samotnému, se do těchto odporů projevují více. Proto jedna sada měření je orientována na vliv hmotnosti. V tomto případě bylo opět měřeno vozidlo ve třech nastavení. Mimo hmotnosti zůstaly ostatní parametry odpovídající modelu Fabia. První hodnota byla z COC listu, další s hmotností navýšenou o 300kg a 600kg.



Nejvyšší hodnota tak může představovat nejvyšší přípustnou hmotnost modelu Karoq, jež činí 1853kg.

	Hmotnost (Test mass) [kg]	F0 [N]	F1 [N/(km/h)]	F2 [N/(km/h)2]
<b>Fabia</b>	1273	101.3	0.507	0.02947
<b>Fabia M-2</b>	1573	101.3	0.507	0.02947
<b>Fabia M-3</b>	1873	101.3	0.507	0.02947

*Tabulka 6: Nastavení válcového dynamometru pro měření vlivu hmotnosti*

### 3.3.3 Aerodynamický odpor vozidla

Dalším výrazným prvkem ovlivňujícím potřebný výkon vozidla pro jízdu je aerodynamický odpor. Ten je hlavním faktorem ovlivňujícím koeficient F2. I v tomto případě bylo provedeno troje měření. Rovněž se vycházelo z nastavení pro model Fabia. Horní hodnotou koeficientu F2 byla hodnota pro model Kodiaq, čili největší SUV se spalovacím motorem vyráběný rovněž automobilkou Škoda Auto. Prostřední hodnota F2 byla stanovena jako průměr mezi hodnotami pro modely Fabia a Kodiaq.

	Hmotnost (Test mass) [kg]	F0 [N]	F1 [N/(km/h)]	F2 [N/(km/h)2]
<b>Fabia</b>	1273	101.3	0.507	0.02947
<b>Fabia F2-2</b>	1273	101.3	0.507	0.0342
<b>Fabia F2-3</b>	1273	101.3	0.507	0.0394

*Tabulka 7: Nastavení válcového dynamometru pro měření vlivu koeficientu f2*

## 3.4 Emisní testy

Jak bylo uvedeno v kapitole 3.1 prováděné emisní testy vycházely z předpisu EU 2018/1832. Emise tak byly vyhodnocovány pro cyklus WLTP 3b. Z časových důvodů a orientace hlavně na produkci CO<sub>2</sub> však bylo měření prováděno na vozidle s ohřátým motorem a mohlo tak být změřeno několik variant za sebou. V případě měření, které simulovalo jednotlivé modely bylo proveden vždy jeden studený test následovaný třemi s ohřátým motorem. V případě měření s různým nastavením hmotnosti a aerodynamického odporu byl změřen vždy jen jeden test s teplým startem.

## 3.5 Výsledky měření

### 3.5.1 Vliv teploty vozidla na měření

Protože předpis požaduje test vozidla vytemperovaného na  $23 \pm 2$  °C je vhodné zjistit jaký vliv má měření ohřátého vozidla na provozní teplotu na výsledky měření. Z tabulky 8 je patrné, že velká část škodlivin u ohřátého vozidla dosahuje nižších hodnot. I emise CO<sub>2</sub> s teplotou mírně klesají. Prokazatelné snížení hodnot u ohřátého vozidla není patrné u oxidů dusíku a pevných částic.

	HC	CO	CO <sub>2</sub>	NO <sub>x</sub>	Spotřeba paliva	PN	PM
	[mg/km]	[mg/km]	[g/km]	[mg/km]	[l/100km]	[1/km]	[mg/km]
<b>Fabia-C</b>	18,050	136,280	124,330	15,370	5,511	1,374E+12	0,310
<b>Fabia-W1</b>	2,830	33,740	118,820	17,850	5,258	1,099E+12	0,280
<b>Fabia-W2</b>	2,840	23,970	117,760	16,470	5,210	1,201E+12	0,320
<b>Fabia-W3</b>	2,850	29,070	118,170	16,770	5,229	1,184E+12	0,280
<b>Octavia-C</b>	15,976	110,048	133,601	22,069	5,919	1,166E+12	0,726
<b>Octavia-W1</b>	3,575	27,192	127,742	20,661	5,652	8,519E+11	0,395
<b>Octavia-W2</b>	4,439	35,815	127,315	20,949	5,634	9,566E+11	0,384
<b>Octavia-W3</b>	4,226	35,473	128,083	18,718	5,668	1,056E+12	0,427
<b>Karoq-C</b>	19,280	147,120	138,038	17,925	6,118	1,179E+12	0,444
<b>Karoq-W1</b>	5,917	57,471	132,576	19,974	5,869	1,037E+12	0,434
<b>Karoq-W2</b>	4,834	49,365	131,351	17,568	5,813	1,124E+12	0,358
<b>Karoq-W3</b>	4,617	43,155	132,142	20,245	5,848	1,176E+12	0,390

Tabulka 8: Výsledky měření vlivu karoserii

C – studený start

W<sub>x</sub> – teplý start

Ze snížení hodnot škodlivin je patrné jak velký vliv má teplota třicetného katalyzátoru na jeho účinnost. U HC a CO došlo ke snížení na méně než čtvrtinu původních hodnot. Hodnoty NO<sub>x</sub> zůstaly přibližně na stejné hodnotě. Vzhledem k tomu, že jejich vznik závisí na teplotě spalování, je pravděpodobné, že jejich hodnoty byly také sníženy, ale teplý motor jich produkoval více.

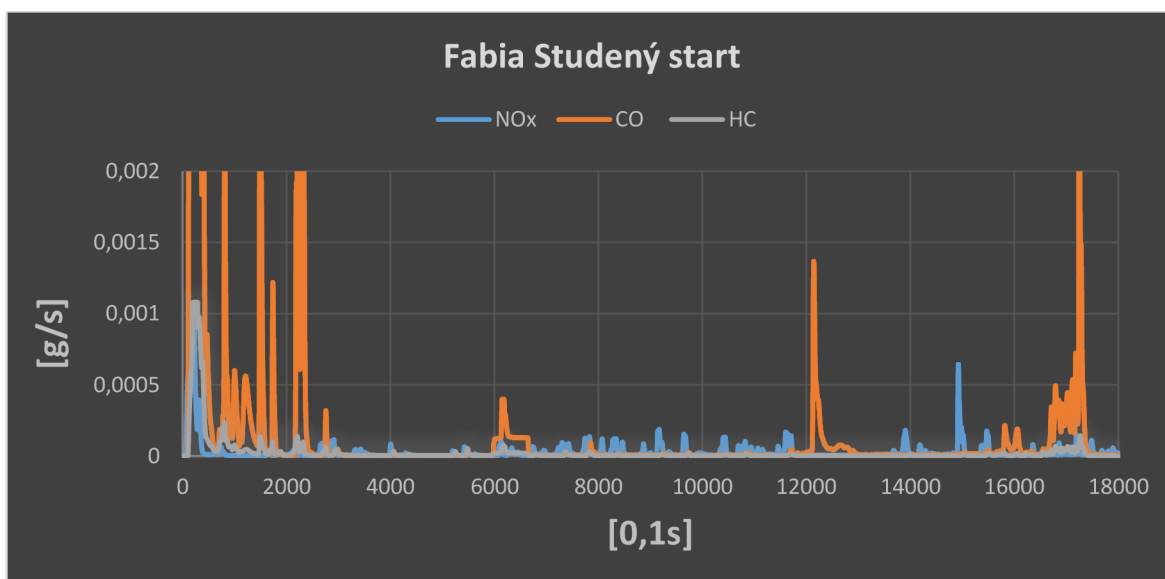
		HC	CO	CO <sub>2</sub>	NO <sub>x</sub>	Spotřeba paliva	PN
		[mg/km]	[mg/km]	[g/km]	[mg/km]	[l/100km]	[1/km]
<b>Fabia-C</b>	Fáze 1	122,81	856,12	176,63	55,4	7,89	3,19E+12
	Fáze 2	3,09	11,14	120,61	16,21	5,34	8,48E+11
	Fáze 3	0,66	26,88	104,27	9,53	4,61	8,62E+11
	Fáze 4	2,73	35,03	124,27	5,04	5,50	1,44E+12
<b>Fabia-WA</b>	Fáze 1	5,16	13,19	144,91	45,30	6,41	8,19E+11
	Fáze 2	1,97	8,70	115,71	25,62	5,12	8,82E+11
	Fáze 3	0,70	27,97	102,48	11,94	4,53	9,45E+11
	Fáze 4	4,33	47,21	123,41	6,00	5,46	1,63E+12

Tabulka 9: Výsledky měření za studena a za tepla v jednotlivých fázích

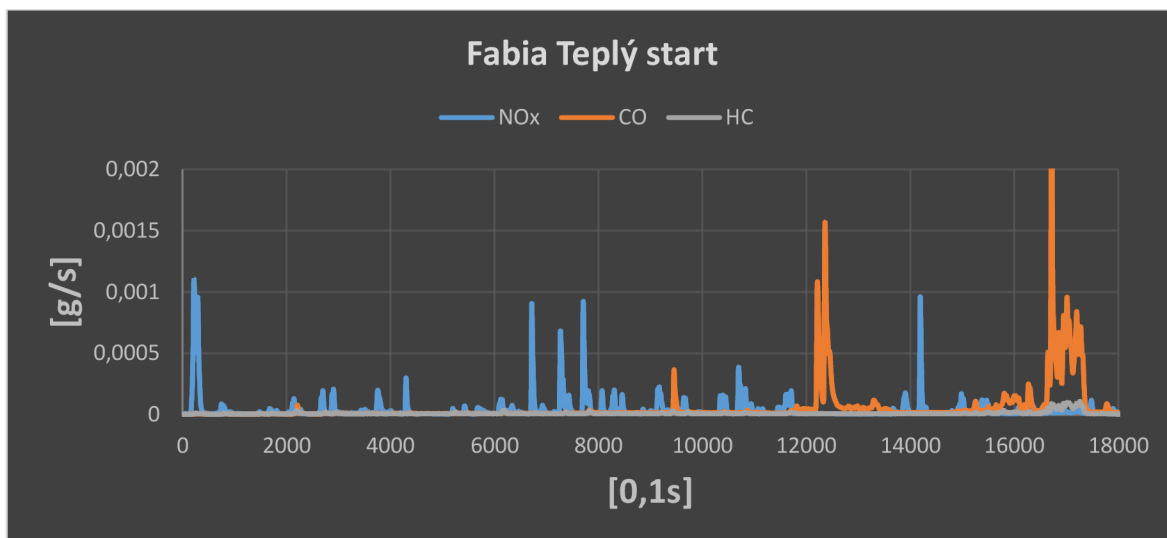
WA – průměrné hodnoty teplých startů

Při detailním pohledu na hodnoty po jednotlivých fázích lze rovněž konstatovat, že neprohřátým katalyzátorem jsou ovlivněny výsledky nejen fáze 1, ale i fáze 2.

Z porovnání výsledků ohřátého vozidla v tabulce 8 je rovněž patrné, že výsledky měření jsou stabilní a nedocházelo při něm k žádným zásadním chybám a jízdní cykly byly projety přesně.



Graf 5: 10Hz záznam škodlivin měření modelu Fabia při studeném startu

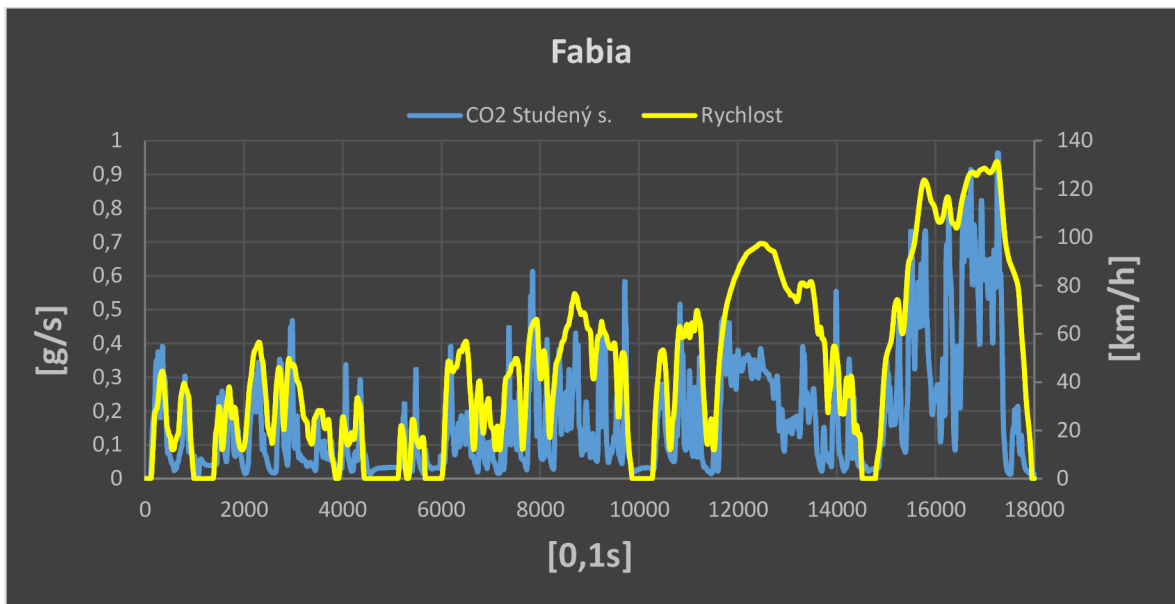


*Graf 6: 10Hz záznam škodlivin měření modelu Fabia při teplém startu*

Modální 10Hz záznam škodlivin potvrzuje snížení hodnot CO a HC při teplém startu díky plně funkčnímu katalyzátoru již od samého začátku jízdy. Zároveň je zde patrné zvýšení produkce NOx díky celkově vyšší pracovní teplotě motoru.

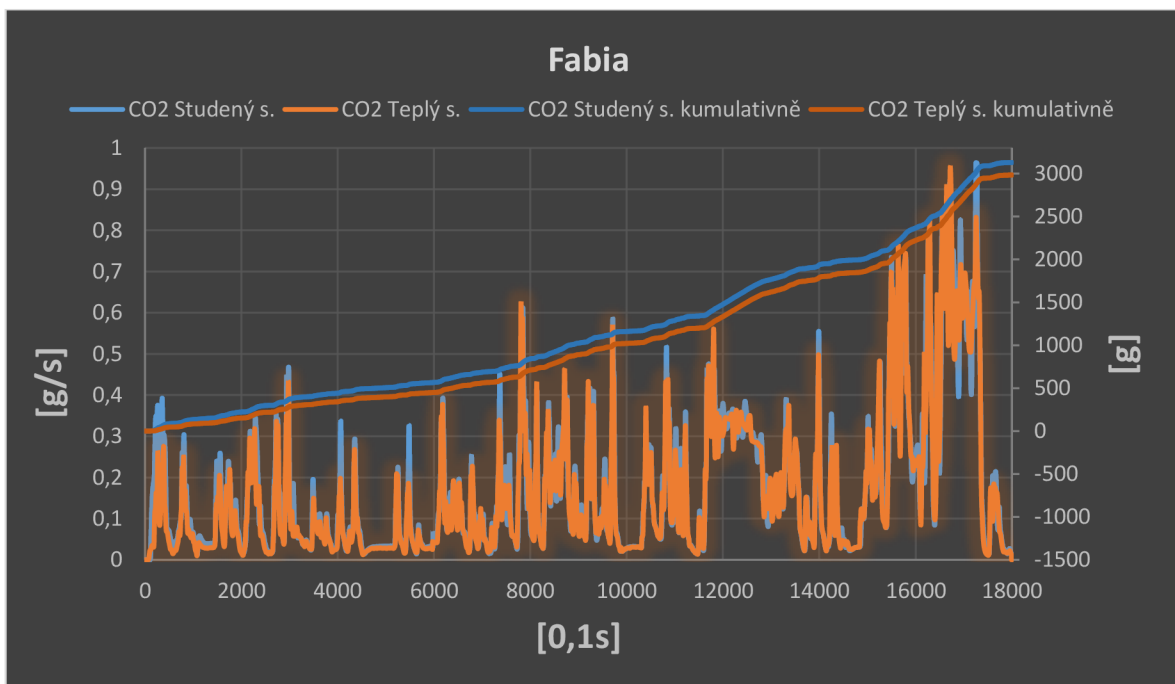
### **3.5.2 Vliv karoserie jednotlivých modelů automobilu**

Z výsledků měření uvedených v tabulce 10 je patrné, že výsledky měření studeného a ohřátého vozidla mají odlišný trend a to především u hodnot škodlivin. Zde nejnižších hodnot ve studeném stavu dosahuje model Octavia, který má prostřední úroveň zatížení a prostřední množství produkované CO<sub>2</sub>. Tento jev je pravděpodobně dán vyšším zatížením motoru, které přispívá k rychlejšímu ohřátí všech součástí a především katalyzátoru. Podobný jev lze pozorovat i u karosářského provedení Karoq. Zde ovšem ještě vyšší zatížení vede i k ještě vyšší produkci surových škodlivin, které rychlé ohřátí katalyzátoru již zcela nekompenzuje.



Graf 7: Produkce CO<sub>2</sub> v průběhu jízdního cyklu

V případě spotřeby paliva je trend stejný u výsledků studeného i ohřátého vozidla. Nicméně v případě studeného vozidla jsou rozdíly méně patrné. To je dáno energií spotřebovanou na ohřátí všech částí a zvýšených odporů ve studeném stavu. Rozdílné hodnoty na začátku testu jsou dobře patrné v grafu 8. Toto navýšení je pro všechny modely podobné, proto i výsledný rozdíl mezi studeným a ohřátým stavem se liší o přibližně 6 g/km CO<sub>2</sub>.

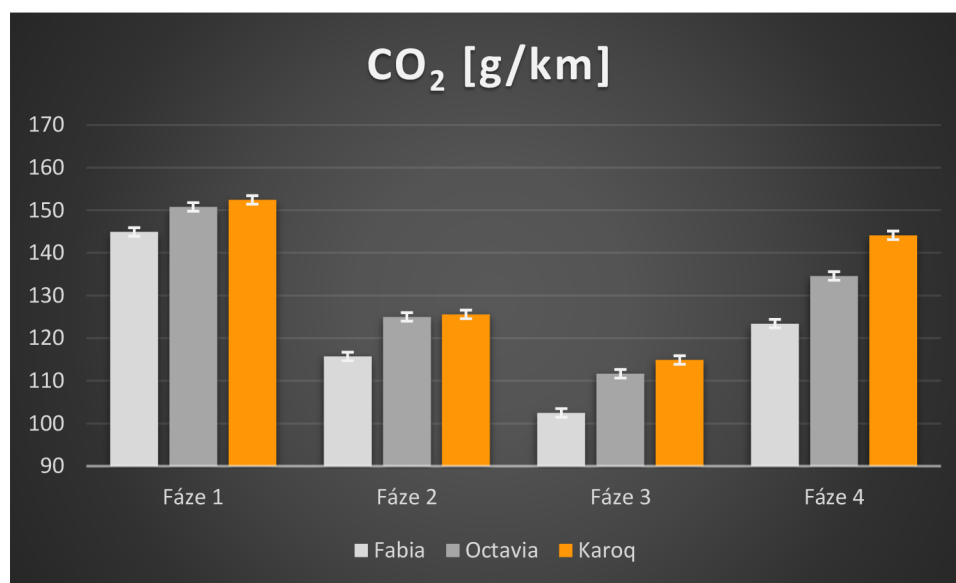


Graf 8: Porovnání produkce CO<sub>2</sub> mezi teplým a studeným startem na 10Hz záznamu

Lze tedy konstatovat, že pro porovnání škodlivin je prokazatelnější měření vozidel ve studeném stavu, neboť jejich výsledná hodnota závisí na mnoha parametrech a zatížení motoru má v počátku jízdy spíše pozitivní vliv. Přesto je pravděpodobné, že surových škodlivin produkuje samotný motor více. Druhým důvodem pro posuzování škodlivin studeného vozidla je fakt, že celkové emise většiny plyných škodlivin je ve studeném stavu několikanásobně více. Naopak z výsledků měření pevných částic nelze pozorovat u zážehového motoru žádnou souvislost mezi zatížením a jejich množstvím.

	HC	CO	CO <sub>2</sub>	NO <sub>x</sub>	Spotřeba paliva	PN	PM
	[mg/km]	[mg/km]	[g/km]	[mg/km]	[l/100km]	[1/km]	[mg/km]
<b>Fabia-C</b>	18,050	136,280	124,330	15,370	5,511	1,37E+12	0,310
<b>Octavia-C</b>	15,976	110,048	133,601	22,069	5,919	1,17E+12	0,726
<b>Karoq-C</b>	19,280	147,120	138,038	17,925	6,118	1,18E+12	0,444
<b>Fabia-WA</b>	2,840	28,927	118,250	17,030	5,232	1,16E+12	0,293
<b>Octavia-WA</b>	4,080	32,827	127,713	20,109	5,651	9,55E+11	0,402
<b>Karoq-WA</b>	5,123	49,997	132,023	19,262	5,843	1,11E+12	0,394

Tabulka 10: Výsledky měření vlivu karoserie za studena a za tepla



Graf 9: Výsledky měření vlivu karoserie za tepla

Naopak spotřeba paliva je lépe vypovídající v případě testů s ohřátým vozidlem. Přehled emisí CO<sub>2</sub> po jednotlivých fázích uvedený v tabulce 11 zobrazuje lépe vlivy jednotlivých vlastností modelů automobilu na výsledné hodnoty. Vzhledem k tomu, že testované nastavení pro Octavii i Karoqa má jen nepatrné rozdíly v hmotnosti, v městských

fázích je rozdíl jen nepatrný ve srovnání s lehčí Fabií. Ve fázích s vyššími rychlostmi se více projevuje vliv koeficientu F2, který reprezentuje především aerodynamický odpor. Proto se ve fázi 3 a především fázi 4 více liší i výsledky modelů Octavia a Karoq neboť jejich koeficienty odporů F2 jsou značně odlišné.

	CO <sub>2</sub> [g/km]			
	Fáze 1	Fáze 2	Fáze 3	Fáze 4
Fabia-C	176,63	120,61	104,27	124,27
Octavia-C	169,87	122,55	105,64	126,94
Karoq-C	168,76	120,02	107,44	133,38
Fabia-WA	144,91	115,71	102,48	123,41
Octavia-WA	150,79	124,99	111,64	134,58
Karoq-WA	152,43	125,57	114,88	144,11

Tabulka 11: Výsledky měření karoserii po fázích

### 3.5.3 Vliv spotřeby paliva na množství škodlivin

Z naměřených dat je zřejmé, že množství plynných škodlivin ve většině případů koreluje se spotřebou paliva. V případě měření s ohřátým motorem je tato závislost silnější, neboť odpadá vliv ohřívání katalyzátoru. Tato závislost potvrzuje, že škodliviny vznikají především při vyšším zatížení motoru, kdy spalování neprobíhá ideálně.

	HC	CO	CO <sub>2</sub>	NO <sub>x</sub>	Spotřeba paliva	PN	PM
	[mg/km]	[mg/km]	[g/km]	[mg/km]	[l/100km]	[1/km]	[mg/km]
Fabia-C1	18,05	136,28	124,33	15,01	5,51	1,37E+12	0,31
Octavia-C1	15,98	110,05	133,60	12,35	5,92	1,17E+12	0,73
Karoq-C1	19,28	147,12	138,04	15,11	6,12	1,18E+12	0,44
Fabia-Wa	2,84	28,93	118,25	17,03	5,23	1,16E+12	0,29
Octavia-Wa	4,08	32,83	127,71	20,11	5,65	9,55E+11	0,40
Karoq-Wa	5,12	50,00	132,02	19,26	5,84	1,11E+12	0,39

Tabulka 12: Vliv spotřeby paliva na množství škodlivin

Zelená – nejnižší hodnota

Žlutá – střední hodnota

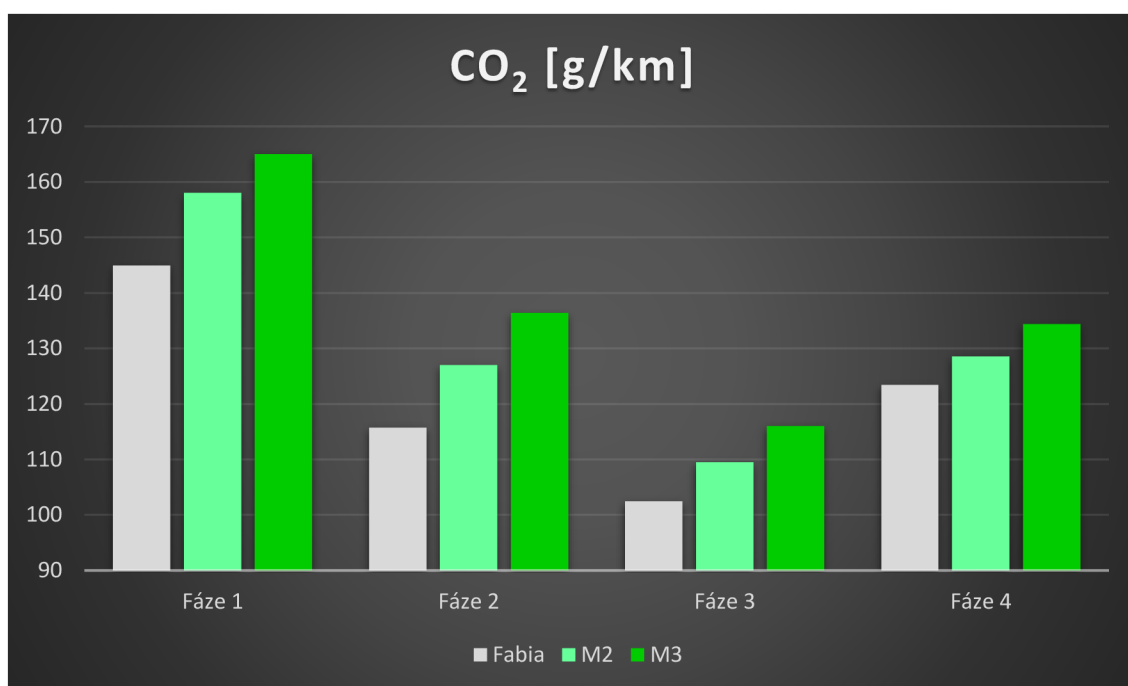
Červená – nejvyšší hodnota

### 3.5.4 Vliv hmotnosti vozidla na množství emisí

Pro lepší pochopení vlivu jednotlivých vlastností karoserie automobilu, byla provedena i měření, kde se mezi jednotlivými měřeními lišila pouze simulovaná hmotnost vozidel. Jak bylo popsáno v kapitole 3.3.2, porovnávány jsou hodnoty pro Fabii a Fabii zatíženou o 300 a 600 kg. Tato měření byla provedena v ohřátém stavu. Bohužel před druhým testem probíhala doběhová zkouška, kdy motor běží pouze na volnoběh, proto zřejmě nebyl katalyzátor plně prohřátý a výsledky škodlivin jsou tak u druhého testu nejvyšší. Zbytek vozidla však byl udržován na provozní teplotě, proto výsledky spotřeby nejsou ovlivněny.

	HC	CO	CO <sub>2</sub>	NO <sub>x</sub>	Spotřeba paliva	PN	PM
	[mg/km]	[mg/km]	[g/km]	[mg/km]	[l/100km]	[1/km]	[mg/km]
<b>Fabia-W</b>	2,840	28,927	118,250	17,030	5,232	1,16E+12	0,293
<b>Fabia-M2</b>	12,140	79,960	126,280	19,850	5,592	1,35E+12	0,360
<b>Fabia-M3</b>	4,770	64,240	133,210	20,570	5,897	1,39E+12	0,340

Tabulka 13: Výsledky měření vlivu hmotnosti automobilu



Graf 10: Výsledky měření vlivu hmotnosti automobilu

V tabulce 14 je zobrazena produkce CO<sub>2</sub> po jednotlivých fázích. Výsledky potvrzují předpoklad, že nejvíc se projeví hmotnost na odporu vůči zrychlení vozu. Vzhledem k poměrně ustáleným rychlostem ve třetí a čtvrté fázi je zde nárůst spotřeby paliva nejmenší.



Největší vliv se projevuje ve druhé fázi, kde se často mění rychlost vozidla a zároveň se dosahuje vyšších rychlostí než u první fáze. Toto navýšení je více než dvojnásobné oproti čtvrté fázi. Do spotřeby paliva zasahuje mnoho faktorů, nelze proto hledat přímou úměrnost mezi spotřebou paliva a hmotností vozidla. Proto rozdíl mezi hmotnostmi 1273 a 1573 kg je tak 8g CO<sub>2</sub>/km (0,34 l/100km benzínu). Zatímco zvýšení produkce CO<sub>2</sub> mezi hmotnostmi 1573 a 1873 byl pouze 6,9 g/km (0,30 l/100km benzínu). Rozdíl jednotlivých navýšení není příliš velký. Protože hmotnost automobilů se nejčastěji pohybuje v rozmezí měřených hmotností, dalo by se tedy usoudit, že produkce CO<sub>2</sub> stoupá o 2,48g/km (0,11 l/100km benzínu) při zvýšení hmotnosti vozidla o 100kg. Pro městský provoz pak o 3,39 g CO<sub>2</sub>/km (0,15 l/100km benzínu).

	CO <sub>2</sub> [g/km]				
	Fáze 1	Fáze 2	Fáze 3	Fáze 4	Celkem
<b>Fabia</b>	144,910	115,707	102,477	123,407	118,250
<b>Fabia-M2</b>	158,04	126,98	109,47	128,54	126,280
<b>Fabia-M3</b>	164,96	136,39	116,02	134,39	133,210
<b>M2/Fabia</b>	109%	110%	107%	104%	107%
<b>M3/Fabia</b>	114%	118%	113%	109%	113%

Tabulka 14: Výsledky měření vlivu hmotnosti po jednotlivých fázích

### 3.5.5 Vliv aerodynamického odporu na množství emisí

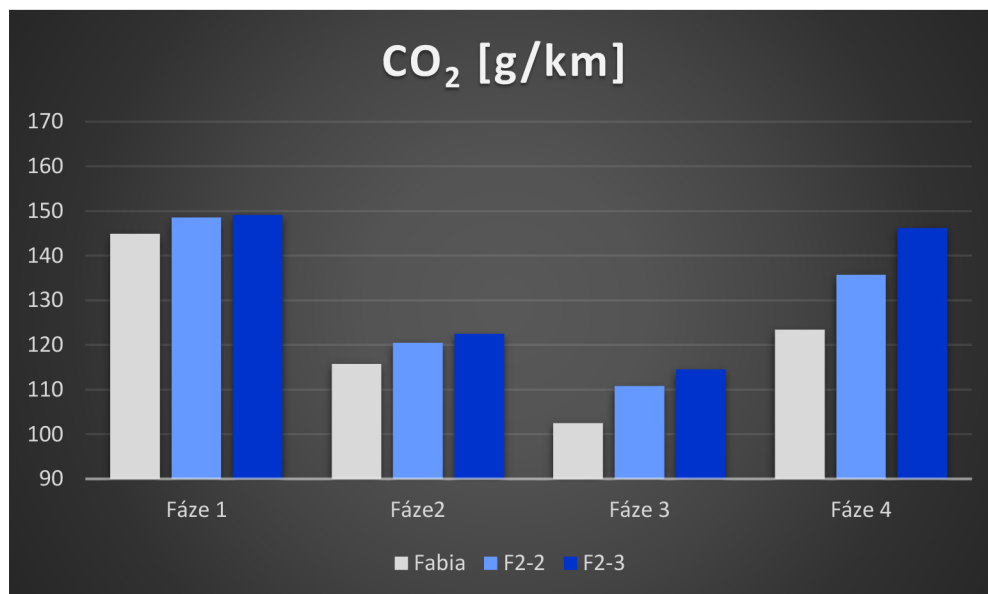
Třetí sada měření porovnávala vliv koeficientu aerodynamického odporu F2. Jak bylo uvedeno v kapitole 3.3.3 vycházelo se opět z nastavení Fabie a z původní hodnoty F2: 0.02947 (N/(km/h)<sup>2</sup>) se koeficient navýšil nejdříve na hodnotu 0.0342 (N/(km/h)<sup>2</sup>) a následně na hodnotu 0.0394 (N/(km/h)<sup>2</sup>). Rovněž i zde bylo měření ovlivněno nastavovací doběhovou zkouškou. Proto výsledky škodlivin u druhého testu jsou zvýšené.

	HC [mg/km]	CO [mg/km]	CO <sub>2</sub> [g/km]	NO <sub>x</sub> [mg/km]	Spotřeba paliva [l/100km]	PN [1/km]	PM [mg/km]
<b>Fabia-W</b>	2,840	28,927	118,250	17,030	5,232	1,16E+12	0,293
<b>Fabia-F2-2</b>	9,960	71,490	126,650	14,260	5,608	1,24E+12	0,230
<b>Fabia-F2-3</b>	4,710	52,800	131,970	16,030	5,841	1,33E+12	0,400

Tabulka 15: Výsledky měření vlivu aerodynamického odporu automobilu

Opět i v tomto případě je názornější přehled spotřeby paliva po jednotlivých fázích. Vzhledem k tomu, že aerodynamický odpor je úměrný čtverci rychlosti, navýšení koeficientu F2 se projeví především ve vyšších rychlostech. To také potvrzují výsledky

měření v tabulce 16. Nárůst spotřeby je v městských fázích minimální. Naopak spotřeba mimo město a na dálnici narostla významně.



Graf 11: Výsledky měření vlivu aerodynamického odporu automobilu

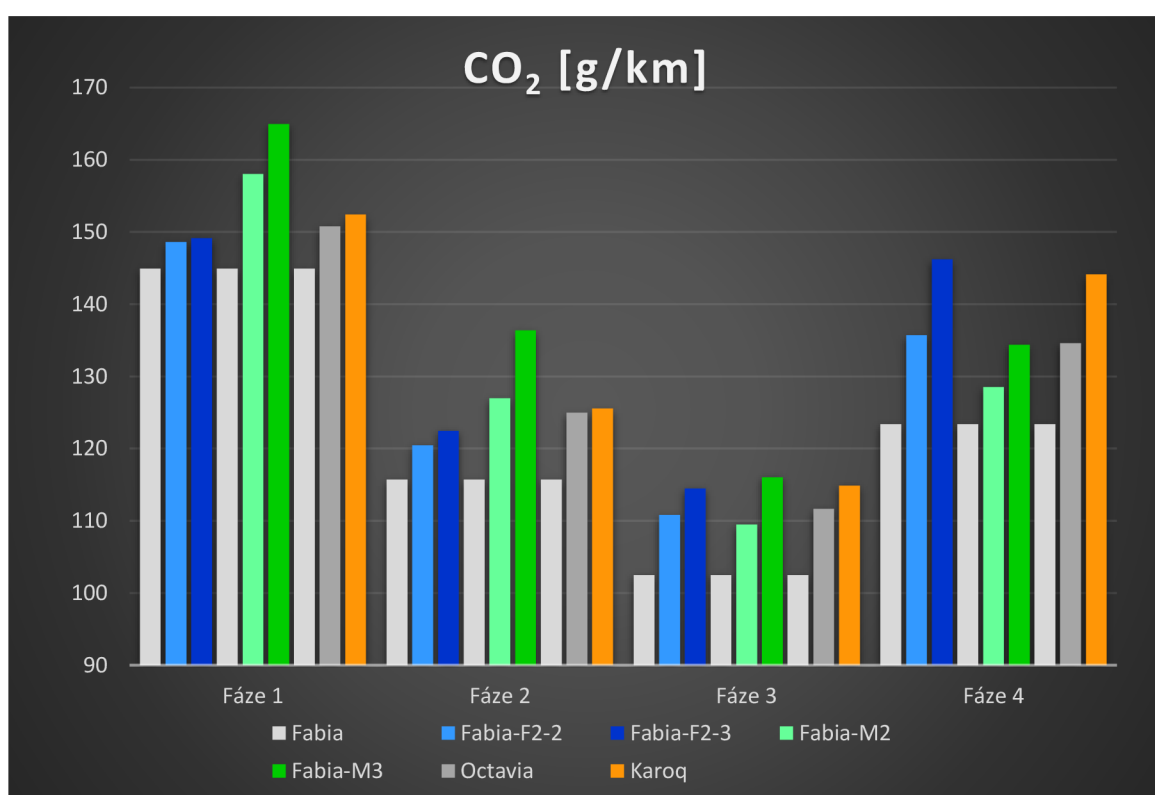
Stejně tak i v tomto případě nárůst produkce CO<sub>2</sub> byl výraznější u prvního zvětšení koeficientu F2, konkrétně o 8,4 g/km (0,36 l/100km benzínu). Druhé navýšení koeficientu pak znamenalo nárůst již jen 5,32 g/km CO<sub>2</sub> (0,23 l/100km benzínu). Z výsledků je možné říci, že pokud se koeficient F2 zvětší o 10% výsledná produkce CO<sub>2</sub> se zvedne přibližně o 4,1 g/km (0,18 l/100km benzínu).

	CO <sub>2</sub> [g/km]				Celkem
	Fáze 1	Fáze 2	Fáze 3	Fáze 4	
<b>Fabia</b>	144,910	115,707	102,477	123,407	118,250
<b>Fabia-F2-2</b>	148,59	120,48	110,81	135,72	126,650
<b>Fabia -F2-3</b>	149,150	122,440	114,480	146,210	131,970
<b>F2-2/Fabia</b>	103%	104%	108%	110%	107%
<b>F2-3/Fabia</b>	103%	106%	112%	118%	112%

Tabulka 16: Výsledky měření vlivu aerodynamického odporu po jednotlivých fázích

### 3.5.6 Diskuse výsledků měření

Při srovnání všech výsledků měření produkce CO<sub>2</sub> po jednotlivých fázích je patrné, že hmotnost vozidla hraje velkou roli především v městském provozu. Ve třetí fázi WLTP cyklu, který představuje jízdu mimo město se vliv hmotnosti přibližuje vlivu aerodynamického odporu, ale stále má ze simulovaných parametrů největší podíl. Ve čtvrté, dálniční fázi, je již dominantní aerodynamický odpor vozidla. Pro výsledky za celý jízdní cyklus je ale hmotnost vozidla stále rozhodujícím faktorem. Proto by při konstrukci automobilů, měl být kladen důraz na snižování hmotnosti za účelem snížení spotřeby.



Graf 12: Srovnání produkce CO<sub>2</sub> jednotlivých měření po jednotlivých fázích

Při srovnání modelů se stejným pohonným ústrojím z širšího hlediska (viz. tabulka 17) si můžeme povšimnout, že SUV Karoq má menší zavazadlový prostor a jen nepatrně vyšší hodnocení bezpečnosti, než má malé combi Fabia. Přesto produkce CO<sub>2</sub> je vyšší o 13,7 g/km (odpovídá zvýšení spotřeby o 0,6 l/100km benzínu). Velké combi Octavia produkuje o 9,4 g/km více CO<sub>2</sub> (odpovídá zvýšení spotřeby o 0,4 l/100km benzínu) než model Fabia, poskytuje ale větší zavazadlový prostor a více bezpečnostních prvků.

	CO <sub>2</sub>			Zavazadlový prostor	Bezpečnost
	[g/km]		%	[l]	Euro NCAP
	WA	Aproximace M+F2	měřené/aproximace	Zavazadelník/včetně sedaček	* /%
<b>Fabia</b>	118,3			530/958	5/(300/400)
<b>Octavia</b>	127,7	124,9	102%	610/1050	5/(311/400)
<b>Karoq</b>	132,0	135,2	98%	521/756	5/(303/400)

Tabulka 17: Srovnání naměřených hodnot se získanými poznatky [33] [34]

Výsledky získané simulováním vlivu hmotnosti a aerodynamického odporu na model Fabia byly aplikovány na parametry modelů Octavia a Karoq. Pro model Octavia tedy navýšení hmotnosti o 144 kg a zvýšení aerodynamického odporu o 7,4% oproti Fabii. Pro model Karoq bylo pak navýšení o 190 kg a 29,8% odporu vzduchu. Vliv hmotnosti na produkci CO<sub>2</sub> byl experimentálně stanoven na 2,48g/km při zvýšení hmotnosti vozidla o 100kg a vliv aerodynamického odporu na 4,1 g/km při zvýšení koeficientu F2 o 10%. Aproximované hodnoty modelu Octavia tak vyšly 124,9 g/km CO<sub>2</sub>. V případě modelu Karoq byly aproximované hodnoty vypočteny na 135,2 g/km CO<sub>2</sub>. V obou případech je rozdíl přibližně 2% od naměřených hodnot a dají se tak výsledky z měření jednotlivých parametrů vozidel považovat za věrohodné.

## 4 Závěr

Z měření vozidel dle homologačních předpisů nelze jednoznačně určit vliv zatížení vozidla na produkci škodlivin. Některé složky se zatížením rostou, u některých vyšší zatížení napomáhá k rychlejšímu ohřátí katalyzátoru a tím lepšímu odstraňování škodlivin. Z výsledků měření s teplým startem vychází produkce CO<sub>2</sub> zahřátého vozidla malého kombi modelu Fabia na 118,3 g/km. Pro velké kombi modelu Octavia 127,3 g/km a pro střední SUV Karoq 132 g/km. Hmotnost vozidla zvyšuje produkci CO<sub>2</sub> pro měřenou konfiguraci přibližně o 2,48g/km s nárůstem hmotnosti o každých 100kg. Vliv aerodynamického odporu se zvětšením od původního nastavení modelu Fabia o 10% zvyšuje produkci přibližně o 4,1 g/km. Aplikací těchto poznatků na reálné parametry modelů Octavia a Karoq vyjde produkce CO<sub>2</sub> 124,9 a 135,2 g/km. Tyto hodnoty se od naměřených hodnot liší přibližně o 2%. Lze tedy experimentálně získané vlivy hmotnosti a aerodynamického odporu považovat za platné.

Závěrem lze tedy konstatovat, že vhodnou konstrukcí karoserie lze dosáhnout značné úspory paliva při zachování užité hodnoty. Největší rozdíl lze pozorovat mezi malým kombi modelu Fabia a SUV modelu Karoq. SUV v tomto měření mělo spotřebu paliva vyšší o 11% než malé kombi i přes menší zavazadlový prostor a srovnatelnou míru bezpečnosti. Větší kombi sice dosahovalo spotřeby o 8% vyšší, nabídne ovšem větší zavazadlový prostor a vyšší míru bezpečnosti.

## 5 Seznam obrázků

Obrázek 1:Rozdělení emisí [5] .....	2
Obrázek 2:Vliv koeficientu lambda na účinnost třísložkového katalyzátoru [1] .....	7
Obrázek 3: Eliminace škodlivin v třícestném katalyzátoru [2].....	7
Obrázek 4: Řez filtrem pevných částic [12] .....	8
Obrázek 5:Motocykl při měření emisí na válcovém dynamometru [archiv TÜV SÜD].....	12
Obrázek 6 Měření emisí traktoru za provozu [archiv TÜV SÜD] .....	13
Obrázek 7:Schéma měření emisí na válcové zkušebně [26].....	14
Obrázek 8: Vozidlo v emisní laboratoři VTP Rožtoky [archiv TÜV SÜD].....	15
Obrázek 9:Ukotvení vozidla [archiv TÜV SÜD] .....	15
Obrázek 10:Ukotvení vozidla a připojení výfukového potrubí [archiv TÜV SÜD] .....	16
Obrázek 11:NDIRA [1] .....	18
Obrázek 12:NDUV [1].....	18
Obrázek 13:Schéma valivého odporu [36] .....	23
Obrázek 14: Měření vozidla Škoda Fabia 1.2 TSI ve zkušebně VTP Rožtoky [autor] .....	33
Obrázek 15: Rozměry Škoda Fabia [33].....	37
Obrázek 16: Rozměry Škoda Octavia [33] .....	38
Obrázek 17: Rozměry Škoda Karoq [33] .....	38

## 6 Seznam tabulek

Tabulka 1: Limity škodlivin Euro norem [16].....	11
Tabulka 2: Specifikace vozidla použitého pro měření.....	32
Tabulka 3: Seznam měřicí techniky zkušebny VTP Rožtoky .....	33
Tabulka 4: Původní nastavení válcového dynamometru .....	36
Tabulka 5: Přepočtené parametry nastavení válcového dynamometru.....	36
Tabulka 6: Nastavení válcového dynamometru pro měření vlivu hmotnosti .....	39
Tabulka 7: Nastavení válcového dynamometru pro měření vlivu koeficientu $f_2$ .....	39
Tabulka 8: Výsledky měření vlivu karoserií.....	40
Tabulka 9: Výsledky měření za studena a za tepla v jednotlivých fázích .....	41
Tabulka 10: Výsledky měření vlivu karoserie za studena a za tepla .....	44
Tabulka 11: Výsledky měření karoserií po fázích .....	45
Tabulka 12: Vliv spotřeby paliva na množství škodlivin .....	45
Tabulka 13: Výsledky měření vlivu hmotnosti automobilu .....	46
Tabulka 14: Výsledky měření vlivu hmotnosti po jednotlivých fázích.....	47
Tabulka 15: Výsledky měření vlivu aerodynamického odporu automobilu.....	47
Tabulka 16: Výsledky měření vlivu aerodynamického odporu po jednotlivých fázích .....	48
Tabulka 17: Srovnání naměřených hodnot se získanými poznatky [33] [34] .....	50

## 7 Seznam grafů

Graf 1: Složení výfukových plynů zážehového motoru [6].....	3
Graf 2: Složení výfukových plynů vznětového motoru [6].....	3
Graf 3: Průběh WLTP cyklu [25] .....	21
Graf 4: Závislost jízdních odporů na rychlosti vozidla (obvyklé hodnoty).....	29
Graf 5: 10Hz záznam škodlivin měření modelu Fabia při studeném startu.....	41
Graf 6: 10Hz záznam škodlivin měření modelu Fabia při teplém startu .....	42
Graf 7: Produkce CO <sub>2</sub> v průběhu jízdního cyklu.....	43
Graf 8: Porovnání produkce CO <sub>2</sub> mezi teplým a studeným startem na 10Hz záznamu .....	43
Graf 9: Výsledky měření vlivu karoserie za tepla .....	44
Graf 10: Výsledky měření vlivu hmotnosti automobilu .....	46
Graf 11: Výsledky měření vlivu aerodynamického odporu automobilu .....	48
Graf 12: Srovnání produkce CO <sub>2</sub> jednotlivých měření po jednotlivých fázích.....	49



## 8 Použitá literatura

- [1] TAKÁTS, M. Měření emisí spalovacích motorů. Praha: ČVUT, 1997. ISBN 8001016323
- [2] BŘEZINA, Jan. Aktivita trojcestného katalyzátoru v ustáleném stavu a při oscilacích ve složení vstupního plynu. Praha, 2015. [cit. 2020-06-19] Diplomová práce. Vysoká škola chemicko-technologická v Praze. Vedoucí práce Ing. Petr Kočí, Ph.D.
- [3] Green Vehicle Guide: Vehicle emissions [online]. [cit. 2023-02-02] Dostupné z: <https://www.greenvehicleguide.gov.au/pages/UnderstandingEmissions/VehicleEmissiVeh>
- [4] National Geographic Society: Pollution [online]. [cit. 2023-02-02] Dostupné z: <https://education.nationalgeographic.org/resource/pollution>
- [5] CÍSAŘ, Vojtěch. Měření výfukových emisí motocyklů za reálného provozu. Praha, 2019. Diplomová práce. České vysoké učení technické, Fakulta strojní, Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel.
- [6] PHU, Dong Nguyen. Emise spalovacího motoru při provozu na plynná paliva. Liberec, 2015. Diplomová práce. Technická univerzita v Liberci, fakulta strojní.
- [7] European Commission: Commission proposes new Euro 7 standards to reduce pollutant emissions from vehicles and improve air quality [online]. [cit. 2023-02-02] Dostupné z: [https://ec.europa.eu/commission/presscorner/detail/en/ip\\_22\\_6495](https://ec.europa.eu/commission/presscorner/detail/en/ip_22_6495)
- [8] Agropress: Formaldehyd ano či ne? [online]. [cit. 2023-02-05] Dostupné z: <https://www.agropress.cz/formaldehyd-ano-ci-ne/>
- [9] Arnika: Amoniak(čpavek) [online]. [cit. 2023-02-05] Dostupné z: <https://arnika.org/toxicke-latky/databaze-latek/amoniak-cpavek>
- [10] Střední škola technická a zemědělská Nový Jičín: Palivové soustavy zážehových motorů se vstřikováním [online]. [cit. 2023-02-05] Dostupné z: <https://tznj.cz/uploads/ucebnice/files/16.html>
- [11] HENZL, Radovan. Vliv palivových kondicionérů na produkci emisí a dalších parametrů motoru. Pardubice, 2017. Bakalářská práce. Univerzita Pardubice, dopravní fakulta Jana Pernera.
- [12] DPF24: Časté dotazy [online]. [cit. 2023-02-08] Dostupné z: <https://www.dpf24.cz/proc-se-dpf-ucpe/>

- [13] UNECE: Air pollution and economic development [online]. [cit. 2023-02-08] Dostupné z: <https://unece.org/air-pollution-and-economic-development>
- [14] LIDOVKY.cz: Viditelnost jen na pár metrů. Lidé se dusili na ulici, londýnský smog si vyžádal 12 tisíc životů [online]. [cit. 2023-02-12] Dostupné z: [https://www.lidovky.cz/svet/lide-se-dusili-na-ulici-londynsky-smog-si-pred-55-lety-vyzadal-12-tisic-zivotu.A171206\\_171630\\_In\\_zahranici\\_mha](https://www.lidovky.cz/svet/lide-se-dusili-na-ulici-londynsky-smog-si-pred-55-lety-vyzadal-12-tisic-zivotu.A171206_171630_In_zahranici_mha)
- [15] INSIDER: 35 vintage photos reveal what Los Angeles looked like before the US regulated pollution [online]. [cit. 2023-02-12] Dostupné z: <https://www.insider.com/vintage-photos-los-angeles-smog-pollution-epa-2020-1>
- [16] DieselNet: EU: Cars and Light Trucks [online]. [cit. 2023-02-16] Dostupné z: <https://dieselnet.com/standards/eu/ld.php>
- [17] Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví: Právní předpisy EHK OSN a odsouhlasené předpisy EU [online]. [cit. 2023-02-16] Dostupné z: <https://www.nlfnorm.cz/informacni-portal/224/pravni-predpisy-ehk-a-odsouhlasene-predpisy-eu>
- [18] rac: Euro 1 to Euro 6 guide – find out your vehicle's emissions standard [online]. [cit. 2023-02-16] Dostupné z: <https://www.rac.co.uk/drive/advice/emissions/euro-emissions-standards/>
- [19] Nařízení Evropského parlamentu a Rady (EU) 168/2013 [online]. [cit. 2023-02-19] Dostupné z: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/CS/TXT/?qid=1552891715918&uri=CELEX:32013R0168>
- [20] Nařízení komise (ES) 595/2013 [online]. [cit. 2023-02-19] Dostupné z: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/CS/ALL/?uri=celex:32009R0595>
- [21] Nařízení Evropského parlamentu a Rady (EU) 167/2013 [online]. [cit. 2023-02-19] Dostupné z: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/CS/TXT/?qid=1552891923212&uri=CELEX:32013R0167>
- [22] Nařízení Evropského parlamentu a Rady (EU) 2016/1628 [online]. [cit. 2023-02-19] Dostupné z: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/CS/TXT/?qid=1552891532186&uri=CELEX:32016R1628>

- [23] Nařízení komise (ES) 692/2008, 32008R0692. In: eur-lex.europa.eu [online]. [cit. 2023-02-19] Dostupné z: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/CS/TXT/?qid=1552890897980&uri=CELEX:32008R0692>
- [24] Nařízení Evropského parlamentu a Rady (EU) 2017/1151, 32017R1151. [online]. [cit. 2023-02-23] Dostupné z: <http://eur-lex.europa.eu/legalcontent/CS/TXT/PDF/?uri=CELEX:32017R1151&qid=1522571509530&from=CS>
- [25] Nařízení Evropského parlamentu a Rady (EU) 2018/1832. [online]. [cit. 2023-02-23] Dostupné z: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/CS/TXT/PDF/?uri=CELEX:32018R1832&from=FR>
- [26] ADACHI, Masayuki a Hiroshi NAKAMURA. Engine Emissions Measurement Handbook: HORIBA Automotive Test Systems. Warrendale, Pennsylvania, USA, 2014.
- [27] Střední umělecká škola v Liberci: Tření a valivý odpor [online]. [cit. 2023-02-26] Dostupné z: [https://suslbc.cz/wp-content/uploads/2018/02/008\\_treni\\_valivy\\_odpor.pdf](https://suslbc.cz/wp-content/uploads/2018/02/008_treni_valivy_odpor.pdf)
- [28] PRACHAŘ, R. Jízdní odpory vozidel. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Ústav soudního inženýrství, 2010. 85 s. [online]. [cit. 2023-02-26] Dostupné z: <https://dspace.vutbr.cz/bitstream/handle/11012/12362/final-thesis.pdf?sequence=-1>
- [29] PROUZA, Petr. Vývoj spalovacího motoru a jeho účinnosti. Praha, 2015. České vysoké učení technické, fakulta dopravní [online]. [cit. 2023-02-26] Dostupné z: [https://dspace.cvut.cz/bitstream/handle/10467/64980/F6-DP-2016-Prouza-Petr-F6-DP-2015-Prouza-Petr-DP\\_Prouza\\_Petr\\_DS\\_2015.pdf?sequence=1&isAllowed=y](https://dspace.cvut.cz/bitstream/handle/10467/64980/F6-DP-2016-Prouza-Petr-F6-DP-2015-Prouza-Petr-DP_Prouza_Petr_DS_2015.pdf?sequence=1&isAllowed=y)
- [30] X-Engineering: Air fuel ratio [online]. [cit. 2023-02-26] Dostupné z: <https://x-engineer.org/air-fuel-ratio/#lambda>
- [31] Nařízení Evropského parlamentu a Rady (EU) 2019/631 [online]. [cit. 2023-02-28] Dostupné z: <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/CS/TXT/PDF/?uri=CELEX:02019R0631-20211202&qid=1679221479199&from=CS>
- [32] Evropská komise: CO<sub>2</sub> emission performance standards for cars and vans. [online]. [cit. 2023-02-28] Dostupné z: [https://climate.ec.europa.eu/eu-action/transport-emissions/road-transport-reducing-co2-emissions-vehicles/co2-emission-performance-standards-cars-and-vans\\_en](https://climate.ec.europa.eu/eu-action/transport-emissions/road-transport-reducing-co2-emissions-vehicles/co2-emission-performance-standards-cars-and-vans_en)

- [33] Škoda Auto Česká republika | Oficiální web Škoda Auto a.s.. Škoda Auto Česká republika | Oficiální web Škoda Auto a.s. [online]. Copyright © Škoda Auto a.s. 2023 [cit. 19.03.2023]. Dostupné z: <https://www.skoda-auto.cz//modely/prehled>
- [34] Euro NCAP | The European New Car Assessment Programme. Object moved [online]. Copyright © 2023 Euro NCAP [cit. 19.03.2023]. Dostupné z: <https://www.euroncap.com/en>
- [35] What are the Health Effects of Exhaust Emissions?. Medical News | Medical Articles [online]. Copyright © 2000 [cit. 20.03.2023]. Dostupné z: <https://www.news-medical.net/health/What-are-the-Health-Effects-of-Exhaust-Emissions.aspx>
- [36] Valivý odpor například pneumatik automobilu - výpočty. Home page [www.okhelp.cz](http://www.okhelp.cz) [online]. [cit. 2023-03-28] Dostupné z: <https://www.okhelp.cz/fyzika/vypocty/valivy-odpor-kalkulator.php>
- [37] VYŠTEIN, Ondřej. Praktické limity detekce vozidel s nadměrnými emisemi dálkovým měřením s odběrem vzorku Praha, 2022. Diplomová práce. České vysoké učení technické, Fakulta strojní, Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel. [cit. 2023-02-28] Dostupné z: [https://dspace.cvut.cz/bitstream/handle/10467/103728/F2-DP-2022-Vystein-Ondrej-DP\\_Ondrej\\_Vystein.pdf?sequence=-1&isAllowed=y](https://dspace.cvut.cz/bitstream/handle/10467/103728/F2-DP-2022-Vystein-Ondrej-DP_Ondrej_Vystein.pdf?sequence=-1&isAllowed=y)