



ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI  
**FAKULTA STROJNÍ**

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 2301T001 Dopravní a manipulační technika

## **DIPLOMOVÁ PRÁCE**

Ověření vlivů úspor energie na výslednou spotřebu paliva v jízdních cyklech

Autor: **Bc. Mykhailo RUDINSKYI**

Vedoucí práce: **Doc. Ing. Ladislav NĚMEC, CSc.**

Akademický rok 2016/2017

## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Mykhailo RUDINSKYI**  
Osobní číslo: **S16N0075P**  
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**  
Studijní obor: **Dopravní a manipulační technika**  
Název tématu: **Ověření vlivů úspor energie na výslednou spotřebu paliva  
v jízdách**  
Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

### Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

#### Základní požadavky:

Vypracujte rešerši problematiky řízení chladicího okruhu pro zvýšení rychlosti ohřevu motoru. Do rešerše zahrňte měření dráhové spotřeby automobilů. Ve vlastní práci ověřte vliv úspor energie na výslednou spotřebu paliva v různých cyklech. Zaměřte se na aplikaci nových jízdých cyklů, které mají vstoupit v platnost. Vypracujte posouzení úprav chladicího okruhu a optimalizaci jeho řízení z hlediska snižování spotřeby paliva v jízdém cyklu.

#### Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

#### Osnova diplomové práce:

1. Rešerše, specifikace požadavků
2. Sestavení modelu vozidla a chladicího okruhu pro simulace
3. Kalibrace modelu a řízení
4. Návrhy úprav a jejich ověření v simulačních a laboratorních podmínkách
5. Zhodnocení práce, závěr

Rozsah grafických prací: **dle potřeby**  
Rozsah kvalifikační práce: **50-70 stran A4**  
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**  
Seznam odborné literatury:

**HEISLER, H.** *Advanced engine technology*. Butterworth-Heinemann: Oxford, UK, 1998

**HEYWOOD, J., B.** *Internal Combustion Engines Fundamentals*. SAE Paper Online Library: Dostupné z <http://www.sae.org>,

*Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.*

Vedoucí diplomové práce: **Doc. Ing. Ladislav Němec, CSc.**

Katedra konstruování strojů

Konzultant diplomové práce: **Ing. Petr Votápek, Ph.D.**

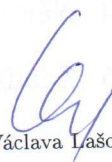
Katedra konstruování strojů

Datum zadání diplomové práce: **19. září 2016**

Termín odevzdání diplomové práce: **2. června 2017**



Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.  
děkan



Doc. Ing. Václava Lašová, Ph.D.  
vedoucí katedry

V Plzni dne 19. září 2016

## **Prohlášení o autorství**

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě diplomovou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této diplomové práce.

V Plzni dne: .....

.....  
podpis autora

## ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

<b>AUTOR</b>	Příjmení Rudinskyi	Jméno Mykhailo		
<b>STUDIJNÍ OBOR</b>	2301T001 „Dopravní a manipulační technika“			
<b>VEDOUCÍ PRÁCE</b>	Příjmení (včetně titulů) doc. Ing. Němec, CSc.	Jméno Ladislav		
<b>PRACOVISŤE</b>	ZČU - FST - KKS			
<b>DRUH PRÁCE</b>	<b>DIPLOMOVÁ</b>	<del><b>BAKALÁŘSKÁ</b></del>		Nehodící se škrtněte
<b>NÁZEV PRÁCE</b>	Ověření vlivů úspor energie na výslednou spotřebu paliva v jízdních cyklech			

<b>FAKULTA</b>	Strojní	<b>KATEDRA</b>	KKS	<b>ROK ODEVZD.</b>	2017
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

### POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

<b>CELKEM</b>	84	<b>TEXTOVÁ ČÁST</b>	82	<b>GRAFICKÁ ČÁST</b>	2
---------------	----	---------------------	----	----------------------	---

<b>STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</b>  <b>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</b>	<p>Diplomová práce obsahuje řešerše problematiky řízení chladicího okruhu pro zvýšení rychlosti ohřevu motoru, stavbu schémy pro simulace, simulace projíždění autem jízdných cyklů podle předpisů, posouzení úprav chladicího okruhu a optimalizaci jeho řízení z hlediska snižování spotřeby paliva v jízdním cyklu.</p>
<b>KLÍČOVÁ SLOVA</b>  <b>ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</b>	<p>Simulace, CAD, CAE, Spalovací Motor, Chladicí Okruh, Řízení, Teplotní Režim, Řazení, Jízdní Cyklus, Spotřeba, Optimalizace, Úspory Energie</p>

## SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

<b>AUTHOR</b>	<b>Surname</b> Rudinskyi	<b>Name</b> Mykhailo	
<b>FIELD OF STUDY</b>	2301T001 “Transport and handling machinery“		
<b>SUPERVISOR</b>	<b>Surname (Inclusive of Degrees)</b> doc. Ing. Němec, CSc.	<b>Name</b> Ladislav	
<b>INSTITUTION</b>	ZČU - FST - KKS		
<b>TYPE OF WORK</b>	<b>DIPLOMA</b>	<b>BACHELOR</b>	<b>Delete when not applicable</b>
<b>TITLE OF THE WORK</b>	Evaluation of Energy savings on the resulted fuel consumption in Driving Cycles		

<b>FACULTY</b>	Mechanical Engineering	<b>DEPARTMENT</b>	Machine Design	<b>SUBMITTED IN</b>	2017
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

**NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)**

<b>TOTALLY</b>	84	<b>TEXT PART</b>	82	<b>GRAPHICAL PART</b>	2
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

<b>BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS</b>	This diploma thesis includes study of problematics the cooling circuit controls to increase the speed of heating of the engine, construction of the simulation scheme, simulation of riding through different driving cycles according to regulations, the assessment of the modifications of the cooling circuit and optimization of its control in terms of reduction of the fuel consumption in the driving cycle.
<b>KEY WORDS</b>	Simulation, CAD, CAE, Internal Combustion engine, Cooling circuit, Control, temperature regime, driving cycle, fuel consumption, optimization, energy



## Poděkování

Na tomto místě bych rád poděkoval vedoucímu mé diplomové práce doc. Ing. Ladislavu Němcovi, Ph.D., za odborné vedení a čas, který mi věnoval,

Rovněž bych chtěl poděkovat panu Ing. Vítu Dolečkovi, Ph.D. za odborné konzultace a trpělivost při spolupráce.

Také bych chtěl poděkovat za poskytnuté podklady a podporu panu Ing. Romanu Čermakovi, Ph.D.

Bc. Mykhailo Rudinskyi

## Obsah

Obsah .....	1
Přehled použitých zkratk a symbolů .....	3
1. Úvod.....	4
2. Teoretická část .....	6
2.1 Konstrukce chladicího systému.....	9
2.2 Stručný popis a funkce dalších elementů chladicí soustavy: .....	15
3. Popis existujících jízdních cyklů.....	18
3.1 NEDC cyklus.....	18
3.2 WLTP cyklus .....	19
3.3 FTP – 75 DC .....	21
3.4 HWY cyklus.....	22
3.5 US-06 cyklus.....	23
4. Popis softwaru pro simulace .....	24
5. Měření.....	26
6. Popis schématu.....	29
6.1 Popis bloku motoru.....	30
6.2 Korekce map motoru .....	33
6.3 Korekce smyček ztrát třením v motoru .....	39
6.4 Sestavení chladicího okruhu .....	49
6.4.1 Definování termostatu.....	50
6.4.2 Definování vnějšího teplovyměnníku.....	55
6.5 Popis řazení .....	57
6.5.1 VKA – Vehicle Cinematics Analysis.....	59
6.5.2 Řazení na základě RPM .....	61
6.5.3 Řazení na základě výsledné rychlosti auta .....	63
7. Korelační (citlivostní) analýza .....	65
7.1 Vliv řazení.....	65
7.2 Vliv chlazení motoru .....	68



7.3	Vliv jízdního cyklu na spotřebu paliva .....	69
8.	Závěr .....	70
	Použité informační zdroje: .....	72
	Seznam příloh .....	74

## Přehled použitých zkratk a symbolů

NEDC	New European Driving Cycle
FTP	Federal Test Procedure
MPI	Multi Point Injection
BMEP	Střední efektivní tlak
RPM	Otáčky motoru
VKA	Vehicle Cinematics Analysis (Kinematická analyza vozidla)
SSH	Shift Shedule Generation
AFK	Average Fuel Consumption (Průměrná spotřeba paliva)
NO <sub>x</sub>	Oxidy dusíku

## 1. Úvod

V druhé polovině 18. století byl vytvořen první prototyp automobilu budoucnosti – Cugnotův parní vůz, to bylo v roce 1768. Později, na začátku 19. století bylo vynalezeno první auto, které sebou představovalo vůz s pohonem, od na něj namontovaného spalovacího motoru, fungujícího na hořlavý plyn. Po nějakém čase, v roce 1885, se začaly vyskytovat první prototypy spalovacích motorů, které jsou blízké těm, které jsme zvyklí vidět v dnešní době. V té době velmi málo lidí přemýšlelo o emisích ( $\text{CO}_x$ ,  $\text{NO}_x$ , PC). První myšlenka na to vznikla, když se v ulicích kvůli zplynování začalo těžko dýchat. Začaly se uvádět speciální opatření pro snížení počtu jedovatých elementů ve spalárnách. Ve stejné době se vyvinul automobilový průmysl, a stále více a více firem začalo vyrábět prototypy nových vozů a motorů. Do prostoru pod kapotou se začaly přidávat nové a nové související systémy za účelem zvýšení účinnosti motoru a prodloužení jeho životnosti. Jedním z těchto systémů je tzv. Chladicí systém, jímž se budu zabývat v rámci mé diplomové práce.

Rozměry a výkon motorů se zvyšovaly a byly vyvinuté nové systémy vstřikování paliva, přičemž se automobilový průmysl velmi rychle rozvíjel. Různé vozy se vyráběly k vykonávání specifických funkcí a byly vybaveny speciálním zařízením. A čím víc aut se vyrábělo, tím nutnější byla potřeba ke klasifikaci. Každému vozu byl přidělen vlastní technický pas, ve kterém byly zobrazeny parametry a vlastnosti konkrétního vozu.

Většina budoucích majitelů při nákupu nového auta dává velký pozor na index spotřeby paliva (L / 100 km) a pro většinu je tento parameter rozhodujícím. Toto číslo v technickém průkazu auta říká svému budoucímu majiteli, kolik peněz připadne na údržbu jeho auta. A je zřejmé, že každý vlastník by chtěl vidět toto číslo co nejnižší.

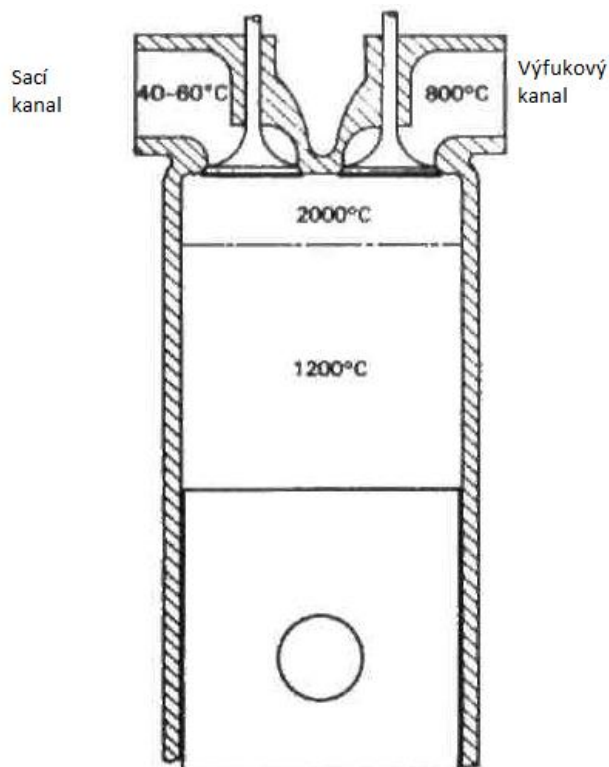
V různých zemích platí různé předpisy pro stanovení spotřeby paliva auta. Jedná se o to, že zkušební vozidlo projedí předepsaným jízdním cyklem a pak se na základě údajů o emisích vyhodnocuje parameter spotřeby paliva. V Evropě v dnešní době funguje NEDC cyklus platný od roku 1997. V Americe je od roku 2008 předepsán FTP-75 a US06/SC03 cyklus.

Je třeba poznamenat, že hodnoty spotřeby paliva (a emisí) stejného vozu, který projíždí různými jízdními cykly, jsou vždy od sebe odlišné. V této diplomové práci se pokusím vysvětlit,

jak jednotlivé cykly ovlivňují hodnotu spotřeby paliva a také zkusíme zmenšit teoretickou spotřebu paliva motoru 1.6 MPI cestou optimalizace a zdokonalení chladicího okruhu daného motoru.

## 2. Teoretická část

Při spalování paliva, pokud motor pracuje s úplně otevřenou škrticí klapkou, může maximální teplota spalin dosahovat 1500 – 2000 °C. Expanze plynů během pracovního cyklu snižuje jejich teplotu, ale během taktu výfuku může teplota dosahovat cca 800°C. (viz. Obr. 1)



Obr. 1 Přibližné teploty ve válci.

Všechny součásti motoru, se kterými jsou v kontaktu tyto ohřáté plyny, pohlcují teploty těchto plynů úměrně jejich teplotám, ploše kontaktního povrchu a době trvání kontaktu, v důsledku čeho se zvyšuje teplota části motoru. Přičemž teplota spalin bývá vyšší než teplota tavení většiny metalů, obzvláště, hliníku.

Pokud nepřijímáme speciální opatření pro snížení teploty části motoru, může dojít k poruše u některých z níže uvedených částí:

Stěny spalovací komory, hlava pístu, horní část válce a okolí vyfukového ventilu jsou podrobované vlivu nejhorších plynů a ohřívají se do nejvyšších teplot. Termická expanze těchto dílů může přivést k odchylce od jejich původního tvaru, což vede ke ztrátám komprese, propalování válců a výskytu trhlin na hlavě válců nebo bloce válců.

Tenká olejová vrstava, která by měla mazat píst a stěny válce, může vyhořet nebo zuhelnět, v důsledku čeho se může objevit zrychlené opotřebování nebo deformace pístu.

Protože se ohřívá čerstvá plnicí směs, která se podává do válce, snižuje se její hustota, to může vést k poklesu výkonu motoru a zvýšit pravděpodobnost výskytu detonace, proto se občas musí snížit tlakový poměr.

Některé části povrchu spalovací komory se mohou ohřát do takového stupně, že vzniká čerstvou směs ještě do vzniku jiskry – tento jev se nazývá klepání a může vést k těžkým poškozením motoru. Chladicí systém je určen nejprve pro odvod tepla z části motoru s vysokou rychlostí, aby dodržoval jejich teplotu v bezpečných mezích a tím nedovoloval vznikání poruch.

Nicméně důležité je nepřehladit motor, protože se mohou objevit jiné problémy:

Teplota je nutná pro vypařování paliva uvnitř válce během komprese. Nevypařené palivo se bude usazovat na studených stěnách válce a v těchto místech bude rozpouštět mazací motorový olej a ničit jeho mastiční vlastnosti.

Vodní pára, která se vytváří během procesu spalování, se bude kondenzovat na studených stěnách válce a bude se vytvářet špína ve směsi s mazacím olejem a tím vyvolá korozi části motoru. Kromě toho, životnost u „studeného“ motoru je několikrát nižší než u „horkého“

Zkušenosti ukazují, že průměrná teplota hlavy válců se musí udržovat v pásmu 200 – 250 °C, protože také musí unikát přehřátí. A proto pro dodržení normálního tepelného režimu, fungování úzlů a mechanismů motoru je potřeba po celou dobu odvádět teplo od části, nedovolující přehřátí motoru.

Tím pádem je nutno dodržovat teplotní režim motoru v pásmu 85 – 95 °C, nezávisle na tom, jak je motor namáhán a jaká je teplota prostředí.

V dnešní době se na pístových motorech používá chlazení vodou nebo vzduchem. Aby motor mohl plnit svoje funkce, používají se v něm souvislé systémy:

- Klikový mechanismus
- Mazací systém
- Rozvodový mechanismus
- Napájecí systém
- Chladicí systém
- Systém zapalování

U dnešních spalovacích motorů koná užitečnou práci jen 23 - 40% teploty, která se vyskytuje v motoru, ostatní část teploty se odnáší se spalinami nebo chladícím systémem.



## 2.1 Konstrukce chladicího systému

Chladicí systém motoru je určen pro odvod tepla od mechanismů a části motoru, a také pro dodržení požadovaného teplotního režimu fungování motoru. V automobilových motorech v dnešní době největší význam dostaly kapalinové chladicí systémy s vynucenou cirkulací chladicí kapaliny.

Takové systémy mají největší účinnost v práci spolu se startovacími zařízeními a provádějí lehký start motoru při záporných teplotách okolí a mají nejnižší hlučnost během pracovní doby.

V chladicím systému každého motoru povrch hlavy, bloku válců a hlava válců jsou zamčené v klec nebo tak zvaný chladicí kontur. To je za podmínky přítomnosti prostoru mezi válci, ve kterém může cirkulovat patřičná kapalina. Jako kapalina v chladicích systémech se normálně používá destilační voda nebo její ethilenglykolové směsi – antifreezy.

Největší význam dostala, samozřejmě voda a její směsi s různými alkoholy. Voda v chladicím systému má tyto vlastnosti:

- Čistota
- Obsah chloru
- pH faktor (vodíkový exponent)
- Obsah pevných a kapalných částic max. 300 mg/l
- Tvrdost
- Obsah vápníku (Ca) a hořčíku (Mg)

Stupně tvrdosti vody:

- D - 1 mg CaO nebo 0,72 mg MgO ve 100 cm<sup>3</sup> vody
- F - 1 mg CaCO<sub>3</sub> nebo 0,84 mg MgCO<sub>3</sub> ve 100 cm<sup>3</sup> vody

- GB - 1,43 mg CaCO<sub>3</sub> nebo 1,20 mg MgCO<sub>3</sub> ve 100 cm<sup>3</sup> vody

Stupně tvrdosti vody jsou vyznačené v tab. 1

Stupeň tvrdosti	mval/l	D	F	GB	USA
mval/l	1	2,8	5,0	3,45	2,94
D	0,357	1	1,79	1,25	1,04
F	0,2	0,56	1	0,7	0,58
GB	0,286	0,8	1,43	1	0,84
USA	0,34	0,96	1,71	1,2	1

Tab. 1 Stupně tvrdosti vody

Chladicí směsi se skládají z destilované vody a glikolové skupiny:

- Etylalkohol a voda. Tato směs má ale jednu nevýhodu – odpařováním ze směsi se alkohol pomalu vytrátí.
- Etylenglykol a voda. Nevýhodou této směsi je to, že je toxická, výhodou ale je, že, tato směs zpomaluje koroze dílu, t.j. je inhibátorem koroze.
- Propylenglykol a voda.

Často se používá směs G13 s vodou. Přičemž v závislosti na obsahu vody tato směs bude mít různé vlastnosti. Například, směs obsahující G13/voda promíchávané v poměru 1:2 má bod zamrznutí -18 °C a bod varu 108 °C, při poměru 1:1,5 - bod zamrznutí -24 °C a bod varu 111 °C, při poměru 1:1,5 - bod zamrznutí -24 °C a bod varu 111 °C, v poměru 1:1 - při poměru 1:1,5 - bod zamrznutí -37 °C a bod varu 114 °C.

V tab. 2 jsou uvedeny složení směsi, hustota a bod tuhnutí v závislosti na procentu destilované vody:

Složení směsi v objemových dílech		hustota (kg/m <sup>3</sup> )	bod tuhnutí směsi (°C)
Fridex Stabil	destilovaná voda		
21	79	1 029	- 10
34	66	1 049	- 20
39	61	1 055	- 25
44	56	1 062	- 30
47	53	1 067	- 35
50	50	1 074	- 40
53	47	1 080	- 45

Tab. 2 Složení směsi, hustoty a body tuhnutí

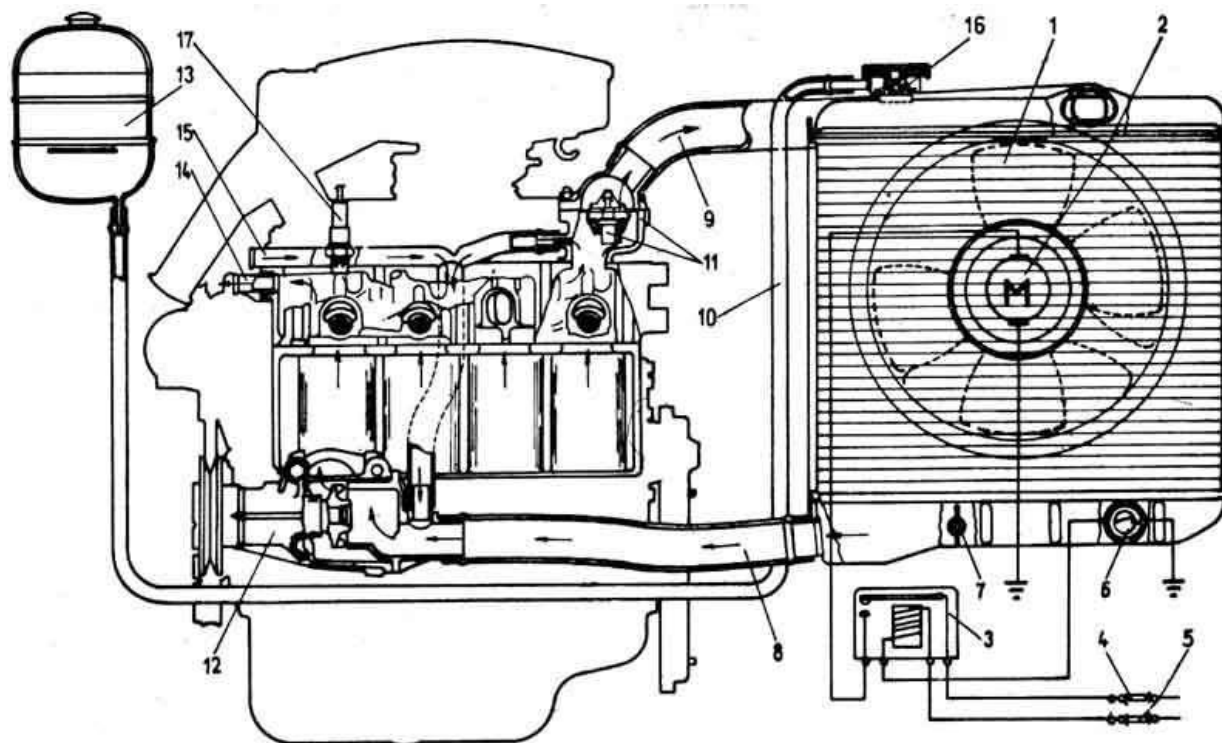
Kromě toho, občas se stává, že se objeví potřeba směsi promíchat. Misitelnost směsí je uvedena v tab. 3

Mísitelnost s	Modrozelená G11 od 1994	Červená G12 od 1996	Fialová G12+ od 2000	Fialová G12++ od 2005	Fialová G13 od 2008
G11					
G12					
G12+					
G12++					
G13					

■ Plně mísitelné   
 ■ Mísitelné, dojde však ke zhoršení protikorozních vlastností   
 ■ Nemísitelné

Tab. 3 Misitelnost směsi

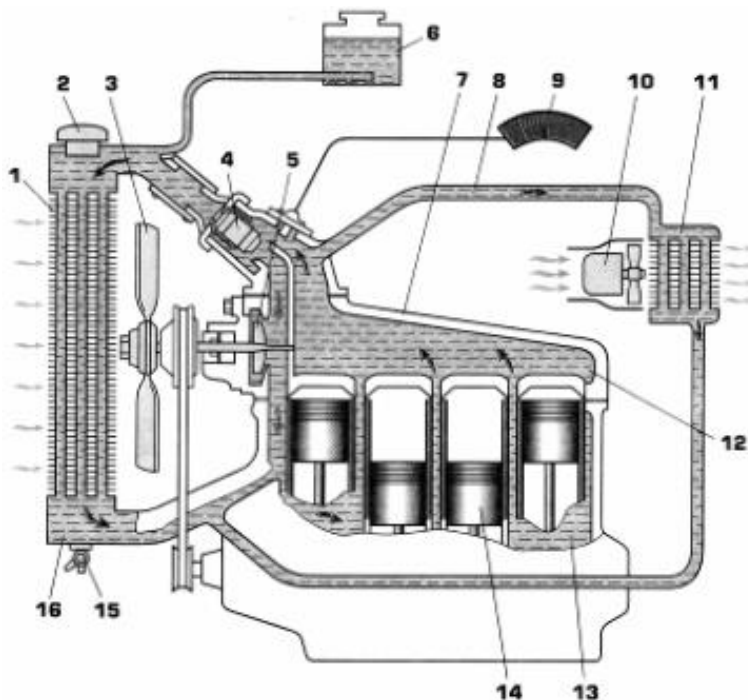
Zásadní konstrukce chladicího systému je návrhena na obr. 2



Obr. 2 Základní schemata chladicího systému motoru

Na obrázku je vidět : 1 - chladič, 2 – elektromotor větráku, 3 – relé spínače elektromotoru větráku, 4 – pojistka 16A, 5 – pojistka 8A, 6 - termostatický spínač větráku, 7 - vypustný kohout chladiče, 8 - pryžová hadice mezi chladičem a čerpadlem, 9 - pryžová hadice mezi chladičem a motorem, 10 - hadice mezi chladičem a vyrovnávací nádobkou, 11 – termostat, 12 - čerpadlo chladicí kapaliny, 13 - vyrovnávací nádobka, 14 - příruba hadice k topení, 15 - příruba hadice od topení, 16 - závěrka plnicího hrdla chladiče, 17 - snímač teploty motoru

Principiální popis chladicí soustavy je úkazan na obr. 3



Obr. 3. Principiální shemata chladicí soustavy: 1 – chladič; 14 – píst motoru; 2 – víko; 15 – vypouštěcí kohout; 3 – větrák; 16 – dolní nádrž chladiče; 4 – termostat; 5 – kapalinové čerpadlo; 6 – expanzní nádrž; 7 – hlava valců; 8 – vedení k teplovýměnníku; 9 – pointer teploty chladicí kapaliny; 10 – větrák teplovýměnníku; 11 – teplovýměnník; 12 – chladicí plášť hlavy valců; 13 - chladicí plášť bloku valců.

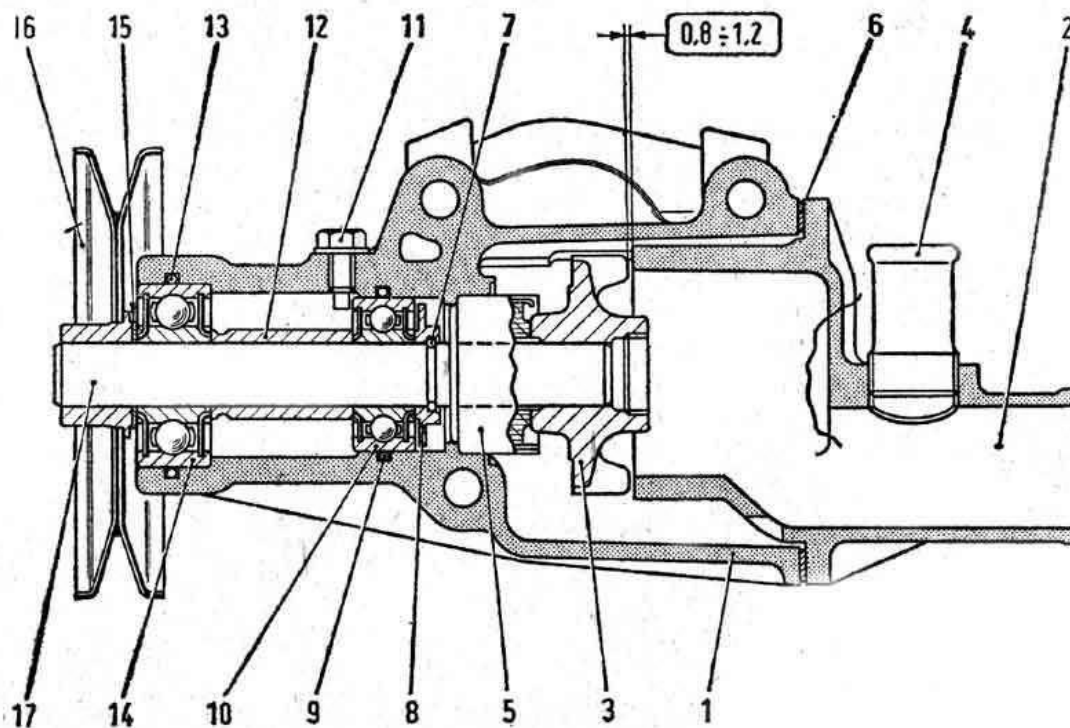
Chladicí soustava je naplněna chladicí kapalinou prostřednictvím expanzní nádoby 6 (obr. 3) nebo radiátoru. Ve víku expanzní nádoby a radiátoru je umístěna škrtková klapka, která má za účel dodržení potřebného tlaku v chladicí soustavě během pracovní doby motoru, a tím zvyšuje teplotu chladicí kapaliny. S časem ochlazení vypnutého motoru, klapka pomalu snižuje tlak, a tím pojišťuje expanzní nádrž nebo radiátor proti poruše. Pro odlevání chladicí kapaliny slouží speciální otvory v dolní části radiátoru a bloku valců, které jsou zavřeny šroubovými zátkami nebo kohouty.

Během pracovní doby motoru chladicí kapalina koluje v chladícím systému, to je vyvoláno odstředivým kapalinovým čerpadlem 5. Rozdělení toku kapaliny řídí termostat. Dokud motor není dostatečně ohřátý, chladicí kapalina koluje malým chladícím kolem, faktický, v mezích chladicího pláště hlavy valců a bloku motoru.

Z ohřátím motoru se ventil termostatu otevírá a část chladicí kapaliny a pak i celý její tok je směřován do teplovýměníku (velké kolo cirkulace), kde se ochladí tokem nabíhajícího vzduchu a větrákem. Na některých motorech je ventilátor poháněn řemenem od klikové hřídele motoru, ale existuje modernější zástavba : elektrický větrák chladicího systému, který funguje od palubní elektroniky a je řízen čidlem teploty, které je umístěno v nádrži radiátoru.

Chladicí soustava je konstrukčně spojena se systémem ohřevu interiéru. Ohřátá kapalina se dostává do ohříváče 8 (obr. 3) z pláště chlazení hlavy valců po horním vedení, a pak se odvádí přes dolní vedení do kapalinového čerpadla. Když kapalina prochází přes radiátor při pohybu auta nebo při zapnutí ventilátoru 12, studený venkovný vzduch se ohřívá a vytváří komfortní teplotu v interiéru auta. Tok kapaliny přes radiátor se dá regulovat otevřením kohoutu 9 z místa řidiče.

Pro vytvoření nuceného oběhu chladicí kapaliny v chladicí soustavě se používá odstředivé kapalinové čerpadlo (obr. 5). Toto čerpadlo je umístěno v přední části bloku válců a je poháněno řemenem od klikové hřídele. Toto čerpadlo se skládá z (viz. Obr. 4)

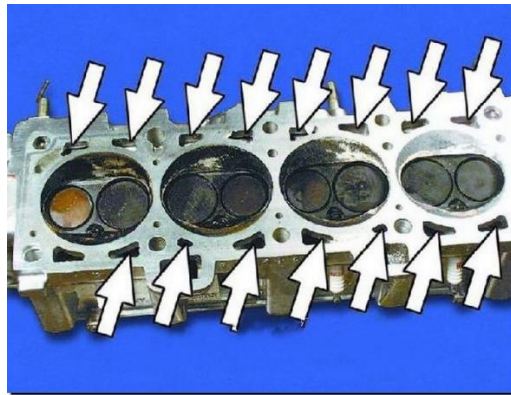


Obr. 4 Řez vodním čerpadlem

1 - těleso čerpadla, 2 - víko čerpadla, 3 - oběžné kolo, 4 - příruba hadice (tenká), 5 – ucpávka, 6 - těsnění víka, 7 - pojistný kroužek, 8 -podložka vnitřního ložiska, 9 - vnitřní těsnící kroužek, 10 - vnitřní ložisko, 11 - pojistný šroub ložiska, 12 - rozpěrná trubka, 13 - vnější těsnící kroužek, 14 - vnější ložisko, 15 – položka, 16 – řemenice, 17 - hřídel čerpadla. Přičemž lze zdůraznit, že Vůle mezi lopatkami čerpadla : 0,8 až 1,2 mm

## 2.2 Stručný popis a funkce dalších elementů chladicí soustavy:

„Vodní plášť“ představuje interkomunikaci dutiny mezi dvojitými stěnami motoru v místech, kde je nutné odstranění přebytečného tepla prostřednictvím cirkulace chladicí kapaliny.



Obr. 5 Vodní plášť motoru

Chladič (teplovýměník) slouží k návratu tepla do okolí. Chladič je normálně vyroben z velkého množství zakřivených (nyní často hliníkových) trubek, které mají další žebra pro zvýšení plochy přestupu tepla.





*Obr. 6 Chladič (teplovýměník)*

Ventilátor je určen k zesílení toku proudícího vzduchu do chladiče (funguje ve směru k motoru) a aktivuje se elektromagnetickým (někdy - hydraulickým) signálem od čidel při přesahování prahové hodnoty chladicí kapaliny. Chladicí ventilátory s konstantním převodem od motoru jsou nyní poměrně vzácné.



*Obr. 7 Ventilátor*

Odstředivé čerpadlo se používá k zajištění plynulé cirkulace chladiva v chladícím operačním systému motoru. Pohon odstředivého čerpadla od motoru se provádí mechanickými prostředky: pásy, řetězy. Některé motory, jako jsou motory s turbodmyčadlem a přímým vstřikováním, mohou být vybaveny dvouokruhovým chladícím systémem – v tomto případě se systém komplikuje dodatečným čerpadlem, které se zapína signálem od řídicí jednotky při dosahování chladícím médiem prahové hodnoty.



*Obr. 8 Odstředivé čerpadlo*

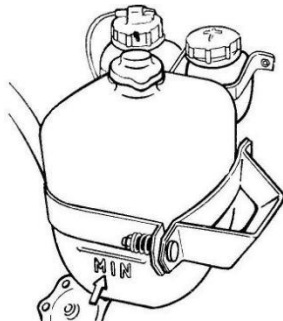
Termostat - zařízení představující sebou bimetalový, řídicí - elektronický ventil, mezi „pláštěm“ motoru a vstupním potrubím chladičem. Termostat je určen k zajištění optimální teploty chladicí kapaliny v systému. Když je motor studený, termostat se zavírá a chladicí kapalina

cirkuluje „na malém kruhu“ - uvnitř motoru, obchází chladič. Pokud se teplota kapaliny zvýší na provozní hodnoty, termostat se otevře a systém začne pracovat s maximální účinností.



*Obr. 9 Termostat*

Chladicí systémy spalovacích motorů sebou většinou představují systémy uzavřeného typu, a proto je potřeba přidávat expanzní nádobu, která by kompenzovala změnu objemu tekutiny v soustavě při změně teploty. Nejčastěji přes expanzní nádobu se chladicí systém naplňuje chladivem.



*Obr. 10 Expanzní nádoba*

Ohřívač interiéru – je to vlastně zmenšený radiátor chladicího systému, který je instalován v interiéru vozidla. Přičemž hlavní chladič je určen k odvodu teploty do okolí a ohřívač interiéru slouží k odvodu teploty uvnitř vozidla. Pro dosažení maximální účinnosti ohřívače, dostává horkou tekutinu z nejteplejšího místa celé chladicí soustavy – ihned za motorem.

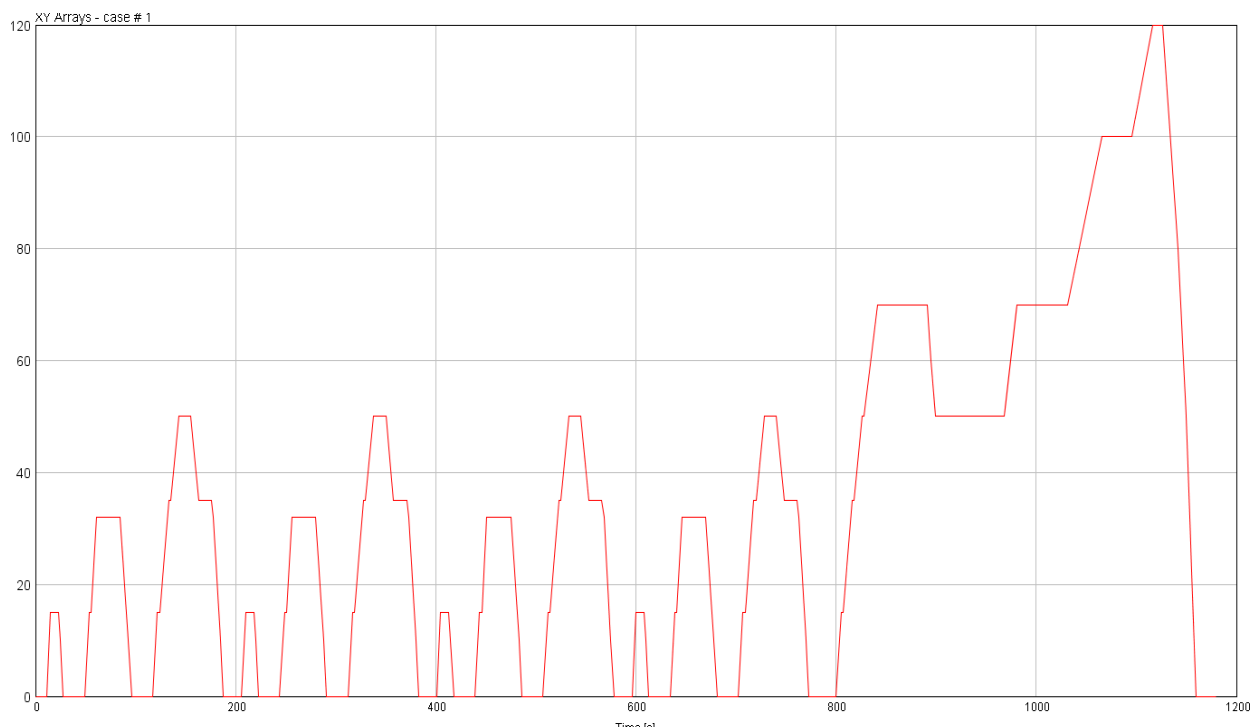
Základním prvkem v řetězci jednotek pro řízení chladicího systému je teplotní čidlo. Signály z něho postupují na kontrolní panel v interiéru automobilu, řídicí jednotku z odpovídajícím programováním - a pak na další akční členy. Seznam takových aktuátorů, které

rozšiřují možnosti standardního chladicího systému, je docela dlouhý: od řízení ventilátoru až do relé dodatečného čerpadla ve přepíňovaných motorech nebo přímým vstříkáváním; režimem fungování ventilátoru motoru po zastavení atd.

### 3. Popis existujících jízdních cyklů

#### 3.1 NEDC cyklus

NEDC jízdní cyklus byl vyvinut v roce 1997 pro vyhodnocení úrovně emisí automobilových motorů a také spotřeby paliva osobních aut (mezi které patří lehká nákladní vozidla a komerční vozy). Občas je také označován jako MVEG cyklus (Motor Vehicle Emissions Group). NEDC cyklus, který je určen k reprezentování běžné spotřeby paliva auta je v Evropě často posuzován za ukazování výsledků, které jsou nedosažitelné ve skutečnosti. Tento cyklus se skládá ze čtyř opakovaných ECE-15 cyklů a jednoho tzv. EUDC (Extra – Urban Driving Cycle).



Obr. 11 Znárodnění NEDC cyklu

Zkušební postup je vymezen v UNECE R101 pro měření CO<sub>2</sub> a spotřeby paliva a / nebo měření spotřeby elektrické energie a akčního dosahu na elektřinu u hybridních a elektrických

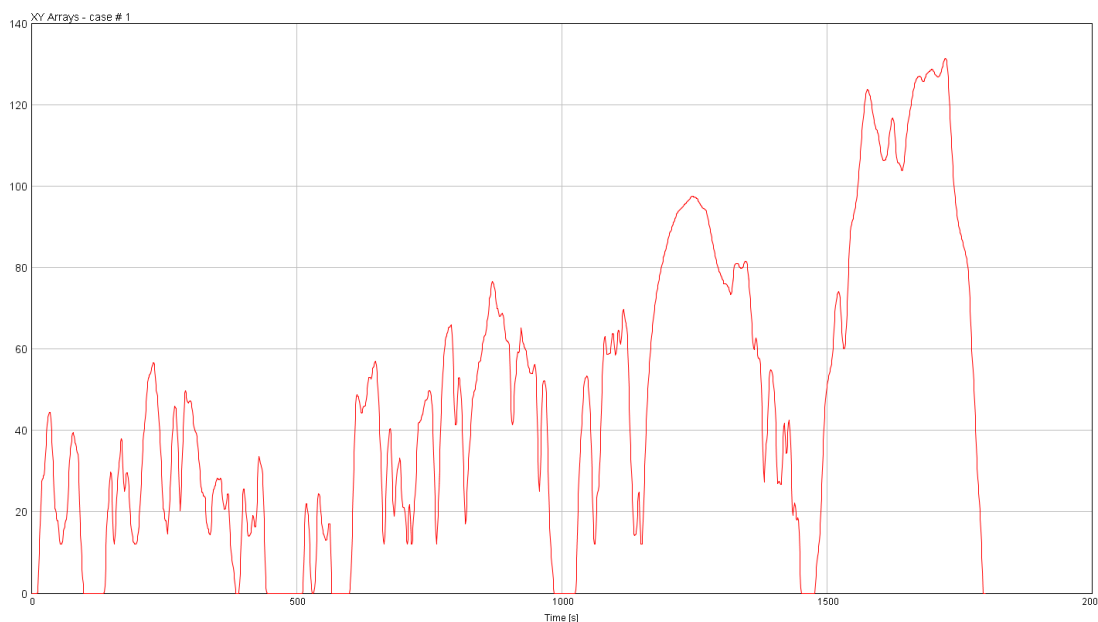
vozidel kategorie M1 a N1 a UNCERE R83 pro měření emisí znečišťujících látek vozidel M, N1 a M2.

Avšak NEDC cyklus byl původně rozpracován pro benzinová silniční vozidla, v dnešní době se rovnou používá i pro deiselová vozidla, a k hodnocení spotřeby elektrické energie a dojezdu hybridních a elektrických jednotek.

### 3.2 WLTP cyklus

WLTP (Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedure) cyklus s sebou představuje harmonizovanou normu pro stanovení množství znečišťujících látek a emisí CO<sub>2</sub>, spotřebu paliva nebo energie a akčního dosahu na elektřinu u lehkých užitkových vozidel (osobních automobilů a lehkých užitkových dodávkových vozů).

Předpisy byly vyvinuty experty z Evropské unie, Japonska a Indie v rámci směrnic UNECE World Forum pro sladění předpisů pro motorová vozidla, finální verze byla vydaná v říjnu 2015.



Obr. 12 Znáznornění WLTP class 3 cyklu

Zkušební postup poskytuje přísné pokyny na základě podmínek dynamometrického testu a silničního zatížení (odporu valení), řazení, celkové hmotnosti vozu (také včetně volitelného vybavení, nákladu a cestujících), kvality paliva, okolní teploty, volby pneumatik a tlaku jejich plnění.

Tři různé WLTC zkušební cykly jsou aplikovány v závislosti na třídě vozidla, která je definována poměrem výkonu ke hmotnosti  $PWR$  ve  $kW / t$  (jmenovitý výkon motoru / pohotovostní hmotnost):

Třída 1 - s nízkou spotřebou energie vozidla  $PWR \leq 22$ ;

Třída 2 - vozidel s  $22 < PWR \leq 34$ ;

Třída 3 - vysoce výkonné vozy s  $PWR > 34$ ;

Nejběžnější auta mají dnes power-hmotnostní poměry 40-70  $kW / t$ , takže patří do třídy 3. vozy a autobusy mohou také patřit do třídy 2.

V každé třídě existuje několik jízdních testů, jejichž cílem je reprezentovat chování skutečného vozidla při různých podmínkách : ve městě, na silnici a v terénu. Doby trvání každé části jsou vázány mezi třídami, avšak křivky zrychlení a rychlosti se mohou odlišovat. Sekvence zkoušek je dále omezena maximální rychlostí vozidla  $V_{max}$ .

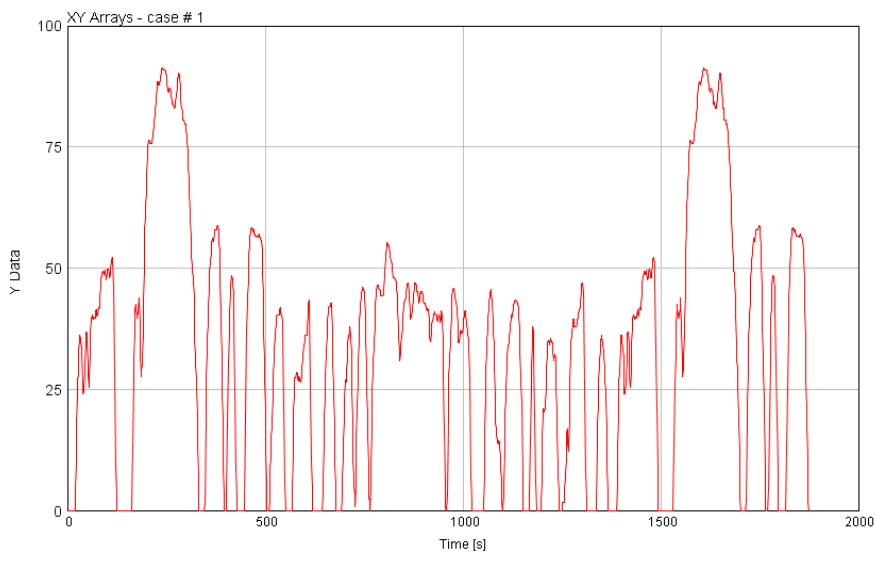
Zvýšení nabídky převodovek s 4, 5, 6 a 7 rychlostními stupni znemožňuje určit unifikované body řazení. Testovací procedura WLTP místo toho poskytuje algoritmus pro výpočet těchto bodů.

WLTC Class 3 test cycle					
	Low	Medium	High	Extra High	Total
Duration, s	589	433	455	323	1800
Stop duration, s	150	49	31	8	235
Distance, m	3095	4756	7162	8254	23266
% of stops	26.5%	11.1%	6.8%	2.2%	13.4%
Maximum speed, km/h	56.5	76.6	97.4	131.3	
Average speed without stops, km/h	25.3	44.5	60.7	94.0	53.5
Average speed with stops, km/h	18.9	39.4	56.5	91.7	46.5
Minimum acceleration, $m/s^2$	-1.5	-1.5	-1.5	-1.44	
Maximum acceleration, $m/s^2$	1.611	1.611	1.666	1.055	

Tab. 4 Znárodnění WLTP class 3 cyklu

### 3.3 FTP – 75 DC

FTP (075) – (Federal Test Procedure) americký jízdní cyklus pro simulace jízdy v podmínkách města. Průběh FTP-075 cyklu je znázorněn na obr. 13



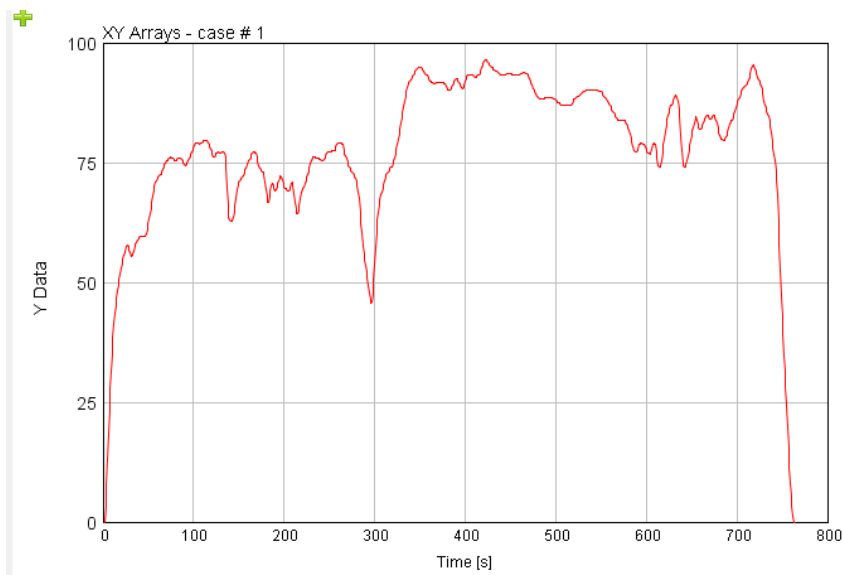
*Obr. 13 FTP-075 jízdní cyklus*

Hlavní parametry :

- Vzdalenost: 17.77 km (11.04 miles)
- Doba jízdy: 1874 seconds
- Střední rychlost: 34.1 km/h (21.2 mph)

## 3.4 HWY cyklus

HWY cyklus se používá v Americe a je stanoven pro výpočet spotřeby paliva na dálnicích:



*Obr. 14 HWY jízdný cyklus*

Hlavní parametry :

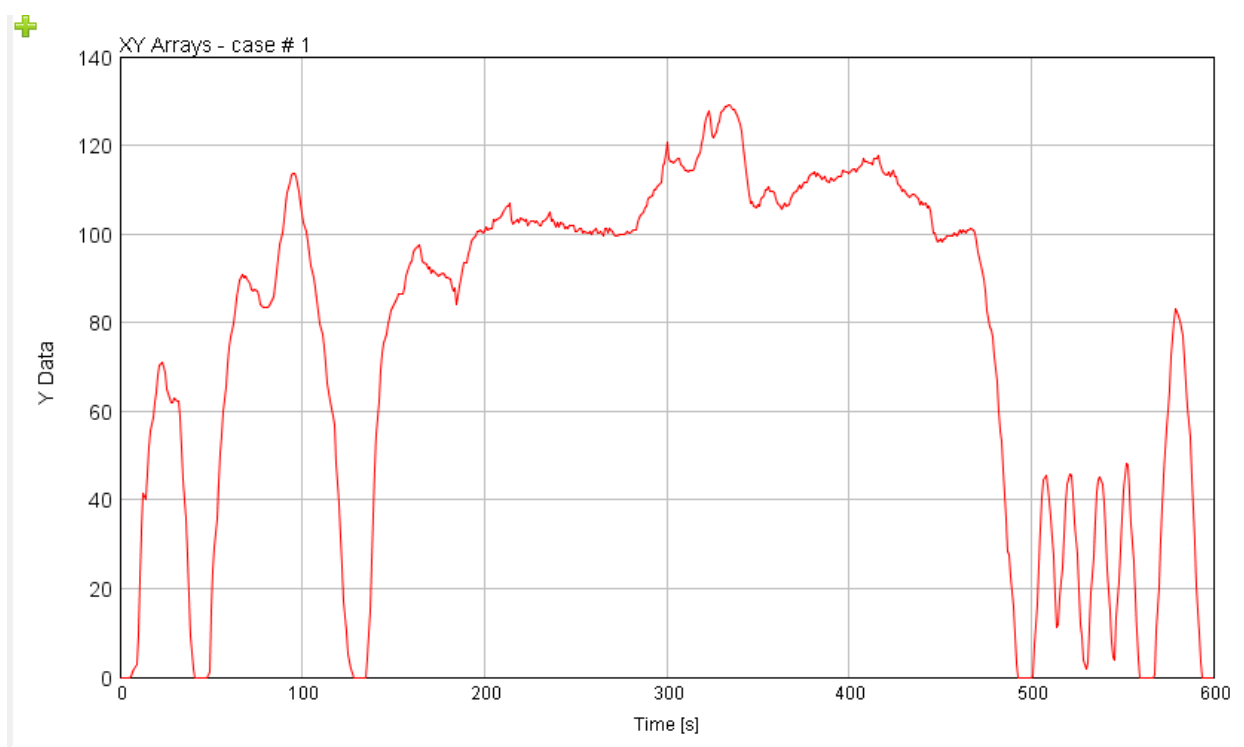
- Vzdalenost: 16.45 km (10.26 miles)
- Doba jízdy: 765 seconds
- Střední rychlost: 77.7 km/h (48.3 mph)



### 3.5 US-06 cyklus

US-06 cyklus se používá v Americe pro reprezentace spotřeby při agresivní, vysokorychlostní jízdě s rychlou fluktuací.

- Vzdalenost: 12.8 km (8.01 miles)
- Doba jízdy: 596seconds
- Střední rychlost: 77.9 km/h (48.4 mph)



*Obr. 15 US-06 jízdní cyklus*

## 4. Popis softwaru pro simulace

Existuje široké spektrum softwaru pro simulace. Každý zástupce tohoto softwaru má základní grafické prostředí, a je určen k znázornění řešiče sestav diferenciálních rovnic, které uživatel definuje. Tím pádem, například, při simulaci kmitání mechanické soustavy se dvěma stupni volnosti, uživatel definuje kmitající hmotnosti, tuhosti pružin a poměrné útlumy tlumiče. Kromě toho, okrajové podmínky: čas, ukotvení, počáteční odchylky. Takže systém má všechny vstupní údaje pro řešení rovnic kmitání mechanické soustavy se dvěma stupně volnosti. Jako výsledek, uživatel dostane vlastní frekvence, maximální odchylky a skoro všechno, co se dá spočítat z rovnic kmitání.

Mnou byl zvolen software od amerického výrobce Gamma Technologies, GT-Suite. GT-Suite je vedoucí software pro simulace 0D/ 1D / 3D multi-fizických CAE- systémů. Zahrnuje do sebe velký počet knihoven pro simulace toku tekutin, termického, mechanického, elektrického, magnetického, chemického chování a řazení soustav. Pomocí těchto knihoven má uživatel možnost postavit přesný a realistický model čehokoliv: vozidel, motorů, hnacích jednotek, převodovek a také mechanických soustav, hydraulických, obráběcích, třecích, termických...



*Obr. 16 GT-ISE Logo*

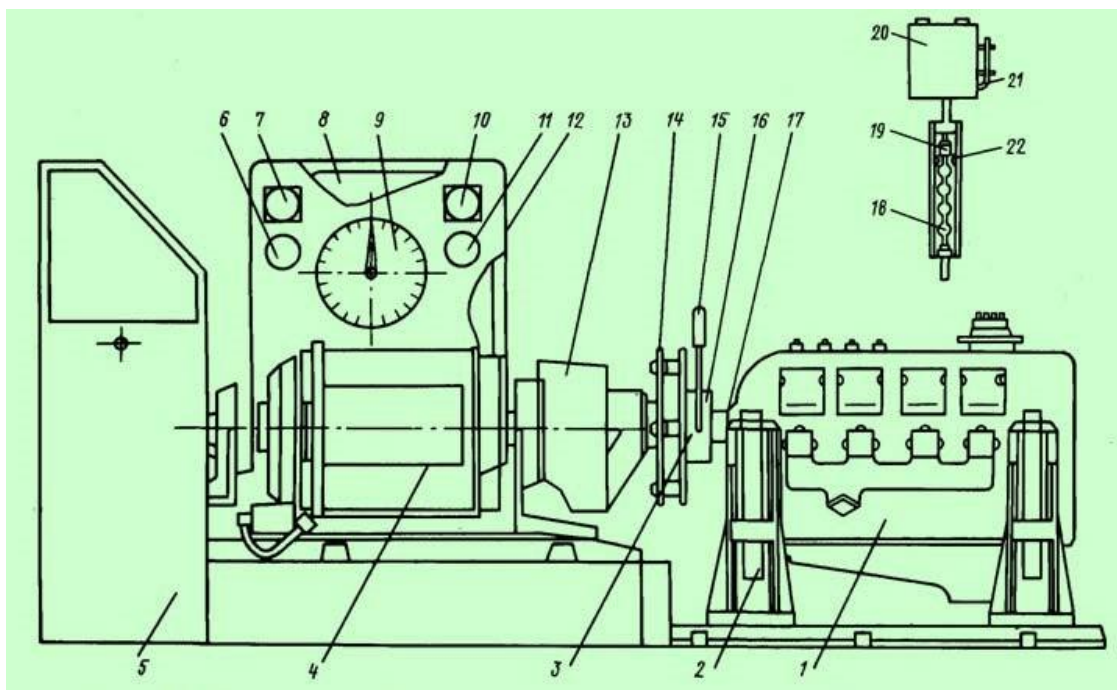
GT-ISE představuje sebou interface, kde model může být postaven, stanovené podmínky simulace a spuštěná simulace. Je to prostředí, ve kterém je spusta komponentů představená na pracovní mapě a propojena mezi sebou v jediný celek.

V této diplomové práci byla prováděna simulace auta, které projíždělo různými jízdnými cykly. Jako auto bylo definováno Škoda Octavia s motorem 1.6 MPI a výkonem 75 kW. Pro úspěšnou simulaci bylo za potřebí nadefinovat nejen vlastnosti tohoto auta, ale i parametry motoru, chladicí soustavy a logického řidiče.

Byla udělána výzkumní práce týkající se snížení výsledné spotřeby paliva cestou upravení a optimalizace chladicí soustavy, která byla maximálně zjednodušená. Separátní a důležitou otázkou bylo programování logického řidiče. Převodovka Octavií má 5 stupňů a při projíždění jízdními cykly rychlost sahala až 120 km/hod. To znamená, že stupně v převedovce by měly být řízené, čili logický řidič z jedné strany by měl dodržovat stanovené rychlosti jizdním cyklem, z druhé strany by měl být v toleranci rychlostního pole. Pro řešení tohoto úkolu byla provedena kinematická analýza, aby na základě vlastnosti auta byly co nejlépe vyhodnoceny okamžiky řazení.

## 5. Měření

Měření se uskutečnilo na závodu Škoda™ v Mladé Boleslavi na moderním standu pro měření motorů. Schéma tohoto zařízení je naznačeno níže:



Obr. 17 Schéma standu pro měření motoru

1 – zkoumaný motor, 2 – podpěrná stanice, 3, 14, 15 - elementy spojky, 13 – hlavní reduktor, zatěžující elektromotor – brzda, 5 – reostat, 6-12 – měřící přístroje, 18-22 – přístroje pro měření spotřeby paliva

Můžeme si všimnout, že je naznačena jen zásadní schéma standu. Ve skutečnosti, má přístroj o hodně víc měřících přístrojů.

Z měření byl generován EXCEL-soubor viz. Dodatek 1 , obsahující charakteristiky motoru: teploty, tlaky, otáčky, příkon a výkon viz. Tab. 5

REL_VLH	SH	SH_Max	SH_Min	SH_Stdev	SMER	T_OLEFI	T_OLEMER	T_PALIV	T_PRKAT
%	kg/h	kg/h	kg/h	kg/h	g/kWh	°C	°C	°C	°C
41.8245	1.85598	1.916	1.81	0.026186	-97206.6		84.2645874	19.99182129	440.142395
41.66169	2.273907	2.324	2.235	0.020628	1381.819		78.76421356	20.00463676	501.8197632
41.66484	2.590483	2.661	2.554	0.020054	806.3289		79.1796875	20.00953674	488.2336426
41.77459	2.962464	3.313	2.784	0.093998	620.5984		79.49467468	19.99264908	523.9536133
41.90025	3.297497	3.346	3.26	0.024925	526.1866		84.03051758	20.00642395	580.0975952
41.6356	3.729596	4.127	3.462	0.111408	472.9508		86.08257294	19.9967556	621.9249268
41.20277	4.150056	4.215	4.111	0.02747	438.618		88.97145081	20.00248337	663.3482666
40.99619	4.629106	4.69	4.608	0.017948	429.2817		91.44542694	20.00026512	673.6665649
40.83834	4.655854	4.749	4.507	0.043792	393.262		93.61271667	20.01000023	637.1835327
40.77323	5.595086	5.933	5.247	0.087281	352.3286		94.79747772	20.01000023	674.1973877
40.95379	2.624445	2.652	2.598	0.013695	1080.008		87.54312134	20.00016594	575.0480957
40.99981	3.09251	3.123	3.059	0.01322	644.4845		88.09720612	19.99582863	556.0444946
40.62882	3.703331	3.746	3.67	0.018238	513.6484		89.75574493	19.99599266	630.6434937
40.39931	4.19652	4.236	4.174	0.015253	445.7074		91.72776794	20	673.1956177
40.31489	4.669129	4.796	4.285	0.099293	399.2031		93.46529388	20	704.6677856
40.61441	5.287225	5.383	5.011	0.094838	374.6121		95.85823822	20.00304604	741.2364502
40.48356	6.014834	6.104	5.969	0.027503	365.5237		98.42944336	20.00294685	771.5834961
39.96973	6.272702	6.337	6.238	0.02008	332.086		96.80421448	20	740.109436
39.67347	6.493179	6.54	6.435	0.018724	323.9769		98.44734192	20.00728416	706.2675781
39.82758	7.36149	7.439	7.254	0.051371	309.6474		102.0316467	20.00278091	726.3847046
40.648	2.941782	3.628	2.583	0.217697	974.882		92.37158966	20.0069313	588.8178101
40.60548	3.524462	3.557	3.483	0.013276	560.4502		92.7179718	20	580.7351074
40.39542	4.122417	4.212	4.094	0.021292	438.358		94.11830902	20.00629234	598.7706299
40.15631	4.728331	4.875	4.679	0.044847	374.684		95.7747345	19.99503326	635.8342896
40.24041	5.427967	6.045	5.256	0.188156	343.735		97.89886475	20.00053024	667.1613159

Tab. 5 Úryvek výsledné tabulky z měření motoru

Z tabulky byly výhodnoceny a dopočteny další hodnoty : poloha pedailu plynu v závislosti na poloze škrťící klapky (%), převedené otáčky.

Například, převod polohy škrťící klapky na polohu pedailu plynu:

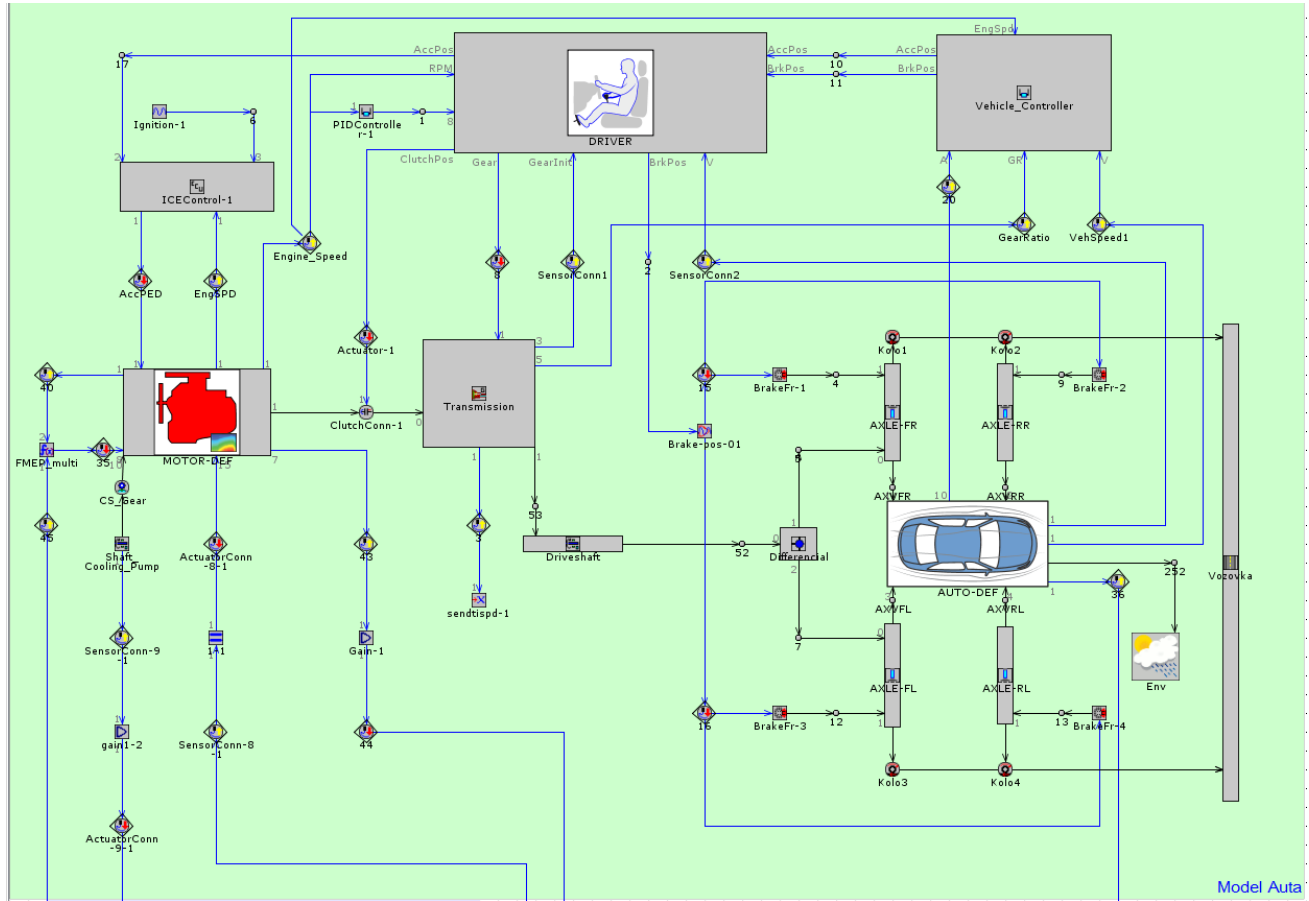
$$\% pp = \%šk \cdot 2 \cdot K \quad (1)$$

Tím pádem, 9,8% polohy škrťící klapky po výpočtu, se rovnala 19.8% polohy pedailu plynu. Toto bylo uděláno, aby se roztáhnulo maximalních 50% z měření na 100% při simulaci , což by upřesnilo výsledky výpočtů a simulaci.

Údaje z tabulky výsledků byly použity pro modelování schématu a bližší výpočty.

## 6. Popis schématu

V této kapitole bude popsáno prostředí, které bylo vytvořeno pro uskutečnění simulace.



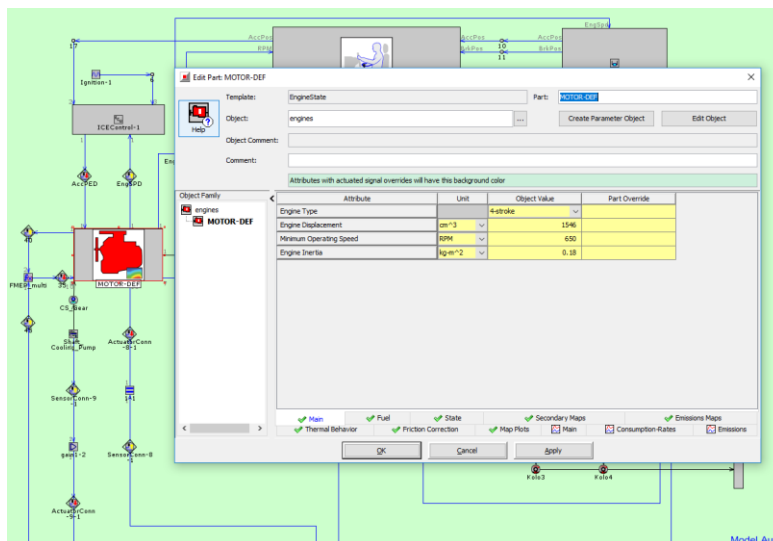
Obr. 18 Simulační schéma horní část

Simulační schéma s sebou představuje grafické znázornění systému diferenciálních rovnic. Na obr. 18 je naznačena horní část vytvořeného simulačního schématu. Tam je vidět blok motoru, propojený s převodovkou přes spojku a pak převodovka, propojena přes přímou hřídel, diferenciál s osami kol. Takže tok krouticího momentu je Motor – Spojka – Přebodovka – Hlavní hřídel – Diferenciál - Osy kol – Kola. Každý z těch bločků, co je vidět na obr. 18 graficky znázorňuje systém diferenciálních rovnic, což znamená, že proto abychom dostali výsledek „Output“ musíme definovat vstupní údaje „Input“.



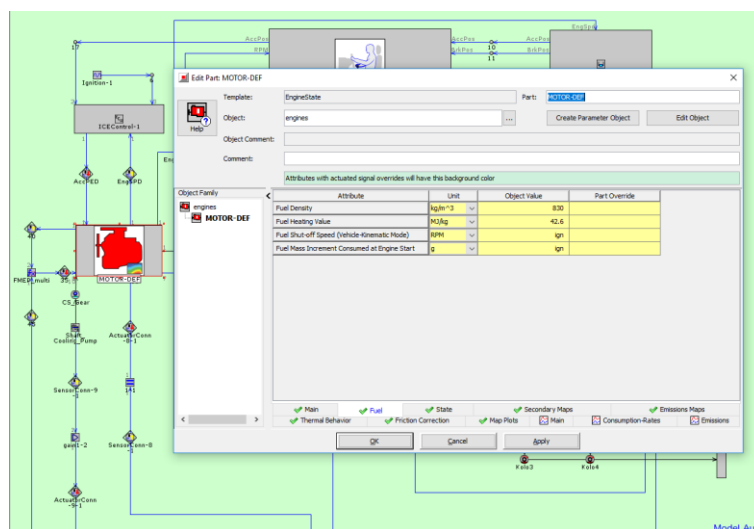
## 6.1 Popis bloku motoru

Na obr. 16 je znázorněn příklad bločku typu „MOTOR“



Obr. 19 Znáznornění bloku typu „Motor“

„Inputem“, neboli základními vstupními údaji pro motor jsou: typ motoru z hlediska taktnosti: čtyřtaktný nebo dvoutaktný; pracovní objem motoru definovaný ve  $\text{cm}^3 / \text{dm}^3 / \text{mm}^3$ ; minimální otáčky motoru a jeho setrvačnost. Pak je potřebne definovat palivo: hustotu, výhřevnost viz obr. 19.



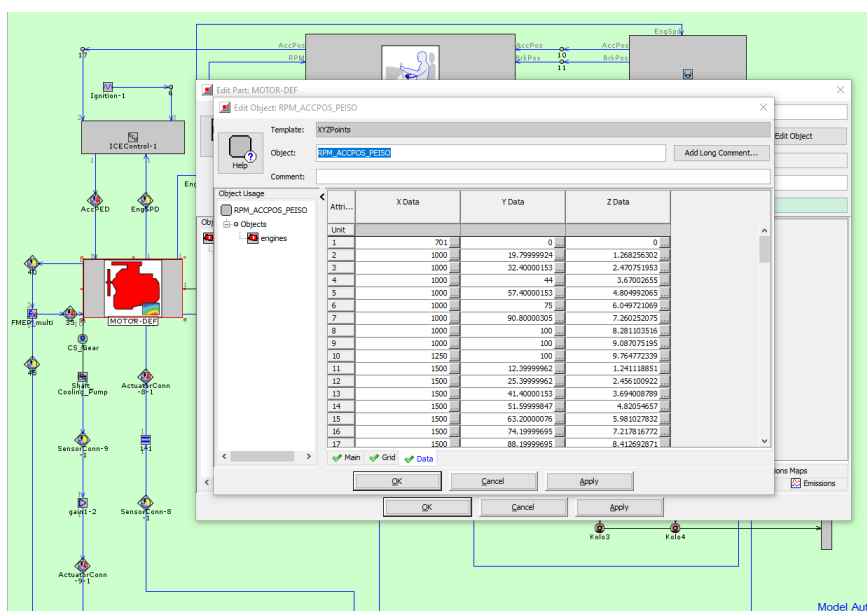
Obr. 20 Znáznornění definice paliva

Kromě toho, musíme definovat další údaje: minimalní operační otáčky motoru v nezátíženém stavu, emisivitu, typ chladicí kapaliny, způsob teplotní korekce...

Ale hlavními údaji jsou tak zvané „Mapy“ motoru. Tento software vyžaduje funkční závislosti pro řešení rovnic. Například, pro výpočet efektivního tlaku uvnitř válce program vyžaduje počáteční základní závislost – závislost otáček motoru (RPM) a efektivního tlaku ve válci (MPa) od úhlu natočení pedálu plynu (v procentech [0-100%]). Tato mapa má název EMEP (Effective MEP). Kromě této mapy musíme definovat BMEP – indikátní tlak - úhel natočení pedálu plynu (v procentech [0-100%]) - otáčky motoru (RPM). Z toho vychází FMEP (Friction MEP).

$$BMEP - IMEP = FMEP \quad (2)$$

Takže, jak bylo definováno, BMEP je závislost otáček motoru na pozici pedálu plynu a tlaku ve válci viz. obr. 21



Obr. 21 – definice BMEP

Údaje pro tuto mapu byly brány přímo z měření. V tabulce naměřených hodnot tyto údaje odpovídají sloupečkům RPM, ACCPOS, PEISO. Tyto údaje software používá jako vstupy pro definování průběhu spalování uvnitř válce.

Rovněž je nutno uvést i další nezbytný údaj: Fuel Consumption Map (RPM, LOAD)

[kg / h] – závislost otáček motoru na tlaku ve válci a spotřebě –definování mapy spotřeby paliva motoru, Heat Rejection Map (RPM, LOAD) – závislost otáček motoru – tlak – odvod teploty – definování teplot ve válci na základě údajů o palivu.

Software definuje takový vztah mezi BMEP a točivým momentem (Používá se ve spojení s mapou mechanického výstupu)

$$BMEP = \frac{2 \cdot \pi \cdot T \cdot n}{V} \quad (3)$$

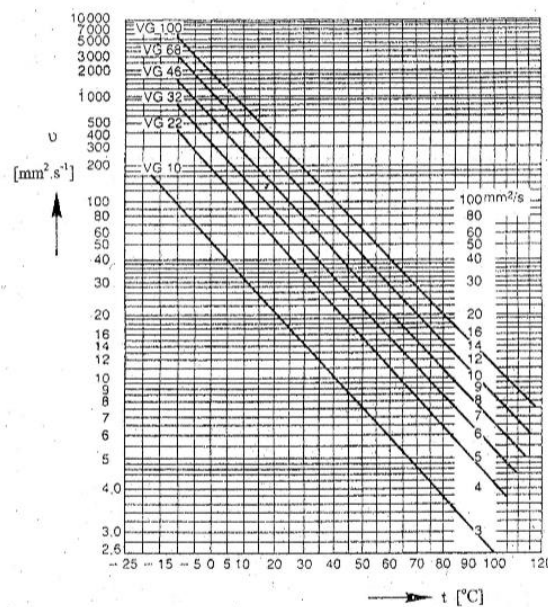
Kde:

T – točivý moment

n – počet otáček klikové hřídele za zdvih

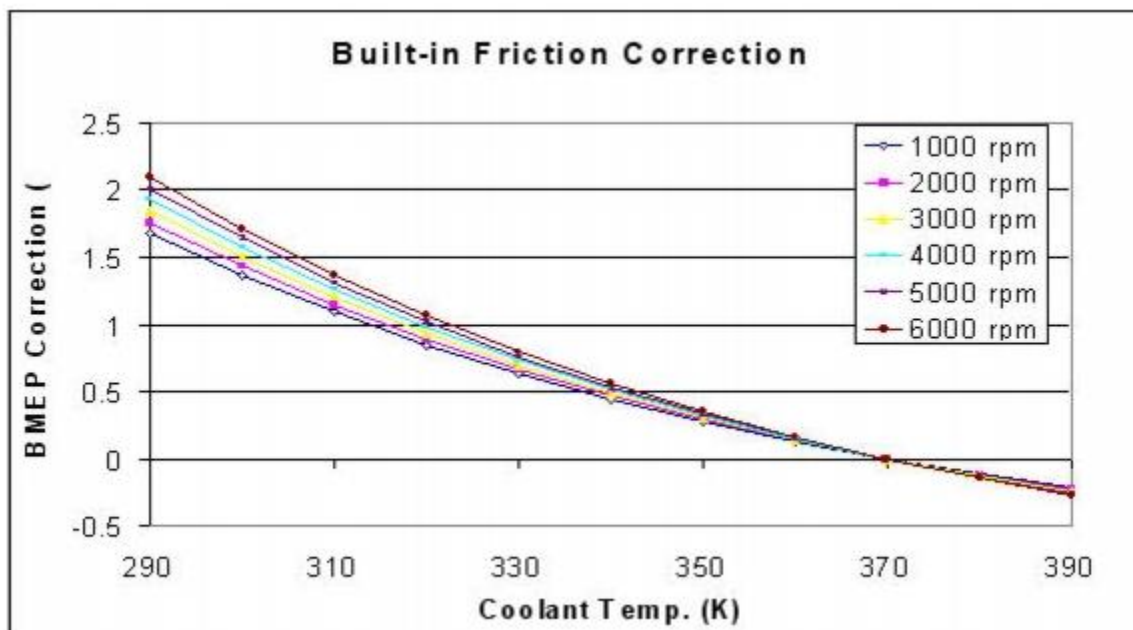
V – zdvihový objem motoru

Důležitým bodem je definování složky „Friction Correction“. Jak zní z názvu, je to korekce tření. Fyzikální smysl tohoto je, že pokud auto nastartují, motor je studený (i při teplotě 25 °C), viskozita oleje je vyšší (viz. obr. 22), takže ztráty třením jsou vyšší. Při postupném zahřívání oleje jeho viskozita klesá , zlepšují se jeho fyzické a účelové vlastnosti a ztráty třením klesají.



Obr. 22 Viskózní křivky pro minerální oleje dle ISO 3448

Právě tento jev v sobě zahrnuje složka „Friction correction“. Implicitně má software nastavenou tak zvanou „Built-in Correction“ – vestavenou korekci viz obr. 23. To jsou smyčky závislosti koeficientu korekci třecích ztrát na teplotě chladicí kapaliny resp. motoru.



Obr. 23 Smyčky vestavené korekce

Jak je patrné z (2), FMEP je rozdílem BMEP a EMEP, a přitom při simulačních výpočtech jsou ztráty násobeny tímto koeficientem. Takže na začátku jízdy, pokud motor není ohřátý na operační teploty, máme skoro dvojnásobné třecí ztráty, což nám výrazně snižuje účinnost motoru a zvyšuje spotřebu paliva. Samozřejmě máme zájem, aby se motor co nejrychleji ohřál na operační teploty neboť na 370 K, jak je patrné z obr. 23. V tomto okamžiku se tento koeficient bude rovnat nule, což znamená že třecí ztráty dál ve výpočtech neuvažujeme.

## 6.2 Korekce map motoru

Pro správné sestavení, snadné zpracování softwarem a zjednodušení výpočtů map motoru byla nutná částečná interpolace. Jedním z důvodů, proč interpolace byla provedena, je definice mapy v nenaměřených bodech, například, BMEP při 601 / 701 / xxx1 RPM. Software pro neznámé

body předpokládá lineární aproximaci, což ale ve skutečnosti není. Takže pomocí EXCEL byly sestavené extrapolace teplotního režimu motoru pro každý řád otáček.

1. Do EXCEL-sheetu byly vypsány údaje, které chceme interpolovat : sumární a efektivní teploty, tlaky ve válcích viz tab 6.

QexhU	P+Qw	P+Qw+Qe	Pe+Qw+Qexh+Qexh	pe-iso
kW	kW	kW	kW	bar
0	1.287225	5.673791	5.673791	0.000989
0	3.851591	10.01824	10.01824	1.268256
0	6.024234	12.84945	12.84945	2.470752
0	8.231516	16.63631	16.63631	3.670027
0	11.01084	21.40315	21.40315	4.804992
0	13.77489	26.40451	26.40451	6.049721
0	16.44993	31.46681	31.46681	7.260252
1.938625	18.26479	35.28104	37.21967	8.281104
2.797174	19.17206	35.32673	38.12391	9.087075
3.44788	24.78587	45.34576	48.79364	9.764772
0	5.977048	14.13619	14.13619	1.241119
0	9.824441	19.1101	19.1101	2.456101
0	13.70812	26.38248	26.38248	3.694009
0	17.02902	32.39031	32.39031	4.820547
0	20.40508	38.3142	38.3142	5.981028
0	23.98806	45.35438	45.35438	7.217817
0	27.58136	52.90707	52.90707	8.412693
0	29.99733	55.29322	55.29322	9.659336
3.864	30.78914	55.73276	59.59676	10.2664
4.832333	35.70737	64.81698	69.64931	10.42149
0	7.52591	16.89153	16.89153	1.15828

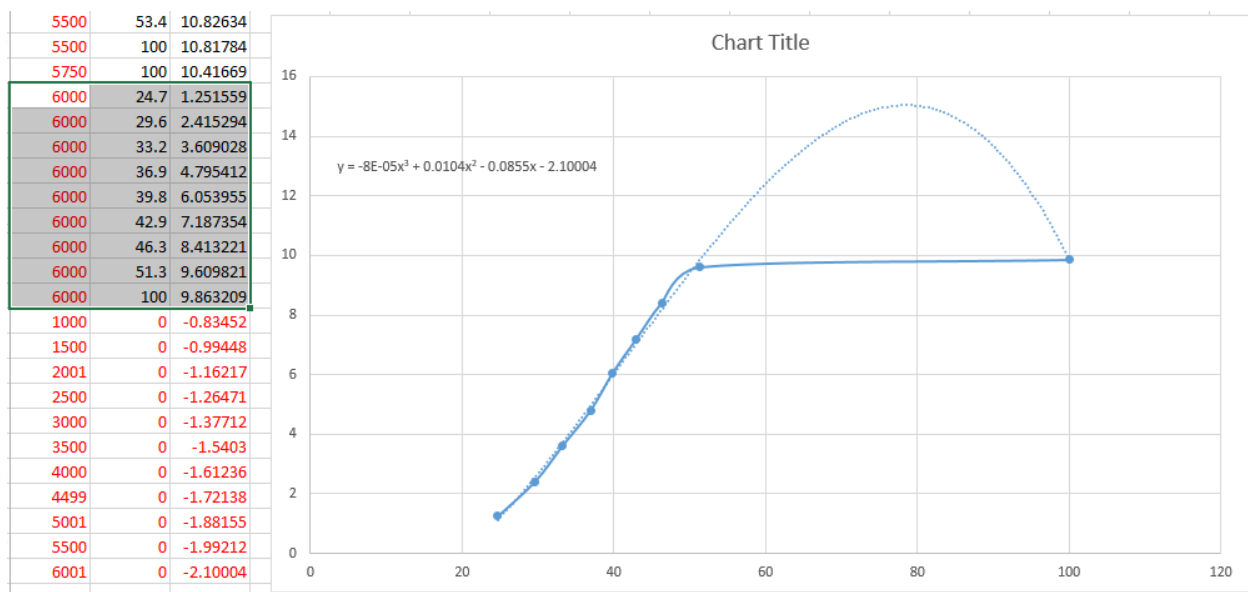
Tab. 6 Úryvek tabulky pro extrapolaci

2. Do další složky byla vypsána závislost otáčky [RPM] – poloha škrticí klapky [%]– BMEP [bar] (resp. efektivní tlak ve válci.) viz tab. 7 . Byly dopočtené pomocí polynomiální aproximace hodnoty BMEP pro konstantní otáčky při nulové poloze škrticí klapky. Viz obr. 24

RPM	KLAPKA	BMEP
701	0	0
1000	9.9	1.268256
1000	16.2	2.470752
1000	22	3.670027
1000	28.7	4.804992
1000	37.5	6.049721
1000	45.4	7.260252
1000	53.50435	8.281104
1000	100	9.087075

Tab. 7 Úryvek tabulky pro extrapolaci BMEP

Hodnoty v obr. 24 byly dopočtené pomocí polynomiální aproximace, tj. byla proložena funkce výhledu polynomu 3. stupně a z ní dopočtené potřebné hodnoty. Například, pro konstantních 6000 RPM:



Obr. 24 Dopočtení minimálních hodnot při aproximaci

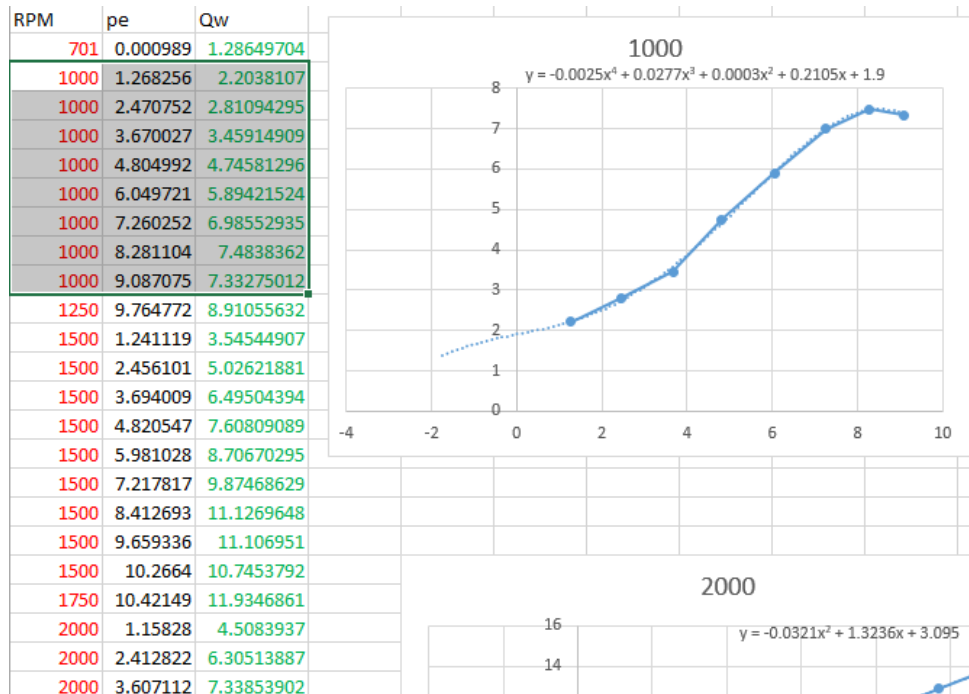
Když použijeme generované SW rovnice, dostaneme hodnotu efektivního tlaku ve válci při otáčkách 6000 RPM a nulové poloze škrťící klapky

$$y = -8E - 05x^3 + 0.0104x^2 - 0.0855x - 2.10004 \quad (4)$$

Tady x – poloha škrťící klapky , y – BMEP [Bar]

Když spočítáme pro  $x = 0\%$ , dostaneme  $BMEP = - 2.10004 \text{ Bar}$ . Tento výpočet má význam pouze pro SW, abychom přidali údaje k výpočtu. Stejným způsobem dopočteme FMEP.

3. Do dalšího sheetu byly vypsány otáčky (RPM) , efektivní tlak ve válci ( $p_e$ ) a počet teploty ( $Q_w$ ). Pro body ústáleného měření (1000 RPM, 2000 RPM...) byly výpsány hodnoty a postaven graf, z kterého je patrné, jak se při konstantních otáčkách (RPM) mění teplotní práce ve válci ( $Q_w$ ) v závislosti na efektivním tlaku ( $P_e$ ). Viz obr. 25



Obr. 25 Závislost „ $Q_e$ “ na „ $p_e$ “ při konstantních otáčkách

Takové křivky byly vytvořeny pro všechny body ústáleného měření : 1000 RPM, 1500 RPM, 2000 RPM, 2500 RPM. 3000 RPM. 3500 RPM, 4000 RPM, 4500 RPM, 5000 RPM, 5500 RPM , 6000 RPM. Viz. Dodatky

Pak, pomocí nástroje EXCEL byly vytvořeny interpolační polynomy až do 4. stupňů pro přesnost. Například, pro 6000 RPM

$$y = -0.0144x^2 + 1.7857x + 18.209 \quad (5)$$

V rovnici (5)  $y$  – počet teploty ( $Q_w$ ), a  $x$  – efektivní tlak ve válci ( $p_e$ ).

Když spočítáme pro  $x = -2.1$ , dostaneme hodnotu  $Q_w = 14.3954 \text{ kW}$ . Význam tohoto výpočtu je pro SW – dostáváme interpolované hodnoty teplot  $Q_w$  [kW] při interpolaném tlaku [Bar] ve válci a to v oblasti konstantních otáček [RPM] při nulové poloze škrtkové klapky [%].

4. Když už máme definovány interpolované body otáček (RPM),  $p_e$  (tlaku),  $Q_w$  (kW), BMEP a FMEP, můžeme se pustit k interpolaci mapy spotřeby. Použijeme hodnoty otáček (RPM),  $p_e$ , resp BMEP, a spotřeby z naměřených údajů Viz tab. 8

RPM	$p_e$	spotreba	kg/h
701	0.000989	1.85598	
1000	1.268256	2.273907	
1000	2.470752	2.590483	
1000	3.670027	2.962464	
1000	4.804992	3.297497	
1000	6.049721	3.729596	
1000	7.260252	4.150056	

Tab. 8 Úryvek tabulky pro extrapolaci spotřeby

Teprve z intrapolovaných hodnot můžeme dopočítat hodnoty spotřeby.

Pro to budeme potřebovat další údaje:

Zdvih válce –  $Z = 86.9 \text{ mm}$ ,

Vrtání válce –  $D = 76.5 \text{ mm}$ ,

Počet valců motoru  $t = 4$ ,

Dopočteme zdvihový objem

$$V_z = \frac{\pi D^2}{4} \cdot Z \cdot t \quad (6)$$

$$V_z = 1597590 \text{ mm}^3 = 0.001598 \text{ m}^3$$

Atmosférický tlak –  $P_a = 0.98 \text{ Bar} = 98000 \text{ Pa}$ ,

Teplota okolí -  $t_0 = 22 \text{ °C} = 295.15 \text{ K}$

Ze známého vztahu spočítáme hustotu vzduchu:



$$\rho = \frac{P_a}{t_o \cdot 287} \quad (7)$$

Tedy hustota vyduchu se rovná 1.156915 kg·m<sup>-3</sup>

Stechiometrický poměr ( $\lambda$ ) budeme předpokládat 14.04. Stechiometrický poměr fyzikálně znamená poměr paliva a vzduchu u motorů ve směsi, nasávané do válce motoru. Ideální stochiometrický poměr je 14.7 jednotek vzduchu na 1 jednotku paliva. Použijeme 14.04, což znamená že máme bohatší směs – víc paliva a míň vzduchu ve směsi. Také použijeme součinitel účinnosti objemu  $U_o = 0.6$  [-].

Na základě spočítaných hodnot můžeme najít: hodinovou objemovou spotřebu vzduchu, hodinovou hmotnostní spotřebu vzduchu, hodinovou hmotnostní spotřebu paliva.

Pro každé pásmo otáček se hodnoty odlišují a jsou okamžité – jen se opírají o okamžité hodnoty, které jsou uvedené ve výpočtech. Hodinovou objemovou spotřebu můžeme vyjádřit ze vztahu:

$$S_{HOV} = \frac{n \cdot 60}{2} \cdot V_z \cdot U_o \quad (8)$$

Když spočítáme pro 1000 RPM, dostaneme hodnotu 28,75842 [m<sup>3</sup>·hod<sup>-1</sup>]. Fyzikální význam této hodnoty je takový, že motor pracující při 1000 ot.min<sup>-1</sup> za hodinu, potřebuje 28,75842 m<sup>3</sup> vzduchu při teplotě okolí 22 °C a stochiometrickém poměru 14.04.

Převedeme hodnotu objemové spotřeby na hmotnostní spotřebu:

$$S_{HHV} = \frac{n \cdot 60}{2} \cdot V_z \cdot U_o \cdot \rho \quad (9)$$

Hustotu vzduchu jsme spočítali v (7). Považujeme ji za konstantní. Když teď vydělíme hmotnostní hodinovou spotřebu stochiometrickým poměrem – dostaneme výslednu hmotnostní hodinovou spotřebu paliva.

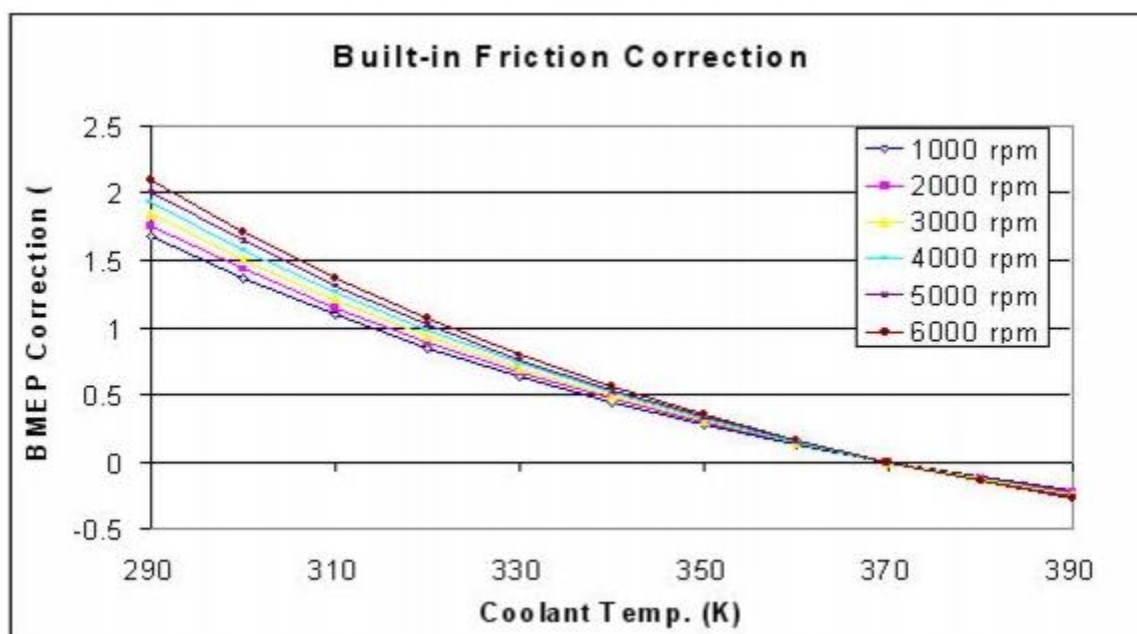
$$S_{HHP} = \frac{\frac{n \cdot 60}{2} \cdot V_z \cdot U_o \cdot \rho}{\lambda t} \quad (10)$$

Tato spotřeba pro 1000 ot.min<sup>-1</sup> se rovná 2.4 kg.hod<sup>-1</sup>, pro 6000 ot.min<sup>-1</sup> – 14.21 kg.hod<sup>-1</sup>, je to okamžitá spotřeba. Významem této spotřeby je, že když se v určitý okamžik času podíváme

do prostoru válce při 1000 nebo 6000 ot.min<sup>-1</sup> – právě takovou spotřebu bude mít auto. Skutečná spotřeba leží mezi těmito hodnotami.

### 6.3 Korekce smyček ztrát třením v motoru

Pre – definovaná smyčka korekce třecích ztrát (viz obr. 26), má svoje nevýhody, z kterých jednou je násobení dvou počátečních ztrát. Při výpočtu software postupuje tak, že motor musí překonávat dvounásobné ztráty, což snižuje jeho účinnost a zvyšuje spotřebu paliva.



Obr. 26 Smyčky vestavené korekce

Opravdu, na začátku jízdy jsou ztráty třením vyšší než při operačních teplotách. Ale logicky nejsou dvounásobné. Takže smyčky vestavené korekce potřebovaly nahradit jinými, které jsou bližší skutečnosti.

Pro sestavení smyček pokročilé korekce byla použita Fourierová transformace. Na základě teplot oleje z měření, otáčkových pásem a výpočtu FMEP podle (2), byl přepočítán koeficient korekce a sestavená 3D mapa.

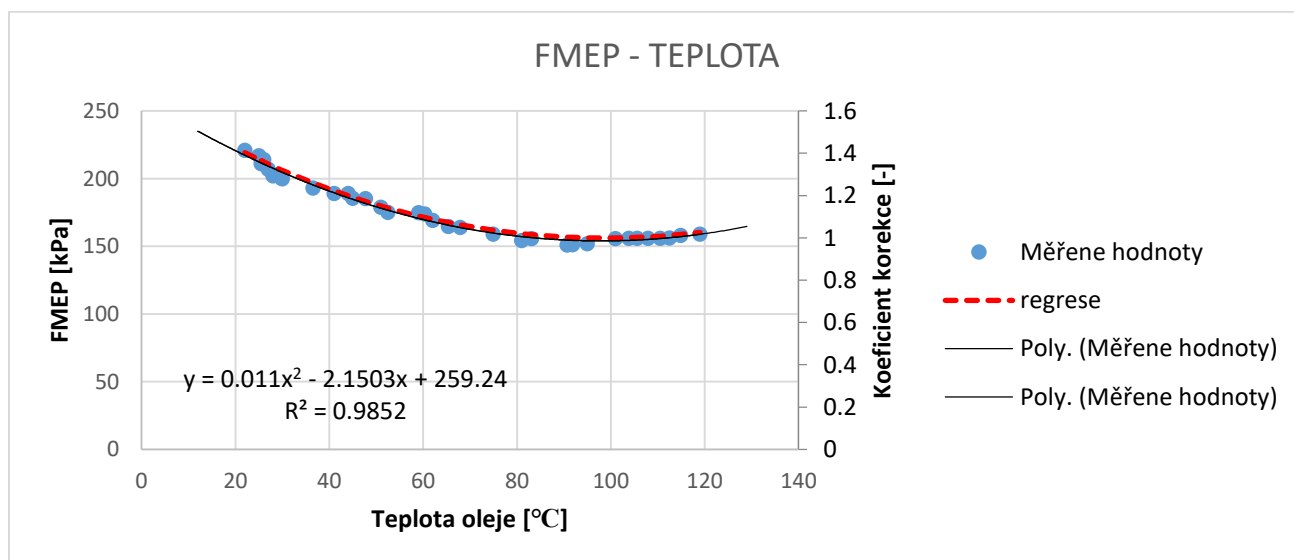
Koeficient korekce byl přepočítán pro zony ústáleného měření : 1500, 2000, 2500... ot.min<sup>-1</sup> pomocí EXCEL. Do sloupečků byly vypsány teploty oleje v [°C] , ztráty třením , které jsme dostali z měření a přepoču podle (2). Viz tab. 9

Teplota oleje [C]	f <sub>mep</sub> PM [kPa]	155	
22	221	1.42581	66
25	217	1.4	62
26	214	1.38065	59
25.5	211	1.36129	56
27	207	1.33548	52
28	202	1.30323	47
29.8	200.5	1.29355	45.5
30	200	1.29032	45
36.5	193	1.24516	38
41	189	1.21935	34

Tab.9 Úryvek tabulky pro stanovení regrese a přepočet koeficientu korekce

Princip toho spočívá v tom, že při teplotě oleje 22 [°C] , měřená FMEP = 221 [kPa], přičemž minimální hodnota FMEP pro vyšší teploty oleje ,ale stejných otáčkách = 155 [kPa].

Byl sestaven graf viz. Obr. 27. a nalezená minimální veličina ztrát, pro otáčkové pásmo 4500 RPM, 100 % poloha škrticí klapky 155 [kPa]. Tato hodnota byla zpoměovaná k ostatním. Třetí sloupeček reprezentuje právě tyto poměry, a čtvrtý – rozdíl FMEP pro danou teplotu a minimální hodnoty (11)



Obr. 27 Závislost FMEP-Teplota-Koeficien korekce při 4500 RPM

Okamžitý koeficient korekce

$$f_{korr\ 0} = \frac{f_{korr}}{f_{korr\ min}} \quad (11)$$

Potom byly přes naměřené body (viz obr. 27) proloženy dvě polokřivky různé řadnosti, ale pro zpřesnění byla použita 2. řada.

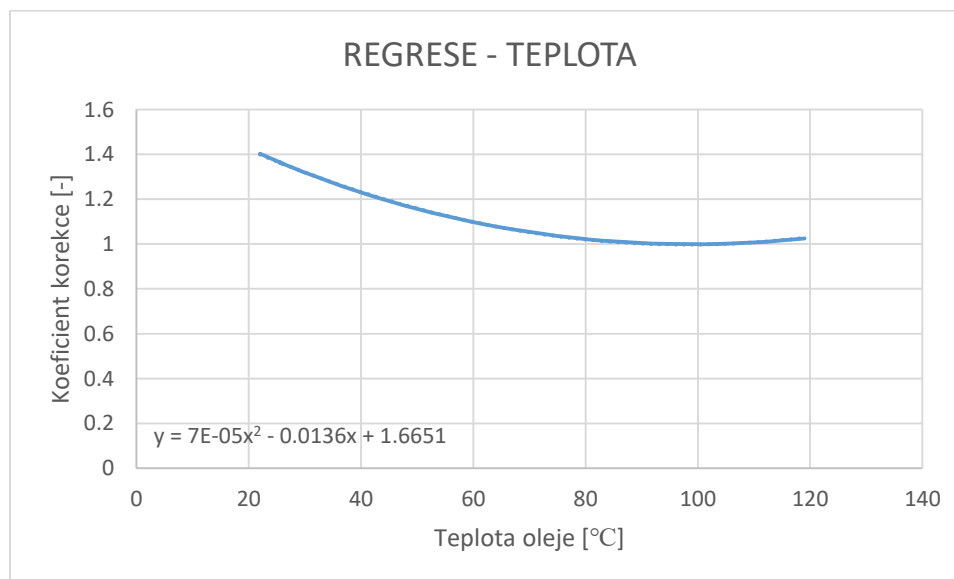
$$y = 0.011x^2 - 2.1503x + 259.24 \quad (12)$$

Kde  $y$  – hodnoty FMEP [kPa],  $x$  – hodnoty teploty oleje v [°C].

Pro výpočet regresní křivky bylo nutné rozložit okamžitý koeficient korekce na separátní koeficienty. Takže byla použita Fourierová transformace, v prostředí EXCEL je to nástroj MASSIVE. Pro nás to znamená, že koeficient korekce ( $y$ ) rozkládáme na polynom požadované řadnosti, vstupem, do kterého také slouží otáčky [RPM]. Výsledek Fourierové transformace pro nás bude mít vzhled (13):

$$y = b + k_1 \cdot t + k_2 \cdot t^2 + k_3 \cdot t^{0.5} \quad (13)$$

Vstupní hodnoty “ $t$ ” jsou skutečné naměřené hodnoty teploty oleje [°C]. Viz tab. 27. Z výsledků transformace můžeme přepočítat hodnoty koeficientu korekce a sestavit aproximační regresní křivku, kterou následně použijeme pro tvorbu výpočetního modelu (viz obr. 28)



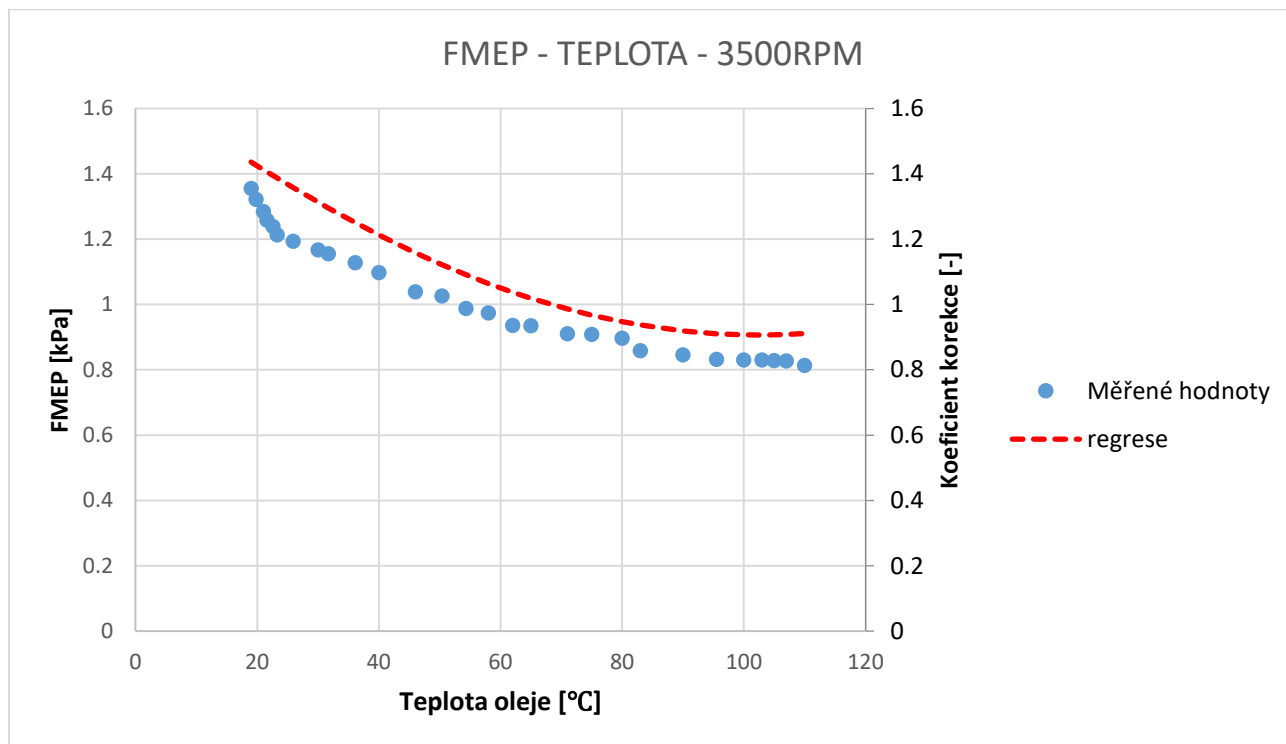
Obr. 28 Závislost Regrese-Teplota při 4500 RPM

Graf na obrázku 26 reprezentuje průběh koeficientu korekce v naměřeném teplotním rozsahu pro otáčkové pásmo 4500 RPM. Následně tento průběh použijeme pro sestavení smyček výsledného koeficientu korekce.

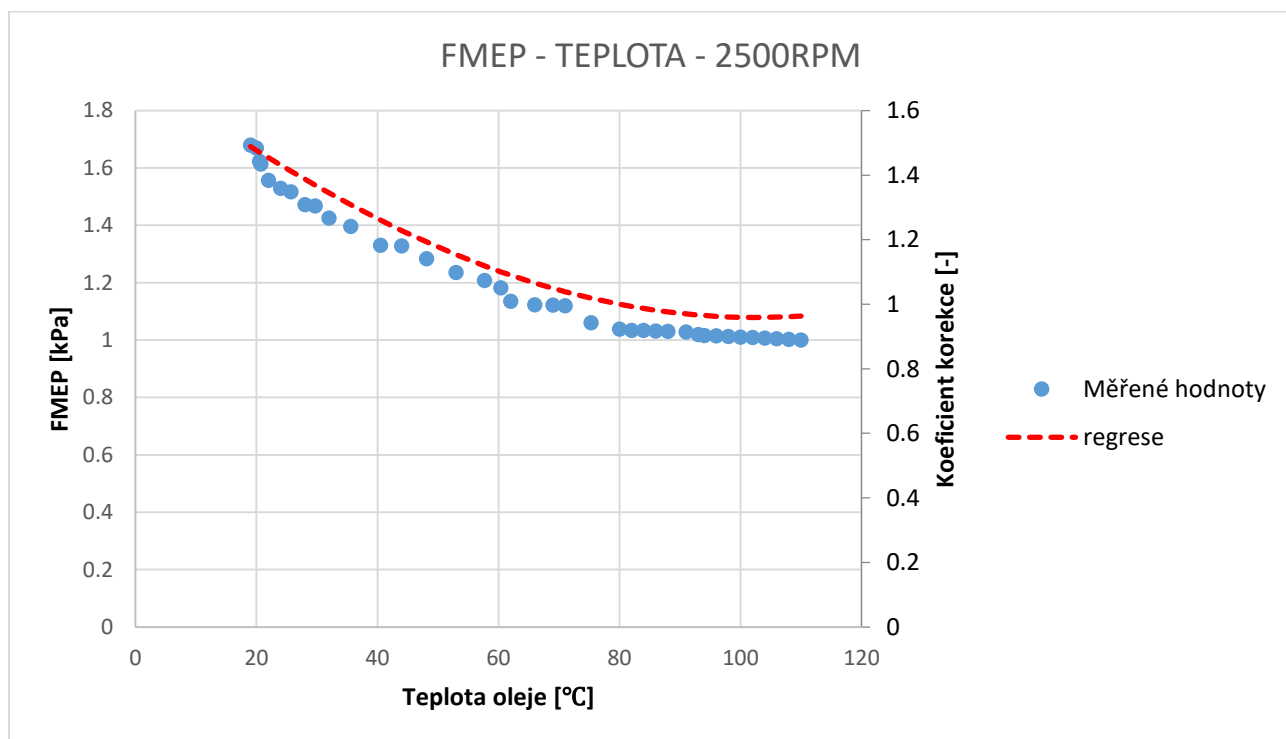
f <sub>mep</sub> mul	t	t <sup>2</sup>	t <sup>0.5</sup>	RPM	k3	k2	k1	b			
1.425806	22	484	4.690416	4500	-0.03476	6.03E-05	-0.01016025	1.75985	#N/A	#N/A	#N/A
1.4	25	625	5	4500	0.076394	2.02E-05	0.007578688	0.208935	#N/A	#N/A	#N/A
1.380645	26	676	5.09902	4500	0.9869	0.016969	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A
1.36129	25.5	650.25	5.049752	4500	753.3549	30	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A
1.335484	27	729	5.196152	4500	0.650745	0.008638	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A
1.303226	28	784	5.291503	4500	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A
1.293548	29.8	888.04	5.458938	4500	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A
1.290323	30	900	5.477226	4500	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A
1.245161	36.5	1332.25	6.041523	4500							
1.219355	41	1681	6.403124	4500							
1.219355	44	1936	6.63325	4500							
1.196774	45	2025	6.708204	4500							
1.195484	47.7	2275.29	6.906519	4500							
1.154839	51	2601	7.141428	4500							
1.129032	52.5	2756.25	7.245688	4500							
1.128387	59	3481	7.681146	4500							
1.122581	60.3	3636.09	7.765307	4500							
1.090968	62	3844	7.874008	4500							
1.063226	65.4	4277.16	8.087027	4500							
1.057419	67.9	4610.41	8.240146	4500							
1.025806	74.9	5610.01	8.654479	4500							
0.995484	81	6561	9	4500							
1.003871	83.1	6905.61	9.11592	4500							
1	90.7	8226.49	9.523655	4500							
1	91.8	8427.24	9.581232	4500							
1	95	9025	9.746794	4500							
1.005161	101	10201	10.04988	4500							
1.005806	103.8	10774.44	10.18823	4500							
1.006452	105.6	11151.36	10.27619	4500							
1.005806	107.9	11642.41	10.38749	4500							
1.006452	110.5	12210.25	10.5119	4500							
1.007097	112.5	12656.25	10.6066	4500							
1.019355	114.9	13202.01	10.71914	4500							
1.025806	119	14161	10.90871	4500							

Tab. 10 Rozložení FMEP na základě teplot a otáček

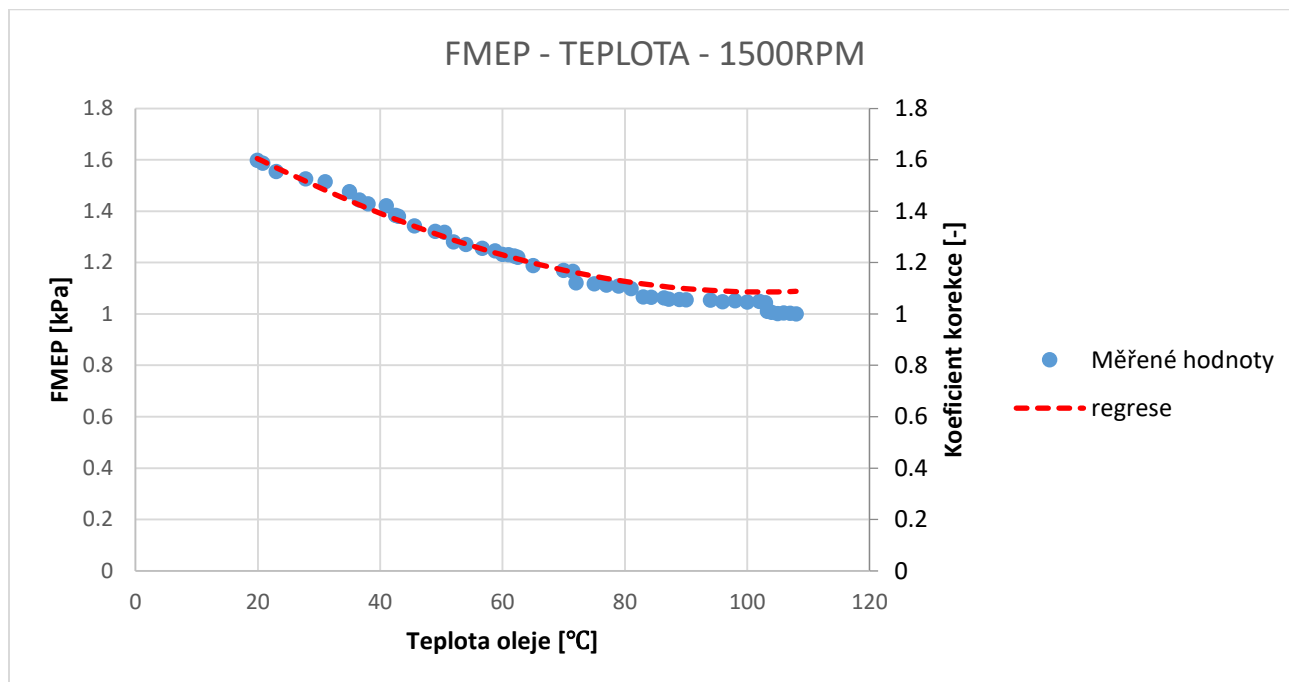
Stejným způsobem byly rozloženy koeficienty korekce pro každé z otáčkových pásem : 4500 RPM, 3500 RPM, 2500 RPM, 1500 RPM. Viz obr. 29-31.



Obr. 29 Závislost FMPE – Teplota při 3500 RPM



Obr. 30 Závislost FMPE – Teplota při 2500 RPM



Obr. 31 Závislost FMEP – Teplota při 2500 RPM

Jakmile jsme dostali korekční smyčky pro každé pásmo otáček, můžeme se pustit k tvorbě unifikovaných smyček. Pro to, je ale potřeba přidat další stupeň k Fourierové transformaci.

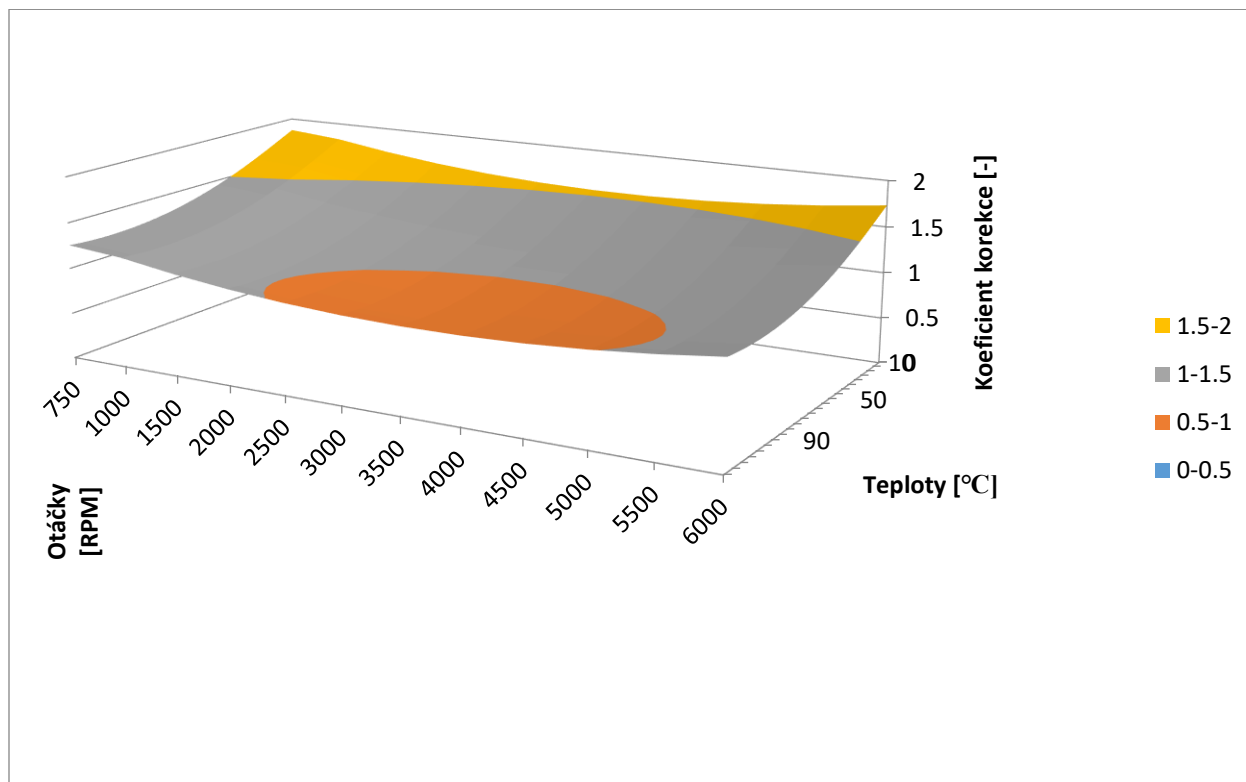
$$y = b + k_1 \cdot t + k_2 \cdot t^2 + k_3 \cdot t^{0.5} + k_4 \cdot n + k_5 \cdot n^2 \quad (14)$$

Vypíšeme každé pásmo otáček a provedeme transformaci. Viz. *dodatek 2*.

Ve výsledku dostáváme korekční schéma pro pásma otáček, teploty a FMEP viz tab. 11

	750	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000
10	1.862157	1.809565	1.718304	1.645609	1.591478	1.555913	1.538913	1.540478	1.560607	1.599302	1.656562	1.732387
15	1.805284	1.752692	1.661431	1.588736	1.534606	1.499004	1.48204	1.483605	1.503735	1.54243	1.599689	1.675514
20	1.747691	1.695099	1.603838	1.531143	1.477013	1.441447	1.424447	1.426012	1.446142	1.484837	1.542096	1.617921
25	1.691196	1.638604	1.547344	1.474648	1.420518	1.384953	1.367952	1.369517	1.389647	1.428342	1.485602	1.561427
30	1.636732	1.58414	1.49288	1.420184	1.366054	1.330489	1.313489	1.315053	1.335183	1.373878	1.431138	1.506963
35	1.584853	1.532261	1.441001	1.368305	1.314175	1.27861	1.26161	1.263174	1.283304	1.321999	1.379259	1.455084
40	1.53592	1.483328	1.392068	1.319372	1.265242	1.229677	1.212676	1.214241	1.234371	1.273066	1.330326	1.406151
45	1.490183	1.437591	1.346331	1.273636	1.219505	1.18394	1.16694	1.168504	1.188634	1.227329	1.284589	1.360414
50	1.447826	1.395234	1.303973	1.231278	1.177148	1.141582	1.124582	1.126147	1.146277	1.184972	1.242231	1.318056
55	1.408985	1.356393	1.265133	1.192437	1.138307	1.102742	1.085741	1.087306	1.107436	1.146131	1.203391	1.279216
60	1.373769	1.321176	1.229916	1.157221	1.10309	1.067525	1.050525	1.05209	1.072219	1.110914	1.168174	1.243999
65	1.342261	1.289669	1.198408	1.125713	1.071583	1.036017	1.019017	1.020582	1.040712	1.079407	1.136667	1.212491
70	1.314532	1.261939	1.170679	1.097984	1.043853	1.008288	0.991288	0.992853	1.012982	1.051677	1.108937	1.184762
75	1.290637	1.238045	1.146785	1.074089	1.019959	0.984394	0.967393	0.968958	0.989088	1.027783	1.085043	1.160868
80	1.270625	1.218033	1.126773	1.054078	0.999947	0.964382	0.947382	0.948946	0.969076	1.007771	1.065031	1.140856
85	1.254536	1.201944	1.110684	1.037989	0.983858	0.948293	0.931293	0.932857	0.952987	0.991682	1.048942	1.124767
90	1.242405	1.189813	1.098552	1.025857	0.971727	0.936161	0.919161	0.920726	0.940856	0.97955	1.03681	1.112635
95	1.23426	1.181668	1.090407	1.017712	0.963582	0.928016	0.911016	0.912581	0.932711	0.971406	1.028665	1.10449
100	1.230128	1.177536	1.086275	1.01358	0.959449	0.923884	0.906884	0.908449	0.928578	0.967273	1.024533	1.100358
105	1.230031	1.177439	1.086178	1.013483	0.959353	0.923787	0.906787	0.908352	0.928482	0.967176	1.024436	1.100261
110	1.233989	1.181397	1.090137	1.017441	0.963311	0.927746	0.910745	0.91231	0.93244	0.971135	1.028395	1.10422
115	1.24202	1.189428	1.098168	1.025472	0.971342	0.935777	0.918777	0.920341	0.940471	0.979166	1.036426	1.112251
120	1.25414	1.201548	1.110288	1.037592	0.983462	0.947897	0.930897	0.932461	0.952591	0.991286	1.048546	1.124371

Tab. 11 Údaje pro tvorbu smyček korekce



Obr. 32 3D graf spočítaných korekčních smýček

V tabulce 12 jsou znázorněny koeficienty pro tvorbu smýčky korekce

k5	k4	k3	k2	k1	b
3.71301E-08	-0.000275346	0.045161959	8.63555E-05	-0.019952812	2.095858373
6.24988E-09	3.74191E-05	0.142782576	4.13102E-05	0.014630801	0.38697505
0.867596032	0.073445725	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A
186.0950814	142	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A
5.019239822	0.765986988	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A
#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A
#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A
#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A
#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A

Tab. 12 Koeficienty pro tvorbu smýčky korekce

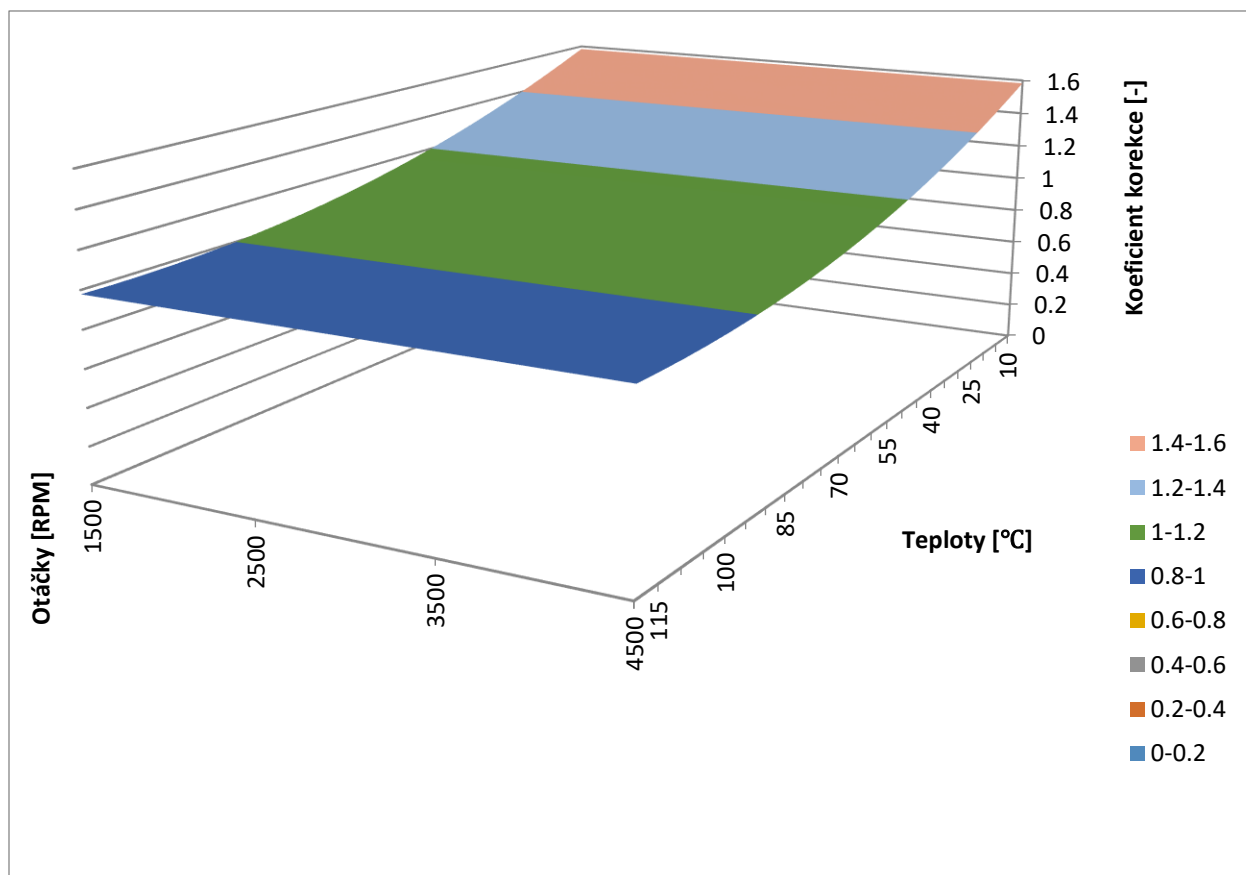
Když teď použijeme koeficienty z tab. 12 do (14), dostaneme rovnice pro okamžitou korekci:

$$y = 2.095 - 0.02 \cdot t + 8.63E - 05 \cdot t^2 + 0.045 \cdot t^{0.5} - 0.0003 \cdot n + 3.71301E - 08 \cdot n^2 \quad (15)$$

Rovnice (15) použijeme při tvorbě schématu při regulaci koeficientu korekce třecích ztrát – nahradíme vestavenou korekci. Tímto činem koeficient se změnou teploty bude poměrně klesat,



ale jeho počáteční hodnoty, jak je vidět z obr. 33, začínají od 1.6 při studeném startu, což je o hodně lepší, než u vestavené korekce.

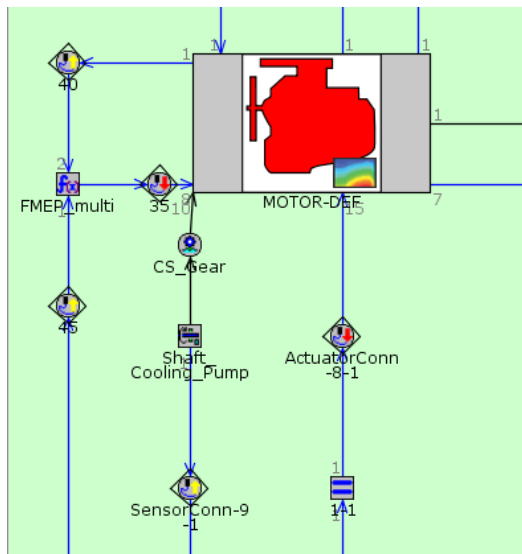


Obr. 33 3D FMEP correction map

Rychlého ohřátí motoru můžeme docílit úpravou chladicího systému, nebo map motoru. Ale kvůli tomu, že charakteristiky motoru máme definovány ze skutečných měření, zbývá nám jen úprava chladicího systému nebo regulace.

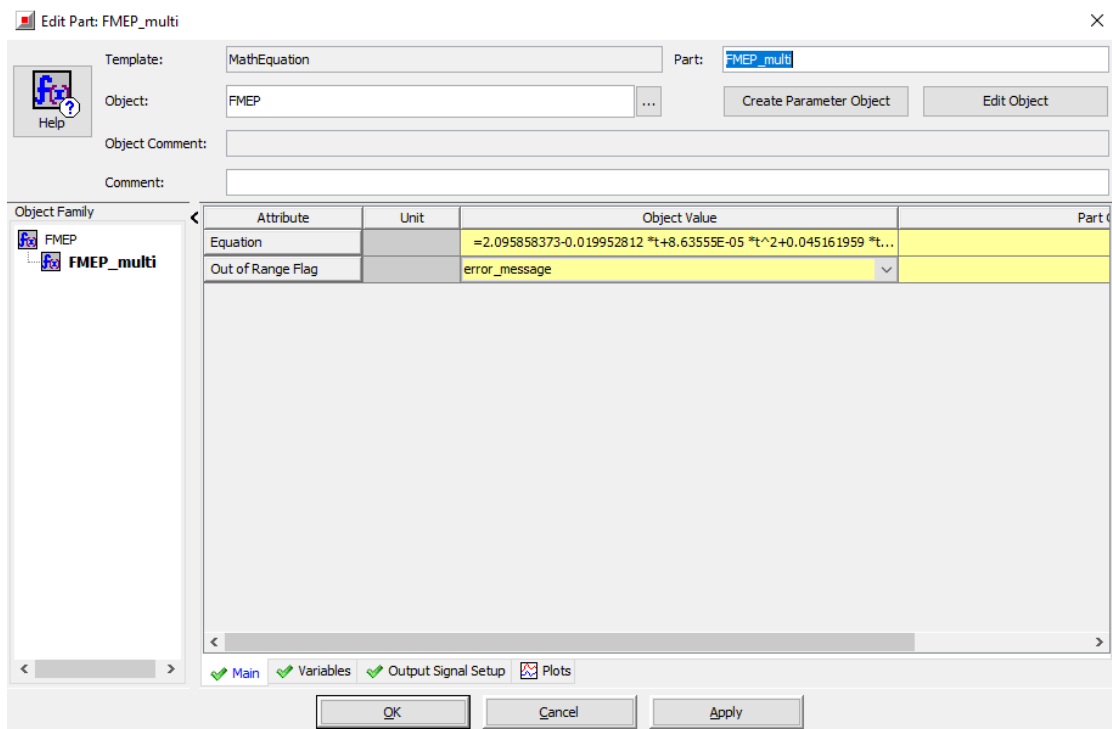
Při použití upravených smyček korekce, dostáváme časově proměnný regulovaný parametr koeficientu korekce, který je závislý na skutečných otáčkách motoru, skutečných teplotách a BMEP, při použití vestavené korekce, máme ale jen regulaci na základě teplot a BMEP.

Abychom mohli docílit správné regulace, do schématu přidáme blok „Switch“ viz obr. 34



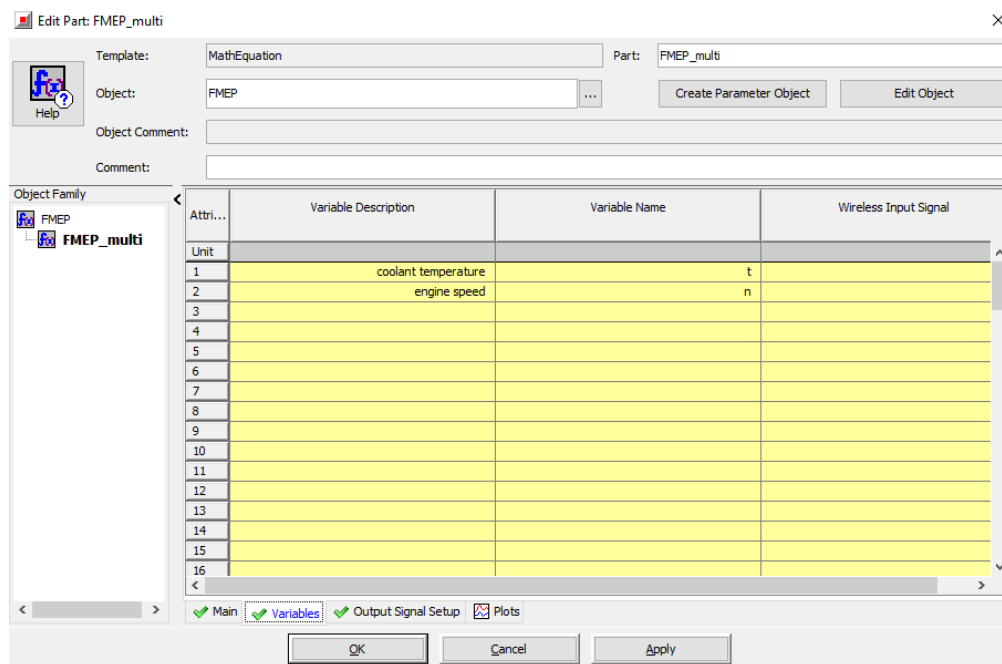
Obr. 34 Znáornění bloku „Switch“

Blok „Switch“ se používá pro provázání matematických výpočtů na základě vstupního signálu na výstupní, prostřednictvím definovaného uživatelem rovnice obr. 35



Obr. 35 Princíp bloku Switch

Jak je vidět na obrázku 35, pro blok „Switch“ je jako výpočetní rovnice definována rovnice (15), vstupní údaje jsou „ $n$ “ – okamžitá otáčky motoru a „ $t$ “ – okamžitá teplota motoru, ty jsou snímány snímači přímo z motoru viz obr. 36.

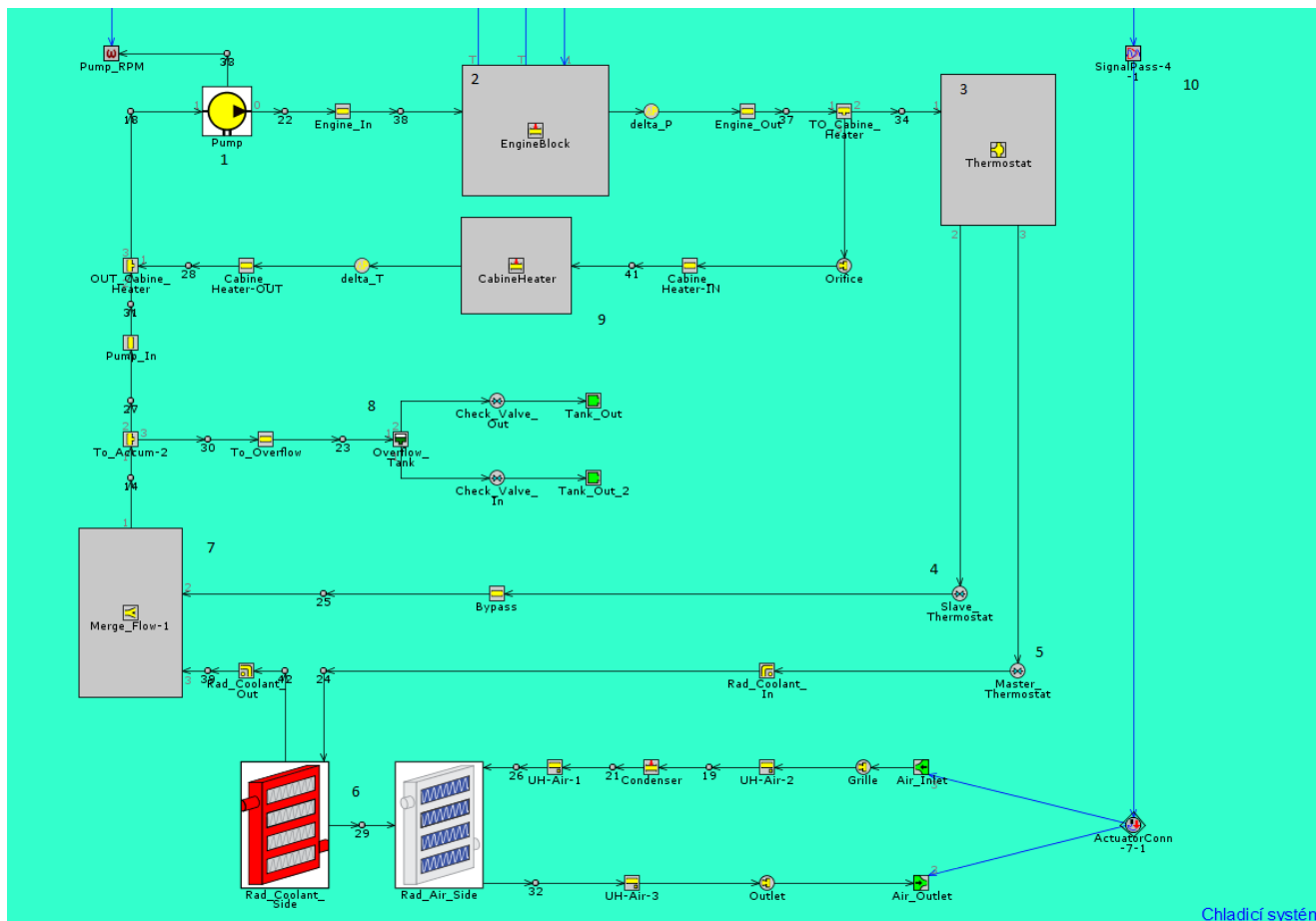


Obr. 36 Vstupní údaje pro přepočítání bloku „Switch“

Výstupním údajem z tohoto bloku bude koeficient korekce, který bude nahrazovat vestavenou korekci do okamžiku, kdy nepřesáhne hodnotu menší, než 1, po přesažení hodnoty <1, koeficient korekce se bude rovnat nule, což bude znamenat, že ztrátami třením zanedbáváme.

## 6.4 Sestavení chladicího okruhu

Chladicí okruh je znázorněn na obr. 37



Obr. 37 Chladicí sestava motoru

Na obrázku 35 : 1 – čerpadlo chladicí kapaliny, 2 – blok, reprezentující odvod teploty od motoru ke chladicí kapalině, 3 – logický thermostat, 4,5 – ventily logického thermostat. Když se logický ventil 4 úplně otevře, logický ventil 5 se zavře; 6 – vnější teplovýměnník (radiátor), 7 – potrubí pro řízení a rozdělení proudu kapaliny, 8 – expanzní nádrž, 9 – vnitřní teplovýměnník (klimatizace interiéru), 10 – snímač rychlosti auta, který je propojen se vstupem vzduchu do vnějšího chladiče.

Chladicí sestava je provedená jako klasická dvouokruhová sesatva. Při rozběhu motoru chladicí kapalina, která je definovaná jako Egl-5050, což odpovídá standartní směsi G12+ viz tab 3, obíhá menším chladicím cyklem : 1 – 2 – 3 – 4 – 7 – 8 – (9) – 1 viz obr. 35. Chladič interiéru je

volitelnou odbočkou, v tomto schématu se odvod teploty do interiéru rovná nule, čili klimatizace je vypnuta, ale je definován objem proudící přes tento chladič kapaliny, který se rovná 0.5 l, pro zpřesnění ztratí teploty. Při rozběhu motoru je logický termostat 3 zavřen, resp. ventil 4 je otevřen, a chladicí kapalina proudí pouze přes něho.

Až se motor ohřeje na operační teploty (86 °C), logický termostat 3 se otevře, tím pádem, ventil 5 se začne otevírat a ventil 4 se bude zavírat viz obr. 37, a chladicí kapalina bude cirkulovat přes velké kolo : 1 – 2 – 3 – 4/5 – 6 – 7 – 8 – (9) – 1.

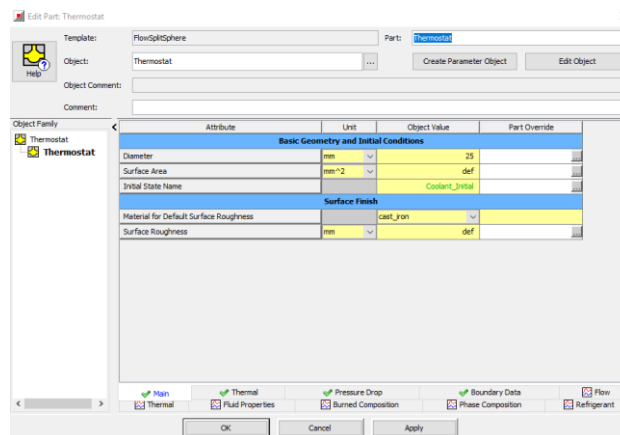
Důležitými podmínkami při simulování chladicího okruhu byly:

- Počáteční teplota 25 °C
- Rychlost proudění vzduchu přes chladič 6 je definovaná snímačem 10 a odpovídá okamžité rychlosti vozidla, to znamená že ventilátor se během celé jízdy nezapíná,
- Čerpadlo 1 je poháněno synchronně z otáčkami motoru. Převod = 1.5

Tyto předpoklady definují laboratorní okolí, ve kterém ve skutečnosti prochází zkouška vozidla.

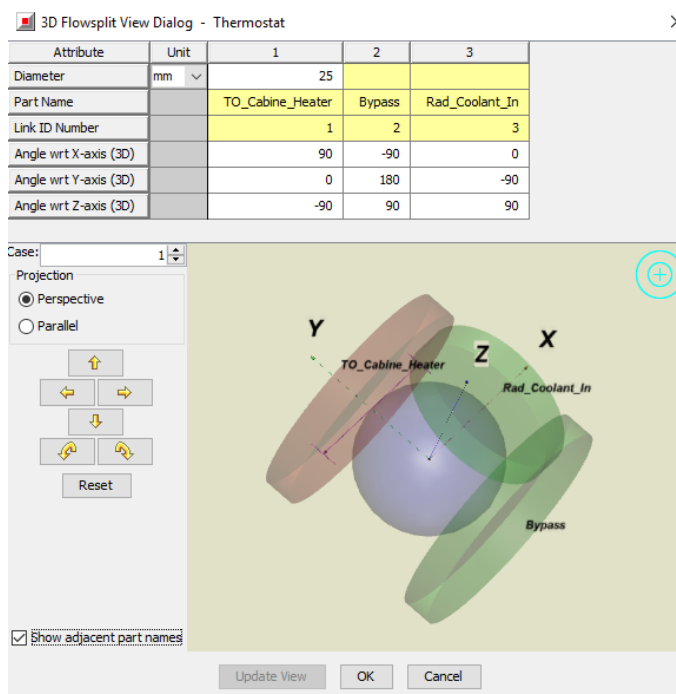
### 6.4.1 Definování termostatu

Popis zařízení termostatu je v bodě 2 této práce. Pro definování logického termostatu je potřebné definovat viz obr. 38 : logickou jednotku 3, která definuje materiální zařízení a jeho tvar, viz obr. 39.



Obr. 38 Definice logického thermostatů

V tomto bloku definujeme průměr thermostatů, materiál a prostorový tvar viz. Obr. 39

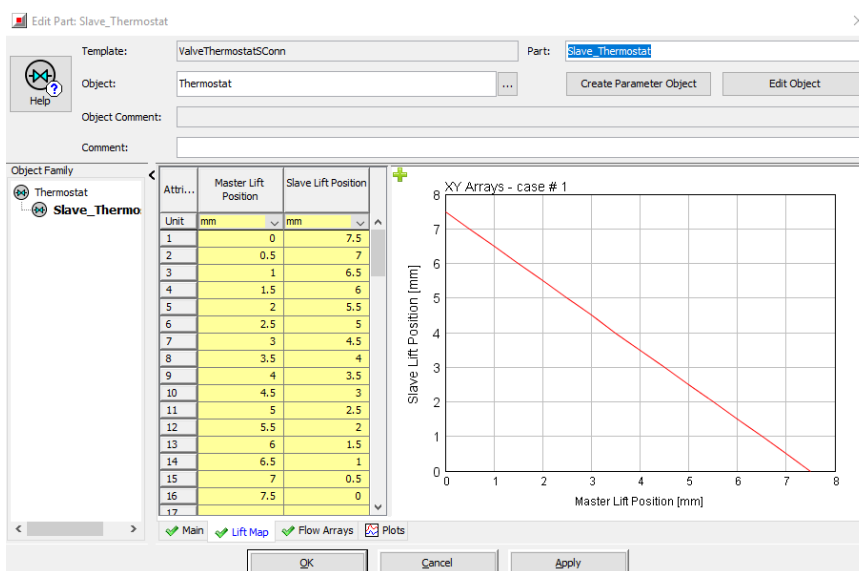


Obr. 39 Definice tvaru logického thermostatů

Jak je vidět z obrázku, thermostat je definován jako klasický trojcestník. Ale aby správně fungoval, je potřeba ještě přidat logické ventily. V použitém softwaru tyto ventily mají název : Slave Thermostat (4) a Master thermostat (5) viz obr. 35. Když je Slave Thermostat úplně otevřen, Master Thermostat je uzavřen.

Pro definování ventilů je potřebné ukázat:

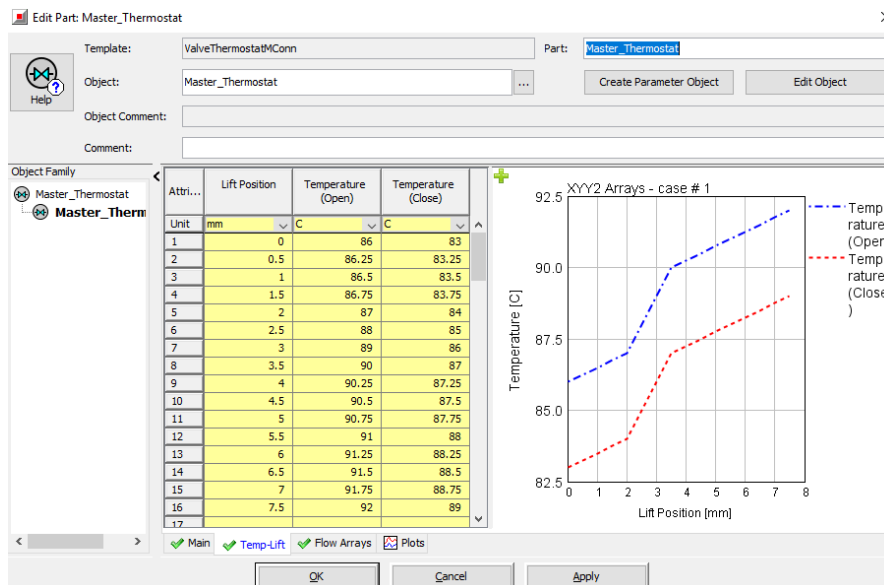
- Plochu průřezu ventilů. Ta musí být stejná pro Master a Slave.
- Mapu zdvihu. Definuje se závislost zdvihu Slave – Master. Tato mapa představuje obrácenou závislost zdvihu. Viz obr. 30
- Teplotní režim termostatu (Jen pro Master). Teplotní režim termostatu, viz obr. 41, představuje závislost zdvihu ventilu (otevírání termostatu) na teplotě chladící kapaliny.



Obr. 40 Lift Map (Slave Thermostat)

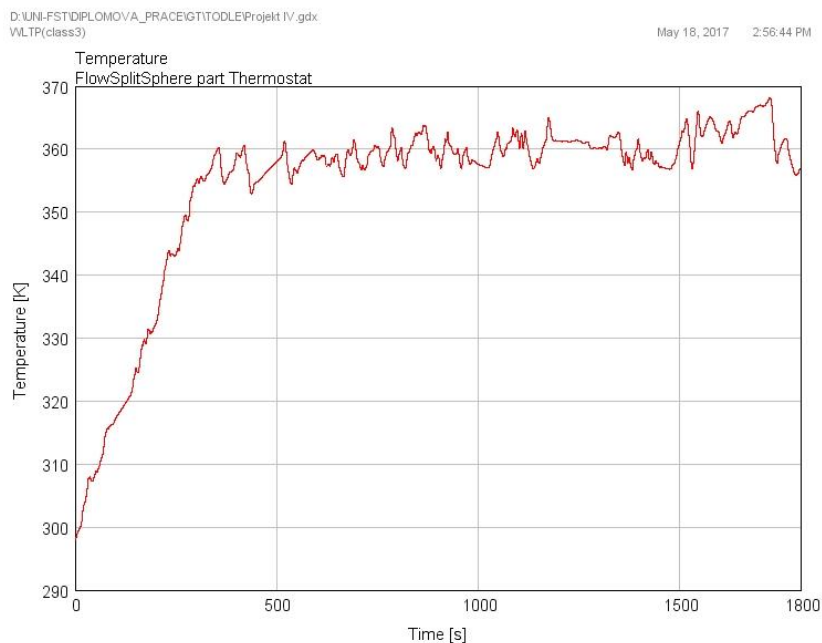
Pro standartní termostaty, které se používají v automobilech serie Octavia, teplota otevírání termostatu je 86 °C. Maximální teplota je 92 °C, což znamená, že termostat je úplně otevřen a má maximální propustnost chladící kapaliny.

Tato teplotní závislost může být definována různými způsoby : buď' aproximovanou lineární závislostí, která předpokládá, že termostat se otevírá postupně a lineárně s rostoucí teplotou nebo nelineární závislostí, kdy se termostat chová jako skutečný.



Obr. 41 Temp lift (Master Thermostat)

Jak je vidět z obr. 31, v této práci je thermostat definován tak, aby se choval jako skutečný. Důležité je, aby thermostat po otevírání dodržoval teplotu motoru v jednom teplotním pásmu.



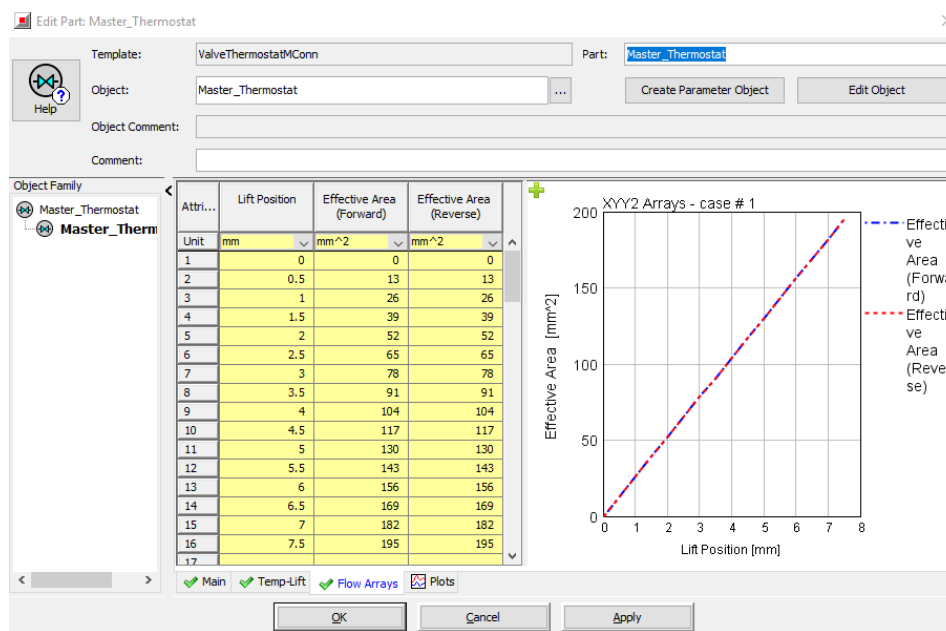
Obr. 42 Průběh teploty v thermostatů během WLTP cyklu



Na obr. 42 je znázorněn průběh teploty termostatem během WLTP cyklu. Je vidět, že termostat se otevírá přibližně na 300 sec. od začátku jízdy a dokazuje dodržovat pracovní teplotní režim. V okamžik, kdy se termostat otevírá, ztráty třením viz bod 6.3, se rovnají nule.

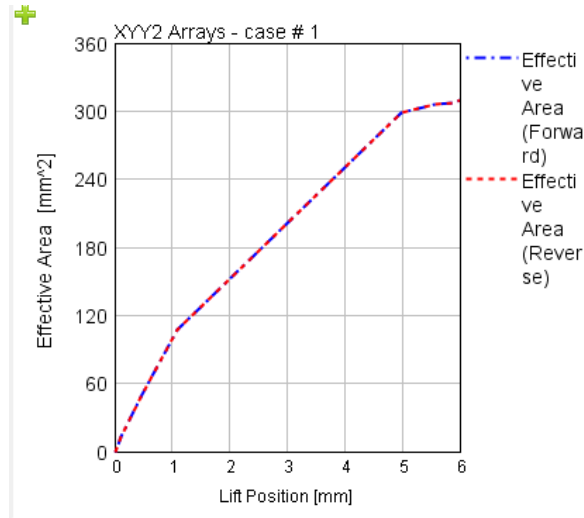
Takže bylo potřebné sestavit teplotní bilance: z jedné strany je nutné, aby se motor co nejrychleji ohřál na pracovní teploty, kdy se otevře termostat a ztráty třením budou zanedbatelné, z druhé strany motor se nemusí přehřát. V případě této práce, byl namodelován optimální okamžik pro teplotní změny a teplotní režim termostatu.

Důležitou je úprava tzv. „Flow Arrys“. V závislosti na zdvihu termostatu, který závisí na teplotě, je nutné definovat efektivní plochu, plochu proudění. Jinými slovy, skutečnou efektivní plochu pro proudění toku kapaliny při různých pozicích při otevírání termostatu viz. Obr. 43.



Obr. 43 Flow arrays při úpravě termostatu

V této práci bylo finálně rozhodnuto o lineární závislosti s krokem otevírání 0.5mm a maximální efektivní plochou proudění  $195\text{mm}^2$ , násobenou koeficientem úpravy 0.15. Ve skutečnosti, ale lineární závislost neexistuje: termostat se otevírá postupně viz obr. 44.

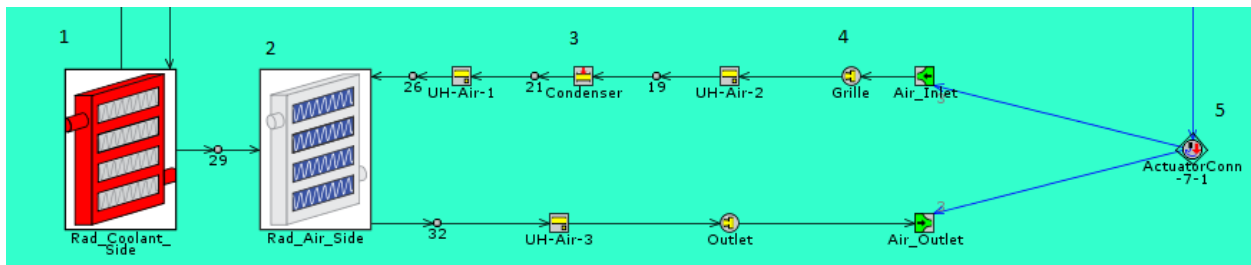


Obr. 44 Skutečné chování termostatu

V této práci podmínky dovolují použít lineární aproximace viz obr. 41. z toho důvodu, že při nemaximálním zatížení, v případě skutečného chování (obr. 44), termostat se neúplně otevírá, v případě s lineární aproximací, termostat funguje naplno.

## 6.4.2 Definování vnějšího teplovýměníku

Chladič je v této sestavě použit pro odvod teploty do okolí od chladicího systému.

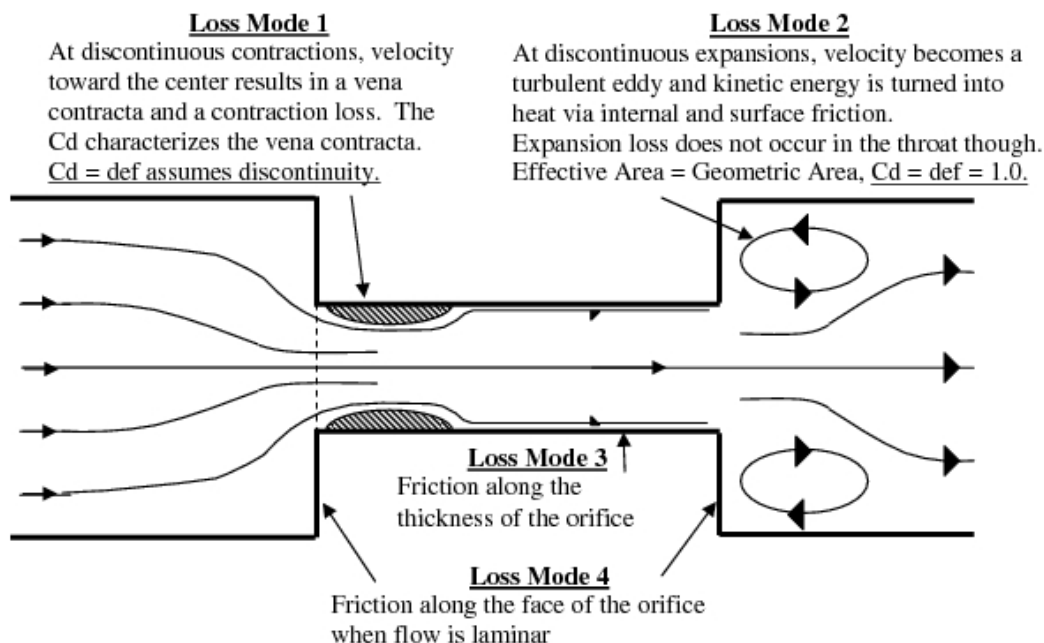


Obr. 45 Vnější chladič sestavy

Při definování chladiče v rámci použitého softwaru, je nutno chladič rozdělit na logické části : chladič kapaliny viz obr. 43. : 1 – chladič kapaliny (vnitřní strana), 2 – chladič vzduchu (vnější strana), 3 – kondenzátor, 4 – mříž před teplovýměníkem, 5 – akční člen pro definice rychlosti prodění vzduchu.

Pro definování (2) je potřeba zadat počáteční stavy vzduchu : teplotu a atmosférický tlak. Pro určení (1) je nutné zadávat parametry chladiče : materiál, chladicí kapalinu, geometrie chladiče, tlakový spád. Všechny tyto parametry byly naměřeny na skutečném vzorci a použité při simulaci.

U mříže, resp. difuzoru, zadáváme průměr , koeficient proudění a definujeme ztráty (obr. 46)

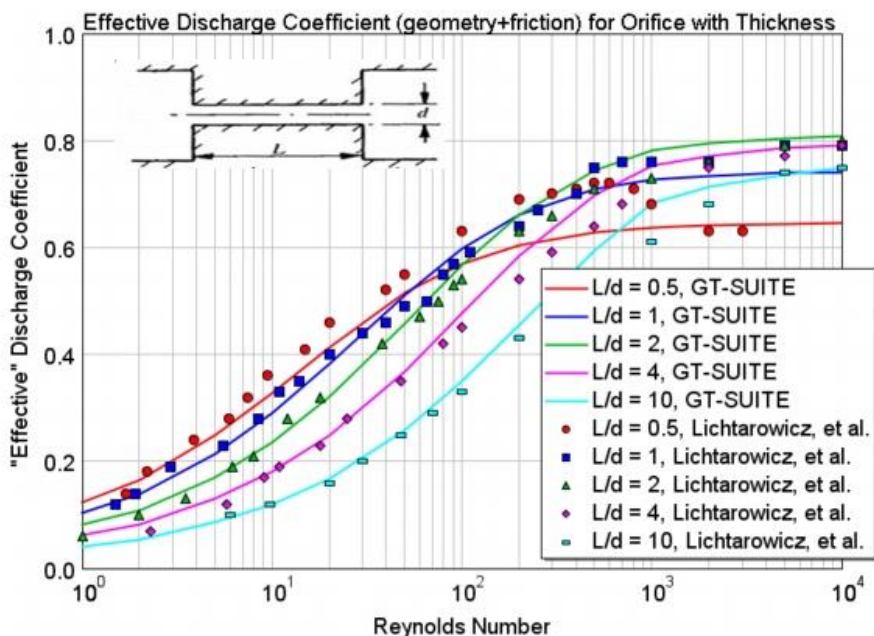


Obr. 46 Definice geometrie a ztrát v difuzoru

Přes podobný difuzor má proudění vzduchu turbulentní charakter. Problém turbulence nebude přesně zkoumán v rámci této práce, ale abychom mohli definovat difuzor, potřebujeme stanovit koeficient proudění, který pak ovlivní Reynoldsova čísla.

$$C_d = \frac{\dot{m}}{\rho \left(\frac{\pi d^2}{4}\right) \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho}}} \quad (16)$$

Ve (16):  $C_d$  – koeficient proudění,  $\dot{m}$  – hmotnostní průtok přes difuzor,  $\rho$  – hustota proudícího vzduchu,  $d$  – průměr difuzoru,  $P_1, P_2$  – tlaky. Z této rovnice se vypočítá koeficient proudění, který pak software použije pro stanovení Reynoldsových čísel v závislosti na geometrii viz obr. 47



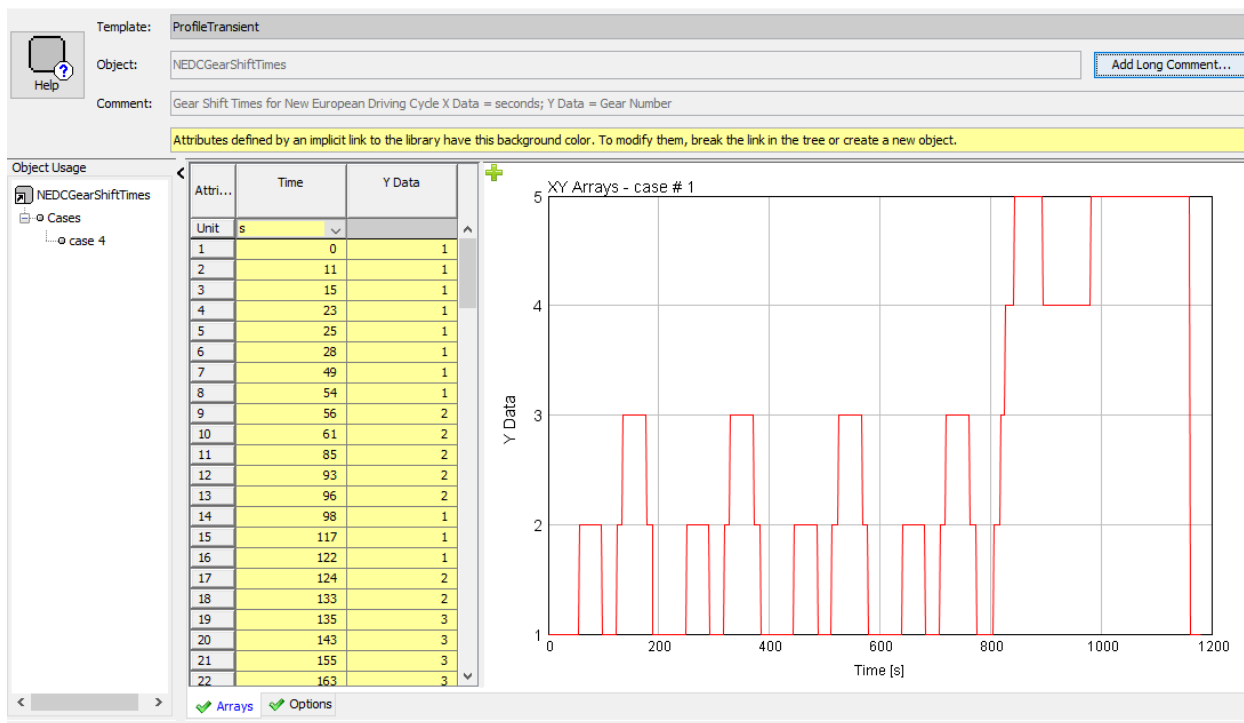
Obr. 47 Reynoldsova čísla v závislosti na geometrii a  $C_d$  difuzoru metodou Lichtarowicz

Jakmile máme definovány tyto části, můžeme „připojit“ vzduch a „pustit“ ho tímto chladičem. Princip je takový, že proudící vzduch přes teplovýměník, bude chladit chladící kapalinu, mít tlakové a rychlostní ztráty a bude se částečně kondenzovat, což zcela přesně odpovídá skutečnému chování chladící sestavy.

## 6.5 Popis řazení

Jak bylo naznačeno dříve, auto projíždí jízdními cykly. To znamená, že musí existovat řidič, který by správně dodržoval požadovaných předpisů rychlostního režimu. Když řidič nedokáže správně řídit, experiment se opakuje od začátku až do té doby, kdy auto neprojde cyklem ve správném, předepsaném cyklu, rychlostního rozsahu.

V použitém softwaru existuje několik variací pro stanovení správného okamžiku, řazení rychlostních stupňů. Například, pro pre-definovaný NEDC cyklus, software nabízí řazení v čase viz obr. 48

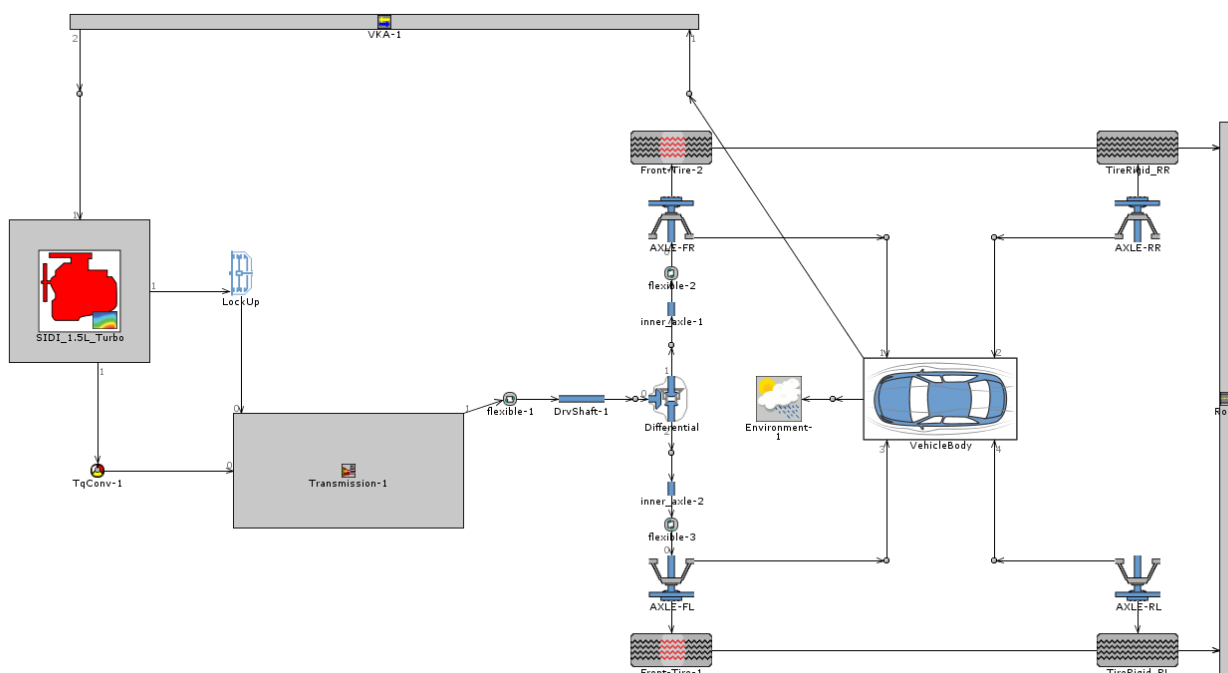


Obr. 48 Předepsané řazení pro NEDC cyklus

Z obrázku je patrné, že software nabízí řazení v čase, bez ohledu na žádné teploty, otáčky motoru a další důležité faktory. To je předepsáno, že na 1160 sec. od začátku jízdy musí být zařazen 5. stupeň převodovky, ale na 1180 sec. – už 1. stupeň. Tento způsob řazení je celkem nelogický a nemůže být použit. Kromě toho, stále existuje problematika: „Jak řidič musí řídit v dalších cyklech?“. Je důležité, aby v každý okamžik dynamických zkoušek, byl dodržen rychlostní režim, přičemž by měl být právě v tento okamžik zařazen správný rychlostní stupeň, například : auto dokáže jet rychlostí  $80 \pm 2$  km/hod na 2. stupně, ale to není správně i z hlediska spotřeby paliva: pro rychlost 80 km/hod by měl být zařazen alespoň 3. rychlostní stupeň. Člověk to bude cítit už při rychlosti 40 km/hod, ale pro software musíme nadefinovat podmínky pro řazení. Jinak, řidič projede 1180 sec resp. celý NEDC cyklus na řazení v 1. rychlostním stupni, což přivede k naprosto nesprávným výsledkům.

Proto je nezbytné nadefinovat údaje pro tzv, „Logického řidiče“ viz obr. 49 a říct mu okamžiky nebo podmínky, při kterých by měl buď řadit nahoru nebo dolů a to ne v závislosti na času, ale na velkém počtu různých časových proměnných.

## 6.5.1 VKA – Vehicle Cinematics Analysis



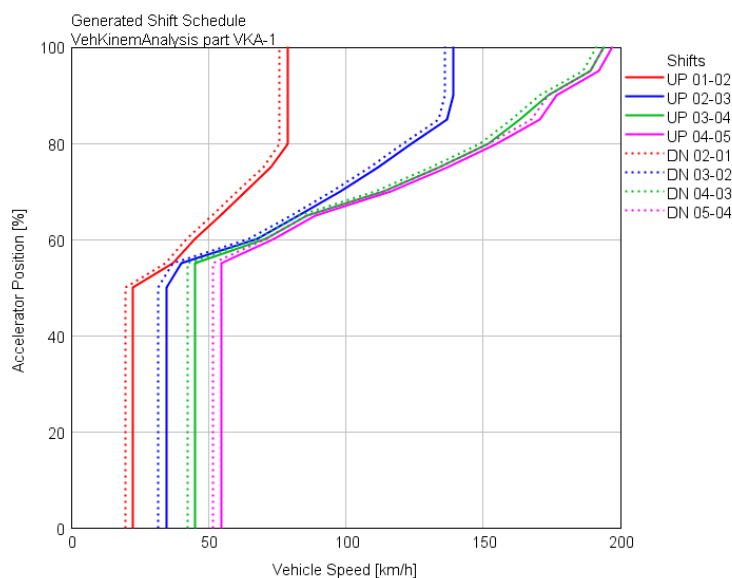
Obr. 49 Schema VKA

VKA nebo Vehicle Kinematic Analysis Operator se používá ve spojení s modelem pohonu vozidla za účelem aktivace zvláštního režimu analýzy, nazývaného kinematickou analýzou, jinak známou jako „Zpáteční analýza“, ve které založená známá rychlost vozidla resp. otáčky motoru. Tento model je kontrastní k standardní „Dynamické analýze“, ve které se motor (nebo alternativní zdroj energie), pohon a vozidlo zrychluje volně pod vlivem vnějších přiložených sil a momentů. Jinými slovy, Kinematická analýza předepisuje požadovanou rychlost vozidla, a na základě ní se počítají, například, otáčky motoru, což je obráceně ke standardní „Dynamické“ analýze, ve které máme nejčastěji převodové poměry a otáčky motoru a se počítá výsledná rychlost vozidla.

Kinematická analýza nepotřebuje žádné podmínky chlazení, vozovky a dalších faktorů, které jsou mimo hnací a hnané přístroje vozidla, proto pro tuto analýzu není potřeba definovat chladicí okruh.

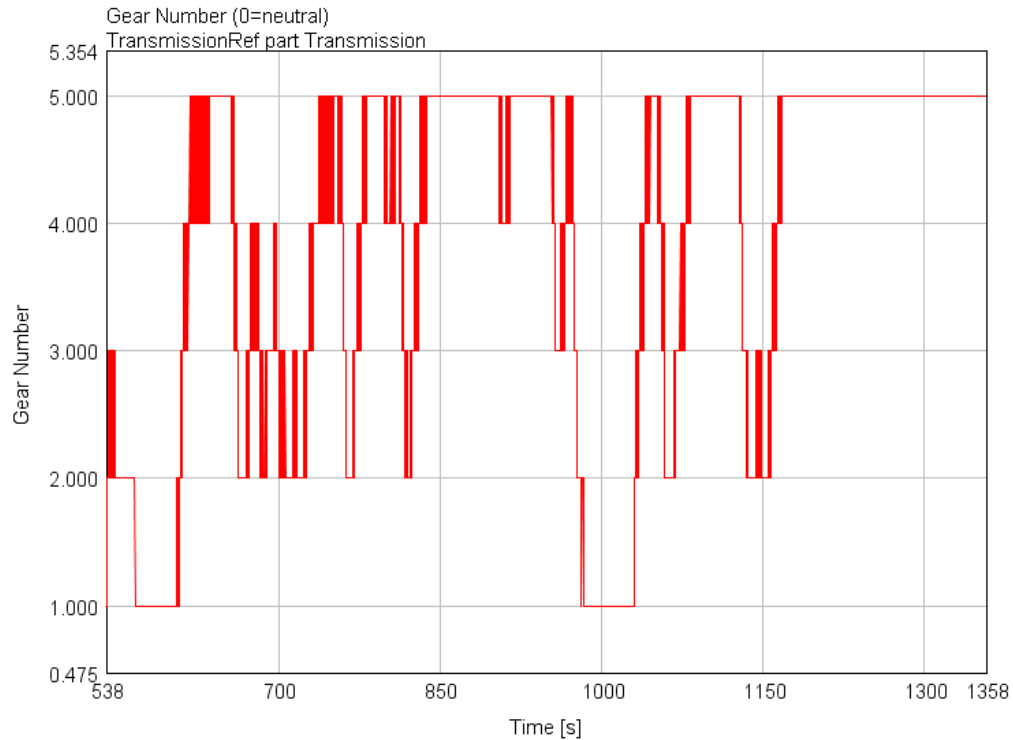
V závislosti na způsobu definice kinematické analýzy, resp. upřesnění požadavků na ní, existuje možnost dostat různé výsledky. V rámci této práce požadavky jsou definovány na „SSH“ – Shift Shedule Generation. Generace smyček řazení.

Pro výpočet SSH je nutno definovat převodové poměry převodovky a výslednou rychlost auta. Převodové poměry máme z katalogových dat, rychlostní režim je předepsán jízdními cykly. Bylo by logické předpokládat, že tím pádem VKA dává výsledky jen pro jednotlivé cykly resp. rychlostní podmínky. Není tomu tak, VKA pro výpočet SSH definuje v závislosti na výsledné okamžité rychlosti smyčky a pak z hlediska použitého paliva a minimalizace spotřeby, generuje pro tyto rychlosti smyčky rychlostních stupňů viz obr. 50



Obr. 50 Výsledky SSH

Jak je patrné z obr. 50, výsledkem SSH jsou smyčky, odrážející příkazy řazení. Tyto smyčky jsou závislé na rychlosti vozidla a poloze pedálu plynu. Takže, jak je vidět, je potřebné řídit z 1. stupně a 2. při 25 km/h. A zpátky – při 23-24 km/h. Hodnoty, které dostáváme takovým činem kladou docela přesné požadavky na logického řidiče. A ve výsledcích se budou vyskytovat nepřesnosti v řazení viz obr. 51



*Obr. 51 Nepřesnosti při řazení SSH*

Jak je vidět, přibližně na 600 sec. řidič za velmi krátkou dobu musel několikrát vystřídat stupně: z 4. na 5 a zpátky. To je vyvoláváno přesným požadavkem na řazení s rychlostním rozdílem v 1-2 km/hod. Kvůli tomuto střídání dojde:

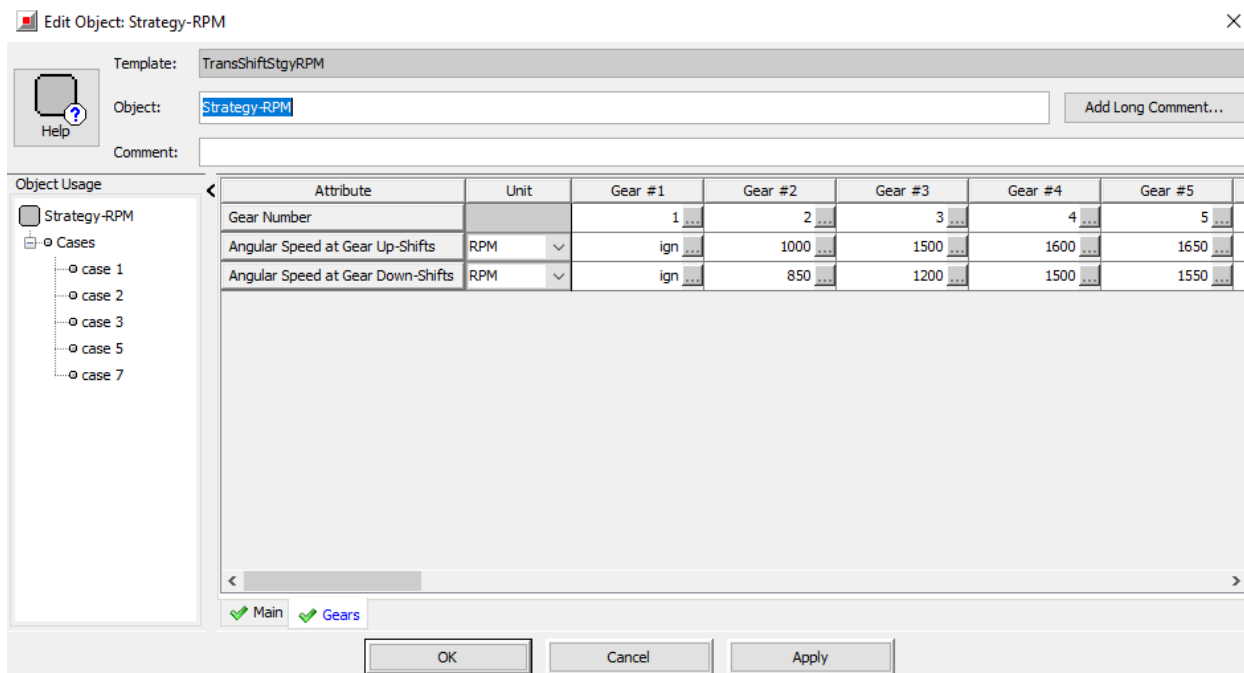
- K rychlému opotřebení spojky
- K rychlému opotřebení převodovky
- Ke zvýšení spotřeby paliva

Po kalibraci, je možné se tomuto jevu vyhnout, ale bohužel, jen na některých úsecích dráhy. Výsledky budou přivedeny v korelační analýze.

## 6.5.2 Řazení na základě RPM

Další možností nastavení mapy řazení je řazení v závislosti na RPM – otáčkách motoru.





Obr. 52 Definice řazení v závislosti na otáčkách motoru

Na obr. 52 je znázorněna definice sady příkazu pro řazení na základě okamžitých hodnot otáček motoru. To znamená, že jakmile motor dosáhne otáček 1000 RPM, bude zařazen 2. stupeň , 1500 – 3. stupeň. To samé při řazení dolů – při 1200RPM řidič zařadí 2. stupeň z třetího.

Takový způsob definování řazení má svoje výhody a nevýhody:

Mezi výhody patří:

- Jednoduchý algoritmus pro logického řidiče
- Jedinečnost příkazů
- Unifikace při použití v různých jízdních cyklech

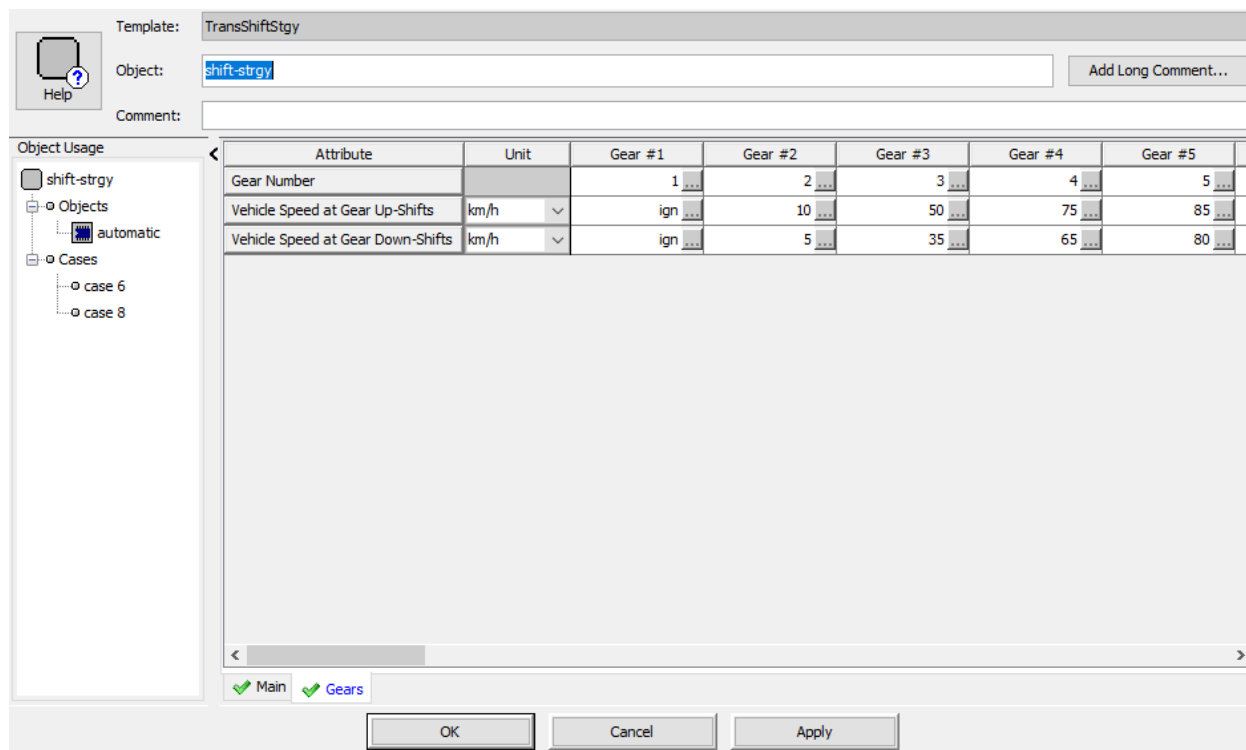
Nevýhody :

- Nepřesnost
- Neuvážení významných parametrů, například, teplot.

Výsledky projíždění při použití této strategie budou znázorněny v korelační analýze.

## 6.5.3 Řazení na základě výsledné rychlosti auta

Poslední použitá možnost – řazení na základě výsledné rychlosti auta. Řidiči tomu říkají „na pocit“.



Obr. 53 Definice řazení v závislosti na výsledné rychlosti auta

Tento typ definování řidiče je nepřesný, ale staví se na základě experimentu, takže je ověřený empiricky. Pro stanovení údajů pro tento typ řazení, bylo použito auto Škoda Octavia s motorem 1.6 MPI, výkonem 75 kW. Byl přihlášen zkušební řidič ze stáží okolo 10 let.

Zkouška se konala na polygonu v okrese Praha – Dejvice. Auto bylo zajištěno dodatečným snímačem otáček na kolách, z výsledných hodnot se dalo dopočítat okamžitou rychlost vozidla v požadovaný moment.

Moment, v který se bude řadit, řidič fixoval zvukovým signálem, kmitočet šel od začátku jízdy, resp. od okamžiku, ve kterém úhlová rychlost kol přestala mít nulovou hodnotu.

Po ukončení jízdy, byly hodnoty přepočítány na km/hod, a tomuto odovídal určitý časový okamžik od začátku jízdy. Na základě těchto údajů byla sestavená závislost, která je vidět na obr. 53.

Tato metoda má výhody :

- Ověřena empiricky
- Jednoduchý algoritmus pro logického řidiče
- Jedinečnost příkazů
- Unifikace při použití v různých jízdních cyklech

Nevýhody :

- Nepřesná, spoléhá se jen na „lidský faktor“

Výsledky této metody řazení a porovnání s ostatními budou přivedeny v korelační analýze.

## 7. Korelační (citlivostní) analýza

Citlivostní analýza:

- Zjišťuje korelaci (lineární, kvadraticou) mezi vstupními a výstupními hodnotami optimalizace,
- Umožňuje omezit interval, ve kterém je zkoumaná veličina optimalizována, vybrat veličiny podstatně ovlivňující zkoumané chování.

Z definice, korelační analýza dává možnost zjistit vliv vstupních opatření na zkoumané veličiny. V této kapitole bude zkoumán vliv různých vstupních resp. nadefinovaných údajů na výslednou spotřebu paliva.

### 7.1 Vliv řazení

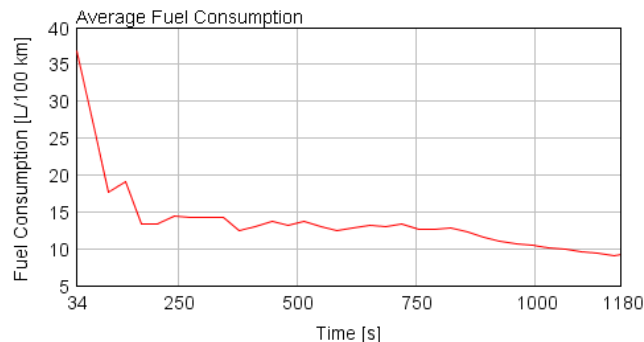
Pro uskutečnění analýzy pro řazení, byly namodelovány a pak nasimulovány podmínky schématu z různými metodami řazení. Pro porovnání výsledků, bylo auto pouštěno k projíždění NEDC-cyklem, přičemž v prvním případě – řazení na základě built-in předpisů (založeno jen na časovém okamžiku (viz obr. 48), ve druhém případě – komplexní filosofie řazení, postavená na výsledcích SSH (obr 50), třetí případ – řazení v závislosti pouze na otáčkách motoru viz obr. 52, a čtvrtý případ – filosofie řazení, která se opírá o výslednou rychlost auta (obr. 53).

Všechny ostatní podmínky v tomto případě byly nechávané bez změn. Další předpoklady:

- Auto se pohybuje pouze v rámci NEDC cyklu (příběh viz obr. 11),
- Jsou použity spočtené korekce v bodě 6: map motoru, systému chlazení
- Není definováno počasí – defaultně - slunečno, 22 °C
- Všechny předpoklady, které se týkají chladicího systému

Je potřeba počítat s tím, že okamžitá spotřeba paliva – proměnná v čase viz obr. 54

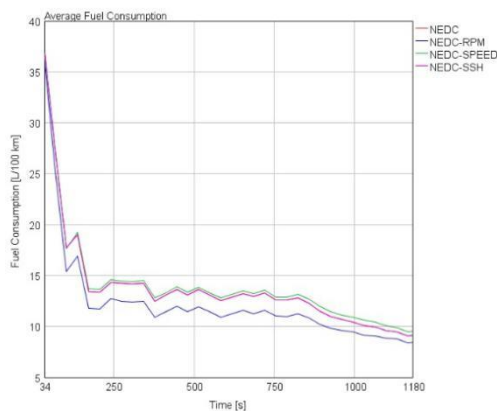
Attribute Value	Unit	Time = 34.3	Time = 68.6	Time = 102.9	Time = 137.2	Time = 171.5	Time = 205.8	Time = 240.1	Time = 274.4	Time = 308.7
<b>▼ Favorites</b>										
▶ Total Distance Traveled	m	52.51755	167.73842	367.35193	485.99817	901.2676	1011.6724	1064.1758	1275.4282	1378.9258
▶ Average Fuel Consumption	g/km	305.5658	226.58643	147.05466	157.89543	111.40794	110.668335	119.06649	118.43842	117.9383
▶ Average Fuel Consumption	L/100 km	36.81516	27.299568	17.717428	19.023546	13.422645	13.333534	14.345361	14.26969	14.2094345
▶ Average Gas Mileage	mpg	6.389068	8.616054	13.275887	12.36439	17.523712	17.640825	16.39656	16.48351	16.553408
▶ Pre-processing										
▶ Distance-Speed										
▶ Force & Power										
▶ Fuel-Emissions Cumulative										
▶ Fuel-Emissions Instantaneous										
▶ Static (FWD Kinematic)										



Obr. 54 Smysl parametru spotřeby paliva

Kvůli tomu jsou výsledné hodnoty málo nad skutečnou spotřebou. Jinými slovy, princip simulace SW může zabezpečit jen určitý algoritmus a typ výpočtu, což znamená, že to jsou faktory, který výpočtář nemůže ovlivnit.

Jak je vidět z ob. 54, při simulaci NEDC cyklu výsledná spotřeba klesá od počátečních 36.1 L / 100 km až do 8-9 L/100km. Pak se logicky zprůměruje a zobrazí se výsledek.



Obr. 55 Průběh projíždění autem jízdního cyklu NEDC

Hodnoty výsledné spotřeby paliva jsou znázorněny na obr. 56

	Attribute Value	Unit	NEDC Case# 1	NEDC-RPM Case# 2	NEDC-SPEED Case# 3	NEDC-SSH Case# 4
▼ *	<b>Favorites</b>					
▶	Total Distance Traveled	m	10991.0	10945.5	10994.1	10991.0
▶	Average Fuel Consumption	g/km	75.7666	70.2012	78.8825	75.7666
▶	Average Fuel Consumption	L/100 km	9.12851	8.45798	9.50392	9.12851
▶	Average Gas Mileage	mpg	25.767	27.8098	24.7492	25.767
▶	Pre-processing					
▶	Distance-Speed					
▶	Force & Power					
▶	Fuel-Emissions Cumulative					
▶	Fuel-Emissions Instantaneous					
▶	Static (FWD Kinematic)					

Obr. 56 Výsledné spotřeby paliva při nastavení řazení

Jak je vidět z obr. 56, nejpřesnější metodou je řazení na základě otáček motoru. Pak předepsané řazení a výsledky SSH – stejné výsledky, a nepřesné hodnoty ukázala empirická metoda – při níž je největší spotřeba.

Abychom se dostali ke přesným výsledkům, výrobce SW nabízí odečítat 5%, co se týká spotřeby paliva. Když použijeme rekomentace výrobce:

Výsledné spotřeby pro NEDC při různých metodách řazení:

- NEDC předepsané časem – 8.664 L/100 km (I)
- NEDC na základě RPM – 8.03 L/100 km (II)
- NEDC na základě výsledné rychlosti auta – 9.025 L/100 km (III)
- NEDC na základě SSH – 8.67 L/100 km (IV)

Z těchto výsledků je patrné, že k nejbližší ke skutečnosti spotřebě bude vést filosofie řazení, založená na otáčkách motoru.

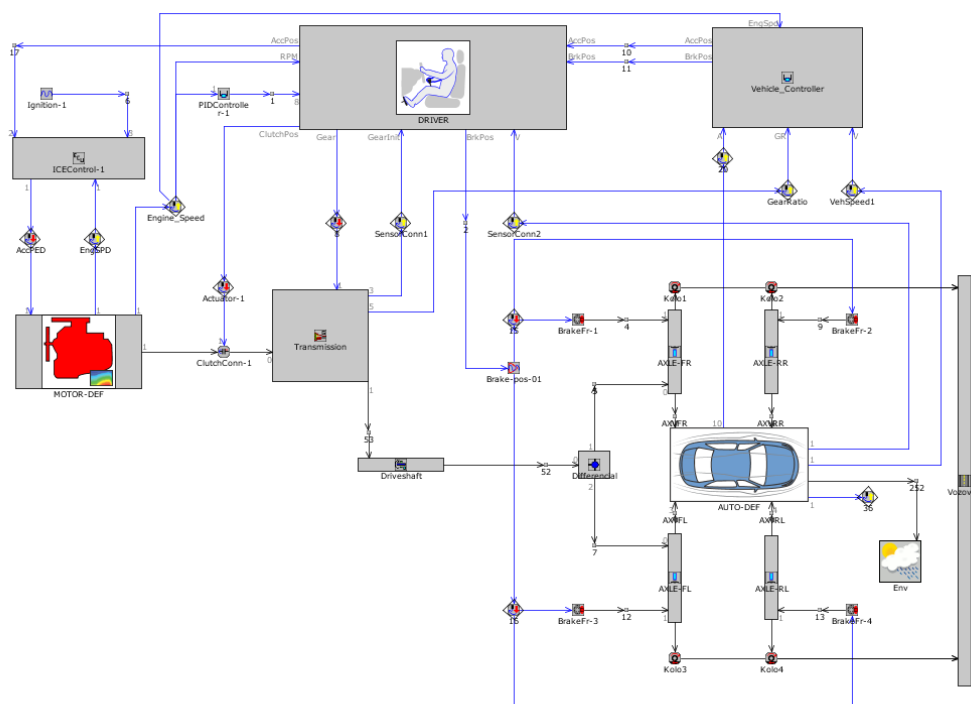
Když budeme brát variantu (II) za výchozí, ostatní výsledky jsou : (I) je vyšší na 7.3%, (III) je vyšší na 12%, (IV) je vyšší na 7.3%

## 7.2 Vliv chlazení motoru

Abychom stanovili vliv chladicího systému na výslednou spotřebu paliva, provedeme simulaci se zapojeným chladicím systémem a bez něho.

Princip úpravy spočívá v tom, že od schématu odpojíme chladicí systém. Software se nebude počítat s odvodem teploty – motor se rychleji ohřeje a nebude se chladit.

schéma je znázorněno na obr. 57



Obr. 57 Schéma bez chlazení

Poznámka : simulace bude provedená pouze pro NEDC s vestaveným řazením (v čase).

Po simulaci jsme obdrželi spotřebu 9.81925 L/100 km, což se po přepočtu rovná 9.32 L/100km, v porovnání se situací s připojeným chladicím systémem, se spotřeba zvýšila na 7%, což je méně, než při přítomnosti chladicího systému, ale nekorektním řazením.

## 7.3 Vliv jízdního cyklu na spotřebu paliva

Tato simulace dokáže ukázat nejefektivnější jízdní cyklus, porovnat výsledky jízdních cyklů v různých zemích.

Poznámky pro simulace:

- Americký, Japonský cyklus bude simulován s předepsaným SW řazením v čase,
- WLTP a NEDC cykly pro země Evropské Unie budou simulovány s řazením v závislosti na otáčkách motoru
- Není definováno počasí – defaultně - slunečno, 22 °C,
- Je připojen chladicí systém. Platí všechny podmínky stanovené v bodě 6 této práce,
- Auto a jeho parametry zůstávají stejné

Parameter	Unit	Description	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4	Case 5	Case 6	Case 7
Case On/Off		Check Box to Turn Case On	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
Case Label		Unique Text for Plot Legends	FTP	HWY	US06	NEDC	WLTP	WLTP-RPM	NEDC-RPM
SIMULATION_TIME	s	Maximum Simulation Duration (Time)	1874	765	600	1180	1800	1800	1180
DRIVING_CYCLE	km/h	Target Speed (speed & mixed mode o...	FTP75-4ph	HWY	US06	NEDC	WLTP(class3)	WLTP(class3)	NEDC
COOLANT_TEMP	K	Temperature	298	298	298	298	298	298	298
COOLANT_PRESS	bar	Pressure (Absolute)	1	1	1	1	1	1	1
DX	mm	Discretization Length	50	50	50	50	50	50	50
HOSE_WALL_TEMP	K	Wall Temperature	300	300	300	300	300	300	300
AMBIENT_TEMP	K	External Convection Temperature	300	300	300	300	300	300	300
PIPE_WALL_TEMP	K	Wall Temperature	300	300	300	300	300	300	300
AMBIENT_PRESS	bar	Pressure (Absolute)	1	1	1	1	1	1	1
RAM_VELOCITY	km/h	External Ram Air Velocity	0	0	0	0	0	0	0
ENGINE_SPEED	RPM	Engine Speed	1400	2000	1400	1400	1400	1400	1400
ENGINE_LOAD	bar	Engine Load	2	8	4	4	4	4	4
COOLANT_PRESSURE_HIGH	bar	Pressure (Absolute)	2.6	2.6	2.6	2.6	2.6	2.6	2.6
GEAR_STRATEGY			Strategy-RPM	Strategy-RPM	Strategy-RPM	NEDCGearShi...	Strategy-RPM	shift-strgy	Strategy-RPM
Condenser_Input_Rate	kW	Heat Input Rate	0	0	0	0	0	0	0
Cabine_Heater_Input_Rate	W	Heat Input Rate	-100	-100	-100	-100	-100	-100	-100
Ambient_Temperature	K	Ambient Temperature	300	300	300	300	300	300	300
ambient_pressure			1	1	1	1	1	1	1
FRICT_CORRECT_TEMP	K	Engine Coolant Temperature	300	300	300	300	300	300	300
FRICT_MULTIPLIER		Multiplier on Built-In Correction	ign	ign	ign	ign	ign	ign	ign

Obr. 58 Cykly pro simulace



## 8. Závěr

Výsledky korelační analýzy viz obr. 59

	Attribute Value	Unit	FTP Case # 1	HWY Case # 2	US06 Case # 3	WLTP-RPM Case # 4	NEDC-RPM Case # 5
▼ *	<b>Favorites</b>						
▶	Total Distance Traveled	m	17282.9	16463.5	12192.2	22920.0	10945.5
▶	Average Fuel Consumption	g/km	67.8079	52.3793	66.0574	64.2948	70.2012
▶	Average Fuel Consumption	L/100 km	8.16963	6.31076	7.95873	7.74636	8.45798
▶	Average Gas Mileage	mpg	28.7913	37.272	29.5543	30.3645	27.8098
▶	Pre-processing						
▶	Distance-Speed						
▶	Force & Power						
▶	Fuel-Emissions Cumulative						
▶	Fuel-Emissions Instantaneous						
▶	Static (FWD Kinematic)						

Obr. 59 Výsledky simulace

Po přepočtu:

- Case #1 – FTP – AFC – **7.76 L/100km**,
- Case #2 – HWY – AFC – **5.99 L/100km**,
- Case #3 – US06 – AFC – **5.56 L/100km**,
- Case #4 – WLTP – AFC – **7.35 L/100km**,
- Case #1 – NEDC – AFC – **8.035 L/100km**.

Recenze uživatelů potrálů cars.cz a autorecenze.cars.cz říkají, že spotřeba paliva auta po kratší době použití se pohybovala v rozmezí mezi 7.5 – 7.7 L/100km. To znamená, že v rámci této práce se nám podařilo docela přesně namodelovat chování skutečného auta.

Kromě toho, je vidět rozdíly, které ukazují jízdní cykly. Oficiální katalogová data pro auto Škoda Octavia 1.6 MPI s motorem 75 kW je uvedena 7.2 – 7.4 litrů pro Evropský trh.

Této hodnotě nejlepší odpovídá WLTP cyklus, který bude uveden do emisijních testů od září 2018 v Evropské Unii a odpovídá nejpřesnějšímu standardu EURO-6. WLTP cyklus je

komplexní cyklus pro hodnocení úrovně emisí a spotřeby paliva, odrazuje chování auta v podmínkách provozu ve městě a mimo město – na dálnici.

To znamená, že WLTP cyklus je nejefektivnější pro hodnocení úrovně emisí resp. spotřeby paliva auta podle nejpresnějších předpisů.

Dobře výsledky ukazuje FTP75 cyklus také pro míchaný typ expluatace vozidla. NEDC cyklus ukazuje nepřesné výsledky „s rozpětím“, kdy skutečná spotřeba paliva je nižší, než je předepsaná cyklem.

V rámci této diplomové práce se nám zcela přesně podařilo nasimulovat chování skutečného auta na základě katalogových dat a teoretických znalostí, propojit teorii a praxi pomocí výpočtů a získat výborné experimentální dovednosti. Komplexním výstupem z toho se stal přesný matematický výpočetní model, který je schopný odrážet chování skutečného auta, projížděcího jízdními cykly pro hodnocení výsledné spotřeby paliva. Díky tomuto modelu jsme získali možnost ověřit vliv úspor energie na výslednou spotřebu paliva automobilu v různých světových jízdních cyklech a ověřit vliv samotných předpisů a rychlostních režimů na spotřebu paliva.

Toto schéma je unikátní a může být použito pro libovolné auto , stačí proto jen definovat základní parametry auta, které chceme ověřit, a nechat ho projíždět požadovaným jízdním cyklem.

## Použité informační zdroje:

- [1] HEISLER, H. *Advanced engine technology*. Butterworth-Heinemann: Oxford, UK, 1998
- [2] MACEK, J. - KLIMENT, V.: *Spalovací turbíny, turbodmychadla, ventilátory*. Skripta ČVUT, Praha 1992, 206 pp., ISBN 80-01-00840-1
- [3] MACEK, J. - SUK, B.: *Spalovací motory I*. Skripta ČVUT Praha 1993, 242 pp., ISBN 80-01-00919-X
- [4] VANĚK, V., HOSNEDL, S., NĚMEC, L. *Mathematical modelling of the elementary shaft assembly*. In AED 2004. Glasgow: Orgit Ltd., 2004. s. 1-8. ISBN: 80-86059-41-3
- [5] LICHTAROWICZ, A., DUGGINS, R.K, and E. MARKLAND, *Discharge Coefficients For Incompressible Non-Cavitating Flow Through Long Orifices*. Journal of Mechanical Engineering Science, Vol. 7, No. 2, Jan. 1965
- [6] GUZELLA, L., SCIARRETTA, A., *Vehicle Propulsion Systems- Introduction to Modeling and Optimization* ISBN 978-3-540-74691-1 2nd Edition Springer Berlin Heidelberg New York
- [7] HEYWOOD, J., B. *Internal Combustion Engines Fundamentals*. SAE paper online Library: Dostupné z <http://www.sae.org>,
- [8] NGY-SRUN AP AND TARQUIS, M. *Innovate Engine Cooling Systems Comparison*, SAE paper online Library: Dostupné z <http://www.sae.org>,
- [9] ZERVAS, E. *Impact of the Fast Engine Cooling of a Gasoline Engine on Exhaust Emissions and Fuel Consumption*. SAE paper online Library: Dostupné z <http://www.sae.org>,
- [10] N. S. Ap and N. C. GOLM. *New Concept of Engine Cooling System (Newcool)*. SAE paper online Library: Dostupné z <http://www.sae.org>,
- [11] IN KWANG YOO, SIMPSON, K., BELL, M., MAJKOWSKI, S. *An Engine Coolant Temperature Model and Application for Cooling System Diagnosis*. SAE paper online Library: Dostupné z <http://www.sae.org>,

- [12] MEYER R. C., SHAHED, S. M., *An Intake Charge Cooling System for Application to Diesel, Gasoline and Natural Gas Engines*. SAE paper online Library: Dostupné z <http://www.sae.org>,
- [13] TOMLINSON, S. P., BURROWS, C. R., *Design of a Feedback Controlled Thermostat for a Vehicle Cooling System*. SAE paper online Library: Dostupné z <http://www.sae.org>,
- [14] NINOYU, M. KAMEYAMA, J., *Prediction Method of Cooling System Performance*. SAE paper online Library: Dostupné z <http://www.sae.org>,

## Seznam příloh

Příloha č.1 .....	75
Příloha č.2 .....	77
Příloha č.3 .....	79
Příloha č.4 .....	81

## **PŘÍLOHA č. 1**

### **Tabulka naměřených hodnot\***

\*Poznámka: celá tabulka je k dispozici na příloženem CD

Q_VODA	Q_VZD_L	REL_VLH	SH	SH_Max	SH_Min	SH_Stdev	SMER	T_OLEFI	T_OLEMER	T_PALIV	T_PRKAT
l/min	kg/h	%	kg/h	kg/h	kg/h	kg/h	g/kWh	°C	°C	°C	°C
10.75518	26.78746	41.8245	1.85598	1.916	1.81	0.026186	-97206.6		84.2645874	19.99182129	440.142395
12.36569	32.83226	41.66169	2.273907	2.324	2.235	0.020628	1381.819		78.76421356	20.00463676	501.8197632
12.45654	37.33558	41.66484	2.590483	2.661	2.554	0.020054	806.3289		79.1796875	20.00953674	488.2336426
12.52232	42.67405	41.77459	2.962464	3.313	2.784	0.093998	620.5984		79.49467468	19.99264908	523.9536133
12.32777	47.59013	41.90025	3.297497	3.346	3.26	0.024925	526.1866		84.03051758	20.00642395	580.0975952
12.54414	53.78357	41.6356	3.729596	4.127	3.462	0.111408	472.9508		86.08257294	19.99675556	621.9249268
12.56952	59.90909	41.20277	4.150056	4.215	4.111	0.02747	438.618		88.97145081	20.00248337	663.3482666
12.54486	64.79453	40.99619	4.629106	4.69	4.608	0.017948	429.2817		91.44542694	20.00026512	673.6665649
12.65581	64.44038	40.83834	4.655854	4.749	4.507	0.043792	393.262		93.61271667	20.01000023	637.1835327
15.42406	77.37846	40.77323	5.595086	5.933	5.247	0.087281	352.3286		94.79747772	20.01000023	674.1973877
17.31318	37.81973	40.95379	2.624445	2.652	2.598	0.013695	1080.008		87.54312134	20.00016594	575.0480957
17.47013	44.6172	40.99981	3.09251	3.123	3.059	0.01322	644.4845		88.09720612	19.99582863	556.0444946
17.6966	53.38177	40.62882	3.703331	3.746	3.67	0.018238	513.6484		89.75574493	19.99599266	630.6434937
17.76335	60.46149	40.39931	4.19652	4.236	4.174	0.015253	445.7074		91.72776794	20	673.1956177
17.9453	67.27997	40.31489	4.669129	4.796	4.285	0.099293	399.2031		93.46529388	20	704.6677856
18.01621	76.14059	40.61441	5.287225	5.383	5.011	0.084938	374.6121		95.85823822	20.00304604	675.0480957
18.19983	86.54681	40.48356	6.014834	6.104	5.969	0.027503	365.5237		98.42944336	20.00294685	771.5834961
18.09681	90.25642	39.96973	6.272702	6.337	6.238	0.02008	332.086		96.80421448	20	740.109436
18.11095	89.90417	39.67347	6.493179	6.54	6.435	0.018724	323.9769		98.44734192	20.00728416	706.2675781
20.81448	101.5171	39.82758	7.36149	7.439	7.254	0.051371	309.6474		102.0316467	20.00278091	726.3847046
24.16524	42.29959	40.648	2.941782	3.628	2.583	0.217697	974.882		92.37158966	20.0069313	588.8178101
24.32585	50.75391	40.60548	3.524462	3.557	3.483	0.013276	560.4502		92.7179718	20	580.7351074
24.42744	59.37456	40.39542	4.122417	4.212	4.094	0.021292	438.358		94.11830902	20.00629234	598.7706299
24.53969	68.12808	40.15631	4.728331	4.875	4.679	0.044847	374.684		95.7747345	19.99503326	635.8342896
24.82059	78.21946	40.24041	5.427967	6.045	5.256	0.188156	343.735		97.89886475	20.00053024	667.1613159
24.83805	87.60301	40.54675	6.062238	6.78	5.87	0.219659	322.314		100.0031204	20.00567627	693.3673096
25.01375	96.09254	40.32641	6.653924	6.694	6.599	0.023902	301.0861		101.280899	19.99804688	725.5756836
25.19883	107.1424	40.28595	7.374487	7.514	7.132	0.086822	292.1751		102.2375183	19.99801254	749.7562256
25.19258	115.7011	39.82417	8.317387	8.996	8.101	0.121055	296.5985		103.0458832	19.99537849	754.5164795
28.16041	128.733	39.75696	9.300722	9.803	8.872	0.197696	294.1531		104.3066788	19.99559593	771.277771
29.78751	47.09176	40.74115	3.271781	3.32	3.248	0.017157	852.5003		93.45214844	19.99102592	609.1414185
29.8251	58.40127	40.59426	4.051112	4.085	4.024	0.014938	514.2548		93.84063721	20.00287056	622.2979126
30.05757	69.20271	40.29985	4.801459	4.821	4.784	0.011262	405.4748		95.02284241	20.00125504	640.9046631
30.16545	81.88562	40.09628	5.673792	6.387	5.401	0.229509	357.7306		97.68441772	20	680.6898193
30.35898	91.78349	40.39014	6.363185	6.832	6.173	0.154337	324.0202		99.03236389	19.99943733	707.0122681
30.61416	103.3963	40.42302	7.175424	7.379	7.069	0.063048	302.5357		100.5367355	20.00039673	732.4743042
30.66665	117.0454	40.27002	8.127166	8.87	7.853	0.246667	293.4525		102.0821991	20	760.7086792
30.77927	127.5136	40.20577	8.85346	9.327	8.628	0.167726	283.5034		102.2755661	20.00510025	784.3826904
30.88975	140.7329	39.26253	9.919447	9.999	9.784	0.039162	280.3206		102.8833847	19.99917221	797.4116211
30.96746	141.2901	39.12026	10.20262	10.289	10.067	0.063581	285.7113		102.5976105	20.01000023	785.1817627
33.84986	154.6234	39.04409	11.18679	11.785	10.766	0.204416	281.2881		101.8663254	20	800.5324707
35.37653	53.29633	39.64046	3.686977	3.717	3.658	0.015639	777.823		97.86696625	19.99691963	660.2185669
35.47738	66.54439	40.03895	4.615911	4.64	4.597	0.011276	491.2925		95.75322723	20	655.1121826
35.70364	80.19677	40.24778	5.5657	5.594	5.541	0.012486	388.5085		95.80453491	19.99376297	681.4915771
35.87848	92.88145	40.39024	6.444381	6.555	5.841	0.136057	338.0872		97.04729462	19.99721909	723.8916626
36.06358	106.1592	40.41589	7.360847	7.465	7.211	0.043146	311.5774		97.38838959	20	751.9293213
36.20103	120.9698	40.34573	8.38945	8.623	8.113	0.113643	295.9922		98.71542358	19.99499893	773.72052
36.37341	134.4536	40.22408	9.324646	9.546	9.167	0.112062	283.3999		100.0042572	20.0032444	792.1837158
36.63353	149.1203	39.95641	10.42043	10.62	10.213	0.11107	274.8671		103.1828537	20.01000023	816.6013184
36.75813	163.6629	39.60317	11.67509	11.798	11.489	0.071859	274.8569		103.7557373	20	828.0233154
36.72632	167.0308	39.11137	12.06876	12.309	11.737	0.100919	275.1003		105.5987549	20.00364304	825.9628296
39.73281	185.5142	38.85906	13.77417	14.115	13.474	0.123758	284.4799		105.4195633	20.00519943	848.6463623
41.09487	60.91706	38.96991	4.218231	4.255	4.199	0.0125	747.1356		99.28541565	20	709.085144
41.18573	76.19994	39.30562	5.289477	5.329	5.249	0.019951	480.0488		97.16777039	19.99966812	703.5684204
41.34951	91.36352	39.50163	6.34203	6.394	6.187	0.037932	384.3888		97.11587524	20	734.524231
41.56571	108.9371	39.66603	7.55551	8.285	7.158	0.280382	346.0401		98.90821075	20	771.2710571
41.78935	124.7225	39.65041	8.654761	9.642	8.415	0.278326	313.9583		101.6234436	19.99721909	797.7630005
42.10099	141.4683	39.31339	9.844357	10.573	9.355	0.256439	298.6342		104.4944916	19.99781418	826.0723267
42.23829	157.6951	39.09473	11.18346	11.832	10.906	0.277517	288.6761		105.1240234	20.00751686	842.2634277

## **PŘÍLOHA č. 2**

### **Bilance motoru\***

\*Poznámka: celá tabulka je k dispozici na příloženem CD



QexhU kW	P+Qw kW	P+Qw+Qe kW	Pe+Qw+Qexh+Qexh kW	pe-iso bar
0	1.287225	5.673791	5.673791	0.000989
0	3.851591	10.01824	10.01824	1.268256
0	6.024234	12.84945	12.84945	2.470752
0	8.231516	16.63631	16.63631	3.670027
0	11.01084	21.40315	21.40315	4.804992
0	13.77489	26.40451	26.40451	6.049721
0	16.44993	31.46681	31.46681	7.260252
1.938625	18.26479	35.28104	37.21967	8.281104
2.797174	19.17206	35.32673	38.12391	9.087075
3.44788	24.78587	45.34576	48.79364	9.764772
0	5.977048	14.13619	14.13619	1.241119
0	9.824441	19.1101	19.1101	2.456101
0	13.70812	26.38248	26.38248	3.694009
0	17.02902	32.39031	32.39031	4.820547
0	20.40508	38.3142	38.3142	5.981028
0	23.98806	45.35438	45.35438	7.217817
0	27.58136	52.90707	52.90707	8.412693
0	29.99733	55.29322	55.29322	9.659336
3.864	30.78914	55.73276	59.59676	10.2664
4.832333	35.70737	64.81698	69.64931	10.42149
0	7.52591	16.89153	16.89153	1.15828
0	12.59625	23.65621	23.65621	2.412822
0	16.7429	30.09264	30.09264	3.607112
0	21.25796	37.55534	37.55534	4.839084
0	25.84705	45.50792	45.50792	6.05712
0	29.79518	52.63946	52.63946	7.209108
0	34.05134	60.32581	60.32581	8.466004
0	38.12184	68.23306	68.23306	9.671561
4.306536	41.68355	75.85559	80.16213	10.75404
5.559966	46.5228	85.61651	91.17648	10.77282
0	10.00551	20.78679	20.78679	1.17665

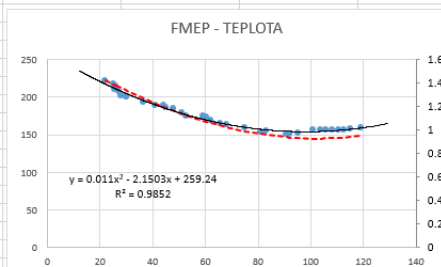
## **PŘÍLOHA č. 3**

### **Výpočet smýček korekce motoru\***

\*Poznámka: celá tabulka je k dispozici na přiloženem CD

f MEP	mul	t	t^2	t^0.5	RPM	RPM2	k5	k4	k3	k2	k1	b
1.425806		22	484	4.690416	4500	20250000	3.71301E-08	-0.000275346	0.045161959	8.63555E-05	-0.019952812	2.095858373
1.4	1.4	25	625	5	4500	20250000	6.24988E-09	3.74191E-05	0.142782576	4.13102E-05	0.014630801	0.38697505
1.380645		26	676	5.09902	4500	20250000	0.867596032	0.073445725	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A
1.36129		25.5	650.25	5.049752	4500	20250000	186.0950814	142	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A
1.335484		27	729	5.196152	4500	20250000	5.019239822	0.765986988	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A
1.303226		28	784	5.291503	4500	20250000	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A
1.293548		29.8	888.04	5.458938	4500	20250000	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A
1.290323		30	900	5.477226	4500	20250000	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A
1.245161		36.5	1332.25	6.041523	4500	20250000						
1.219355		41	1681	6.403124	4500	20250000						
1.219355		44	1936	6.63325	4500	20250000						
1.196774		45	2025	6.708204	4500	20250000						
1.195484		47.7	2275.29	6.906519	4500	20250000						
1.154839		51	2601	7.141428	4500	20250000						
1.129032		52.5	2756.25	7.245688	4500	20250000						
1.128387		59	3481	7.681146	4500	20250000						
1.122581		60.3	3636.09	7.765307	4500	20250000						
1.090968		62	3844	7.874008	4500	20250000						
1.063226		65.4	4277.16	8.087027	4500	20250000						
1.057419		67.9	4610.41	8.240146	4500	20250000						
1.025806		74.9	5610.01	8.654479	4500	20250000						
0.995484		81	6561	9	4500	20250000						
1.003871		83.1	6905.61	9.11592	4500	20250000						
1	1	90.7	8226.49	9.529655	4500	20250000						
1	1	91.8	8427.24	9.581232	4500	20250000						
1	1	95	9025	9.746794	4500	20250000						
1.005161		101	10201	10.04988	4500	20250000						
1.005806		103.8	10774.44	10.18823	4500	20250000						
1.006452		105.6	11151.36	10.27619	4500	20250000						
1.005806		107.9	11642.41	10.38749	4500	20250000						
1.006452		110.5	12210.25	10.5119	4500	20250000						
1.007097		112.5	12656.25	10.6066	4500	20250000						
1.019355		114.9	13202.01	10.71914	4500	20250000						
1.025806		119	14161	10.90871	4500	20250000						
1.354839		19	361	4.358899	3500	12250000						
1.321935		19.8	392.04	4.449719	3500	12250000						
1.283871		21	441	4.582576	3500	12250000						
1.258065		21.6	466.56	4.64758	3500	12250000						
1.23871		22.6	510.76	4.753946	3500	12250000						
1.212903		23.3	542.89	4.827007	3500	12250000						
1.193548		25.9	670.81	5.089204	3500	12250000						
1.167097		30	900	5.477226	3500	12250000						
1.154839		31.7	1004.89	5.630275	3500	12250000						
1.127742		36.1	1303.21	6.008328	3500	12250000						

$b+k1*t+k2*t^2+k3*t^0.5+k4*n=y$



## **PŘÍLOHA č. 4**

### **Obvod simulace \***

\*Poznámka: Také je k dispozici ve volných přílohách

