

ČVUT FS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

2015

Bc. Marcel NOVÁK

ČVUT FS

Studijní program: N 2301 Strojní inženýrství

Studijní obor: 2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika

OPTIMALIZACE CHLADICÍHO OKRUHU ČTYŘVÁLCOVÉHO MOTORU EA111 1,2TSI Z HLEDISKA PRODUKCE EMISÍ CO₂

Bc. Marcel NOVÁK

Vedoucí práce: Ing. Vít Doleček, Ph.D.

Vysoká škola: **České vysoké učení technické v Praze**
Fakulta : **strojní**
Ústav: **12120 Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**
Akademický rok: **2013/2014**



ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): **Bc. Marcel Novák**

studijní program: **N 2301 Strojní inženýrství**
studijní obor: **2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika**

Název tématu: **Optimalizace chladicího okruhu čtyřválcového zážehového motoru EA111 1,2TSI z hlediska produkce emisí CO₂**

Název tématu anglicky: **Optimization of Engine Cooling System for Spark Ignited Engine EA111 1,2TSI from the Point of View of CO₂ Production**

Označení diplomové práce: **DP 2014 – SM 03**

Pokyny pro vypracování:

Zpracujte přehled v současnosti nabízených řešení v oblasti chladicích okruhů. Vytvořte numerický simulační model chladicího okruhu motoru v programu GT-Cool. Provedte kalibraci dle naměřených dat při experimentu na vozidle a z výsledků simulací určete možnosti snížení produkce emisí CO₂ buď úpravou chladicího okruhu nebo vylepšením řízení chladicího systému bez zásahu do konstrukce bloku a hlavy motoru. Aplikujte opatření vyplývající ze závěrů simulací ve vozidle a proveďte měření v cyklu NEDC. Zhodnoďte reálné přínosy provedených opatření na emise CO₂.

Rozsah průvodní zprávy: min. 55 stran textu (včetně obrázků, grafů a tabulek v textu)

Rozsah grafických prací:

Doporučené podklady: Heywood J. B., ICE Fundamentals, Mc Graw Hill 1988
SAE Papers dle řešerše

Vedoucí diplomové práce: Ing. Vít Doleček, Ph.D.

Odborný konzultant: Ing. Jan Burič, ŠKODA AUTO a.s.

Datum zadání diplomové práce: 11.4.2014

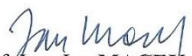
Datum odevzdání diplomové práce: 20.6.2014

Studijní a zkušební řád ČVUT v Praze, čl. 21, odst. 4: „Pokud student neodevzdal bakalářskou nebo diplomovou práci v určeném termínu, tuto skutečnost předem písemně zdůvodnil a omluva byla děkanem uznána, stanoví děkan studentovi náhradní termín odevzdání bakalářské nebo diplomové práce. Pokud se však student řádně neomluvil nebo omluva nebyla děkanem uznána, může si student zapsat bakalářskou nebo diplomovou práci podruhé.“


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

Zadání diplomové práce převzal dne: 30.4.2014


.....
podpis diplomanta


Prof. Ing. Jan MACEK, DrSc.
vedoucí ústavu 12120




Prof. Ing. Michael VALÁŠEK, DrSc.
děkan fakulty strojní

ANOTAČNÍ ZÁZNAM

AUTOR	Bc. Marcel Novák		
STUDIJNÍ OBOR	2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika		
NÁZEV PRÁCE	Optimalizace chladicího okruhu čtyřválcového zážehového motoru EA111 1,2 TSI z hlediska produkce emisí CO ₂		
VEDOUCÍ PRÁCE	Ing. Vít Doleček, Ph.D.		
ÚSTAV	12120	ROK ODEVZDÁNÍ	2015

POČET STRAN	79
POČET OBRÁZKŮ	50
POČET TABULEK	8
POČET PŘÍLOH	-

STRUČNÝ POPIS	Diplomová práce se zabývá optimalizací chladicího okruhu čtyřválcového motoru z hlediska produkce emisí CO ₂ . V práci je uveden stručný přehled legislativních požadavků, který souvisí s danou problematikou. Je popsán vývoj chladicího okruhu a popis jednotlivých komponent. Na základě simulací jsou zhodnoceny možnosti snížení produkce emisí CO ₂ . Cílem je přenést opatření z výsledků simulací, provést měření v cyklu NEDC a zhodnotit příspěvek jednotlivých opatření. Práce by měla poskytnout návod pro tvorbu numerického simulačního modelu chladicího okruhu v programu GT-COOL.
KLÍČOVÁ SLOVA	Optimalizace, chladicí okruh, emise CO ₂ , simulace, GT-COOL, NEDC.

ANNOTATION

AUTHOR	Marcel Novák		
FIELD	2301T047 Transportation, Aerospace and Handling Technology		
THESIS TITLE	Optimization of Engine Cooling System for Spark Ignited Engine EA111 1,2 TSI from the Point of View of CO ₂ Production		
SUPERVISOR	Ing. Vít Doleček, Ph.D.		
INSTITUTE	12120	YEAR	2015

NUMBER OF PAGES	79
NUMBER OF PICTURES	50
NUMBER OF TABLES	8
NUMBER OF APPENDICES	-

SUMMARY	<p>The thesis deals with the optimization of the cooling circle four-cylinder engine from viewpoint of production of CO₂ emission. In the thesis is stating of summary of the legislative requirements, which relates problems. It describes development of the cooling circuit and description of each component. On the basis of the simulations are evaluation possibility for the reduction of production of CO₂ emission. The aim is to transfer the actions from the simulation results, perform the measurements in NEDC cycle and evaluate the contribution of individual measures. The thesis should provide instructions for creating a numerical simulation model of the cooling circuit in the GT-Cool program.</p>
KEY WORDS	Optimalization, cooling system, emission CO ₂ , simulation, GT-COOL, NEDC.

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury pod odborným vedením vedoucího práce.

Prohlašuji, že citace použitých pramenů je úplná a v práci jsem neporušil autorská práva (ve smyslu zákona č. 121/2000 Sb., o právu autorském a o právech souvisejících s právem autorským).

V Mladé Boleslavi, dne 2. 7. 2015

PODĚKOVÁNÍ

Autor by chtěl v první řadě poděkovat svému vedoucímu práce, Ing. Vítu Dolečkovi¹, Ph.D., za odborné vedení při řešení tématu diplomové práce, podporu při tvorbě numerického simulačního modelu a poskytování hodnotných rad.

Poděkování patří též zaměstnancům firmy ŠKODA AUTO a.s., jmenovitě panu Aleši Vránovi², Janu Buričovi³ a Stanislavu Bedřichovi⁴, díky jejichž zájmu a podpoře bylo možné uskutečnit experimentální měření v emisní laboratoři umístěné v prostorách Technického vývoje.

¹ Ing. Vít Doleček, Ph.D., Centrum vozidel udržitelné mobility Josefa Božka, FS ČVUT v Praze

² Ing. Aleš Vrána, MBA, Vedoucí vývoje zástavby agregátu

³ Ing. Jan Burič, Koordinátor aplikací soustavy chlazení

⁴ Ing. Stanislav Bedřich, Koordinátor systémů sání vzduchu

OBSAH:

PODĚKOVÁNÍ	4
SEZNAM POUŽITÉ SYMBOLIKY	8
1. ÚVOD	10
2. CÍL PRÁCE	12
3. HOMOLOGACE	13
3.1. EMISNÍ PŘEDPISY	13
3.1.1. Nový evropský jízdní cyklus.....	16
3.1.2. FTP 75 (Federal Test Procedure).....	17
3.1.3. WLTP.....	18
4. CHLAZENÍ MOTORU.....	19
4.1. CHLAZENÍ VZDUCHEM	20
4.1.1. Náporové chlazení.....	20
4.1.2. Nucené chlazení.....	20
4.2. CHLAZENÍ KAPALINOU	21
4.2.1. Odpařovací chlazení.....	21
4.2.2. Termosifonové chlazení.....	21
4.2.3. Chlazení s nucenou cirkulací.....	22
4.3. POROVNÁNÍ CHLAZENÍ VZDUCHEM A CHLAZENÍ KAPALINOU	23
4.4. KOMPONENTY	24
4.4.1. Čerpadlo	24
4.4.2. Chladič.....	25
4.4.3. Termostat	26
4.4.4. Vyrovnávací nádobka	27
4.4.5. Ventilátor	27

4.4.6.	Hadice chlazení	27
5.	ŠKODA RAPID.....	28
5.1.	MOTOR 1,2 TSI.....	29
5.2.	CHLADICÍ SOUSTAVA.....	30
5.2.1.	Popis činnosti chladicí soustavy	31
5.2.2.	Popis jednotlivých komponent chladicí soustavy	35
6.	VÝPOČETNÍ MODEL	41
6.1.	TVORBA MODELU	42
6.1.1.	Modelování hadic chlazení	42
6.1.2.	Modelování tepelných výměníků	43
6.1.3.	Čerpadlo chladicí kapaliny.....	44
6.1.4.	Modelování vyrovnávací nádoby	46
6.1.5.	Modelování oběhového čerpadla.....	46
6.2.	NASTAVENÍ SIMULACE	46
6.3.	LADĚNÍ	47
6.4.	CITLIVOSTNÍ ANALÝZA	48
6.4.1.	Vliv tlakové ztráty chladiče oleje	49
6.4.2.	Vliv tlakové ztráty výměníku topení.....	51
6.4.3.	Vliv tlakové ztráty vysokoteplotního chladiče.....	53
6.4.4.	Vliv změny průměru u hadice chlazení	55
6.5.	VÝSLEDKY CITLIVOSTNÍ ANALÝZY	57
7.	ÚPRAVA CHLADICÍHO OKRUHU PRO MĚŘENÍ.....	60
8.	MĚŘENÍ V EMISNÍM TESTU NEDC	63
8.1.	ZÁKLADNÍ VARIANTA	63
8.2.	VLIV ZMĚNY TERMOSTATU HLAVY VÁLCŮ	64
8.3.	VLIV ELEKTRICKÉHO ČERPADLA.....	66

8.3.1. Deaktivovaná funkce clonky	67
8.3.2. Aktivovaná funkce clonky	68
9. VÝSLEDKY EMISNÍCH TESTŮ NEDC	70
10. ZÁVĚR	71
SEZNAM OBRÁZKŮ	74
SEZNAM TABULEK	76
SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	77

SEZNAM POUŽITÉ SYMBOLIKY

Fyzikální veličiny a jednotky

A	[m ²]	plocha průtočného průřezu
c	[m·s ⁻¹]	střední rychlost proudění
CO	[g·km ⁻¹]	oxid uhelnatý
CO ₂	[g·km ⁻¹]	oxid uhličitý
g	[m·s ⁻²]	tíhové (gravitační) zrychlení
HC	[g·km ⁻¹]	nespálené uhlovodíky
l	[m]	délka
k	[-]	koeficient tlakových ztrát
Ma	[-]	Machovo číslo
n	[min ⁻¹]	otáčky
NO _x	[g·km ⁻¹]	oxidy dusíku
p _c	[Pa]	tlak celkový
p _d	[Pa]	tlak dynamický
p _s	[Pa]	tlak statický
P	[W]	příkon
PM	[g·km ⁻¹]	pevné částice
Q _m	[kg·s ⁻¹]	hmotnostní průtok
Q _v	[m ³ ·s ⁻¹] = [l·min ⁻¹]	objemový průtok
Re	[-]	Reynoldsovo číslo
T	[K]	termodynamická teplota
t	[°C]	Celsiova teplota
t	[s]	čas
v	[m·s ⁻¹]	rychlost
Y	[J·kg ⁻¹]	měrná energie
Δp	[Pa] = 10 ⁻⁵ [bar]	tlaková ztráta
Δh	[m]	kavitační deprese
λ	[-]	součinitel délkových ztrát
ν	[m ² ·s ⁻¹]	kinematická viskozita tekutiny
ρ	[kg·m ⁻³]	hustota
Ød	[m] = 10 ⁻³ [mm]	průměr

Indexy

1	vstupu
2	výstupu
c	celkový
Č	čerpadlo
d	dynamický
D	díla
M	modelu
s	statický
z	ztráta
Δp	tlaková ztráta

Zkratky

0-D	nula-dimenzionální
1-D	jedno-dimenzionální
a.s.	akciová společnost
atd.	a tak dále
CAE	Computer Aided Engineering (počítačem podporované konstruování)
EHK	Evropská hospodářská komise
FTP75	Federal Test Procedure (Federální zkušební test)
mj.	mimo jiné
např.	například
NEDC	New European Driving Cycle (Nový evropský jízdní cyklus)
obr.	obrázek
OSN	Organizace spojených národů
tab.	tabulka
tj.	to jest
tzn.	to znamená
tzv.	tak zvaný (á, é, í)
USA	Spojené státy americké
VW	Volkswagen
WLTP	Worldwide harmonized Light vehicle Test Cycle (Světově harmonizovaná testovací procedura lehkých vozidel)

1. ÚVOD

Se začátkem průmyslové revoluce došlo od druhé poloviny 18. století ke strmému nárůstu produkce emisí CO₂. Tyto emise pocházely především z průmyslové výroby a energetiky, ale s rozvojem automobilového průmyslu na začátku 20. století přibyl podíl emisí CO₂ i z této lidské činnosti. Mezi roky 1990 – 2010 stouply světové emise CO₂ přibližně o 45%. Největšími producenty byly USA, Čína a Indie v důsledku rostoucích ekonomik. V roce 2014 došlo dle Mezinárodní energetické agentury (IEA) k zastavení nárůstu emisí CO₂ v celosvětovém měřítku (v porovnání s rokem 2013). V ekonomicky rozvinutých zemích je doprava třetím největším producentem emisí CO₂, hned po energetice a průmyslu. V posledních třiceti letech i přes přijatá opatření je doprava nejrychleji rostoucím zdrojem emisí CO₂. To je dáno zejména tím, že roste počet automobilu na obyvatele.

Na automobilky je vyvíjen tlak ke snižování produkcí CO₂ jak ze strany Evropské unie, tak ze strany konkurence. Cest, které vedou ke snižování produkce emisí CO₂ je více. Jednou z cest je využití alternativních paliv, která mají nižší hmotnostní obsah uhlíku. Množství vypouštěného CO₂ je totiž závislé na obsahu uhlíku v palivu. Jedním z alternativních paliv je stlačený zemní plyn (CNG), který je často vedlejším produktem těžby ropy.

Výrobci automobilů se snaží své produkty vybavit zařízeními, které vedou ke snížení produkce emisí CO₂. Některé automobily jsou již vybaveny například pneumatikami se sníženým valivým odporem, ukazatelem doporučeného převodového stupně, systémem start-stop nebo systémem pro rekuperaci brzděné energie. Ve fázi vývoje nového vozu je již zohledňována aerodynamika a hmotnost konstrukce. Na základě výpočtů a zkoušek je možné optimalizovat jednotlivé součásti a aplikovat materiály, které mají nižší hustotu. Dochází například k nahrazování litinových bloků motoru za hliníkové. Dalším opatřením může být systém, který slouží k odpojování válců motoru při nízkém a středním zatížení motoru. Důsledkem tohoto opatření u čtyřválcového motoru je odpojení dvou válců po dobu přibližně 70% času v emisním testu NEDC.

V posledních deseti až dvaceti letech dochází v automobilovém průmyslu k aplikaci tzv. downsizingu. Myšlenkou je snižování zdvihového objemu při zachování stejného výkonu. Toho je možné docílit využitím přímého vstřikování paliva a aplikací přeplňování. Díky přeplňování je docíleno zvýšení měrného výkonu motoru. To má za následek zvýšení účinnosti a snížení spotřeby paliva (= snížení produkce emisí CO₂).

Automobilky se snaží také o zvyšování účinnosti spalovacích motorů zejména v oblastech nízkého zatížení. Jde například o snižování třecích ztrát mezi povrchem válce a pístními kroužky a snížení ztrát pro pohon vodního čerpadla. Na výše uvedené má velký vliv konstrukce a termomanagement chladicí soustavy motoru.

V současné době se neobjevují převratné novinky, které by znamenaly revoluci v oblasti techniky. Pozorujeme trend postupného zdokonalování jednotlivých, i těch nejmenších komponent a detailů, a aplikaci postupů, které jsou většinou již známy.

„Nic na světě není tak těžké, rozdělíte-li si to na malé práce.“

Henry Ford

2. CÍL PRÁCE

„Je možné optimalizací chladicího okruhu čtyřválcového motoru dosáhnout nižší produkce emisí CO₂ v cyklu NEDC?“ „Jaký má vliv trasování hadic chlazení v motorovém prostoru na produkci emisí CO₂ v cyklu NEDC?“ Na tyto otázky je možné odpovědět pomocí numerických simulací. Pro posouzení a analýzu jednotlivých úprav je možné vytvořit model chladicí soustavy, který zjednodušuje reálné chování. Simulace oproti experimentům umožňují minimalizaci nákladů a jsou časově méně náročné. Pro kontrolu je nezbytné závěry z těchto simulací experimentálně ověřit.

Diplomová práce vychází z výsledků práce „Měření hydraulických vlastností chladicí soustavy čtyřválcového motoru EA111 - 1,2 TSI, 77 kW“ [1].

Jednotlivé cíle této diplomové práce byly určeny v následujícím znění:

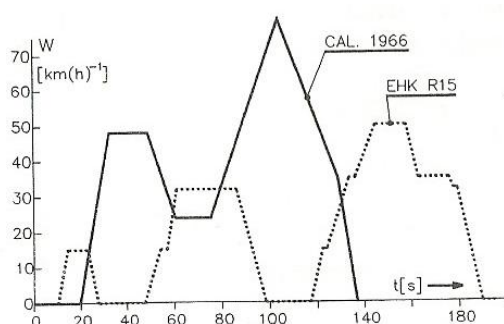
- a) Vypracovat přehled v současnosti nabízených řešení týkajících se chladicích okruhů.
- b) Vytvořit numerický simulační model chladicího okruhu v programu GT-COOL.
- c) Naladit numerický simulační model na základě naměřených dat z experimentu.
- d) Z výsledků simulací zmapovat a posoudit možnosti snížení produkce emisí CO₂, buď úpravou chladicího okruhu, nebo zlepšením řízení chladicího okruhu.
- e) Uplatnit opatření z výsledků simulací ve vozidle a provést měření v cyklu NEDC na reálném voze
- f) Zhodnotit reálné přínosy provedených opatření z hlediska emisí CO₂

3. HOMOLOGACE

Homologační předpisy jsou minimální zákonné technické požadavky při konstrukci vozidel, jež jsou potřeba ke splnění homologačních zkoušek. Vozidlo musí projít homologačními zkouškami dané země, před tím než má být uvedeno na trh, poté získá certifikát umožňující prodej v zemi, kde byly provedeny zkoušky. Ministerstvo dopravy (každé země), určí akreditovanou laboratoř, která je oprávněná provádět homologační zkoušky, dle homologačních předpisů, které jsou aktuálně platné.

3.1. EMISNÍ PŘEDPISY

Historicky první předpis upravující emise motorových vozidel je datován do roku 1966, byl zaveden ve Spojených státech amerických v Kalifornii. V Kalifornii docházelo kombinací intenzivní automobilové dopravy a místních klimatických podmínek k vytváření tzv. fotochemického smogu. Na základě toho byl vytvořen pracovní cyklus CAL. 1966, který se skládá ze sedmi cyklů, viz Obr. 1. [2] [3]



Obr. 1 Část pracovního cyklu [3]

V Evropě vešel v platnost první předpis EHK R15 v roce 1971. Tato norma již kontrolovala emise ve výfukových plynech a výrobci automobilů museli vozy tomuto dokumentu přizpůsobit. Bylo zavedeno měření emisí oxidu uhelnatého (CO), nespálených uhlovodíků (HC) a oxidů dusíku (NO_x). Základní městský pracovní cyklus je složen ze čtyř základních městských cyklů (Obr. 1). Celková délka testu měří 4,052 km, trvá 780 sekund a průměrná rychlost je 18,7 km·h⁻¹. [3]

V roce 1989 byl předpis EHK R15 nahrazen předpisem EHK R83. V současnosti platí v Evropě předpis EHK R83, který slouží pro hodnocení emisních vlastností osobních a lehkých užitkových automobilů. [3]

Další normy na regulování emisí ze silniční dopravy již byly tzv. EURO – předpisy, které mají základ právě v předpisu EHK R83. V roce 1992 začíná platit emisní norma EURO I. Ve státech, které nebyly členy Evropské unie, vstoupila v platnost tato norma pod označením EHK 83.02 v roce 1995. V této normě byly stanoveny mezní hodnoty pro CO a nespálené uhlovodíky. Pro vozidla se vznětovými motory byly navíc stanoveny limity pevných částic. [4]

Norma EURO II vešla v platnost v roce 1996. V této normě byly zpřísněny emisní limity pro oxid uhelnatý, nespálené uhlovodíky a pevné částice. [5]

V emisní normě EURO III, platné od roku 2000, dochází k výrazné změně. Všechny automobily musí být vybavené systémem palubní diagnostiky. Zároveň jsou stanoveny samostatné limity pro NO_x, které již nejsou odebrány společně s uhlovodíky. V této normě také dochází k navýšení hodnoty oxidu uhelnatého na 2,30 g/km u zážehových motorů. [5]

Od roku 2005 je platná norma EURO IV. S uvedením v platnost došlo ke snížení všech sledovaných limitů oproti normě EURO 3. [6]

Emisní norma EURO V, platná od roku 2009, zaznamenala největší změnu v limitech pevných částic. Zde došlo k redukci oproti EURO IV o 80% hmotnosti. Pro vznětové motory je povinnost používat filtry pevných částic. Dále tato norma upravuje limity oxidu dusíku, které oproti normě EURO IV snižuje o 25%. Limity pevných částic jsou nově stanoveny i u zážehových motorů (do té doby nebyly stanoveny). [7]

Od září roku 2014 platí nejnovější norma EURO VI. Ta dbá především o snížení emisí dusíku a nespálených uhlovodíků u vznětových motorů. [7]

Norma	Platnost od	CO [g/km]	NO _x [g/km]	HC [g/km]	HC + NO _x [g/km]	PM [g/km]
EURO I	07. 1992	2,72	-	-	0,97	0,140
EURO II	01. 1996	1,00	-	-	0,90	0,080
EURO III	01. 2000	0,64	0,50	-	0,56	0,050
EURO IV	01. 2005	0,50	0,25	-	0,30	0,025
EURO V	09. 2011	0,50	0,18	-	0,23	0,005
EURO VI	09: 2014	0,50	0,08	-	0,17	0,005

Tab. 1 Limity emisí pro vznětové motory

Norma	Platnost od	CO [g/km]	NO _x [g/km]	HC [g/km]	HC + NO _x [g/km]	PM [g/km]
EURO I	07. 1992	2,72	-	-	0,97	-
EURO II	01. 1996	2,20	-	-	0,50	-
EURO III	01. 2000	2,30	0,15	0,20	-	-
EURO IV	01. 2005	1,00	0,08	0,10	-	-
EURO V	09. 2009	1,00	0,06	0,10	-	0,005
EURO VI	09. 2014	1,00	0,06	0,10	-	0,005

Tab. 2 Limity emisí pro zážehové motory

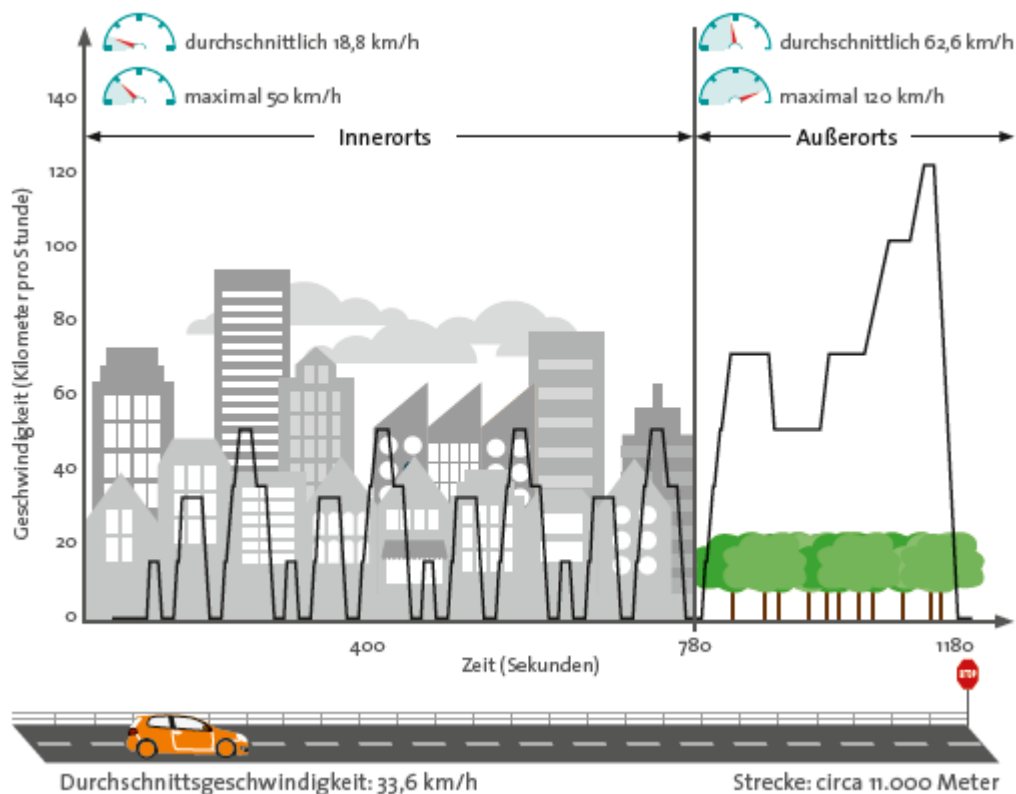
3.1.1. Nový evropský jízdní cyklus

New European Driving Cycle – Nový evropský jízdní cyklus. Je to test, který se skládá ze dvou částí. První je základní městský pracovní cyklus, který vychází z předpisu EHK R15. Druhá část se nazývá cyklus mimo město. Tento cyklus byl doplněn předpisem EHK R83. [3]

Základní městský pracovní cyklus je složen ze čtyř základních městských cyklů (Obr. 1). Celková délka základního městského pracovního cyklus měří 4,052 km, trvá 780 sekund a průměrná rychlost je 18,7 km·h⁻¹. [8]

Cyklus mimo město měří 6,955 km, trvá 400 sekund a průměrná rychlost je 62,6 km·h⁻¹. [8]

Celková délka základního městského cyklu měří 11,007 km, trvá 1180 sekund a průměrná rychlost je 33,6 km·h⁻¹. [8]



Obr. 2 Základní městský cyklus [8]

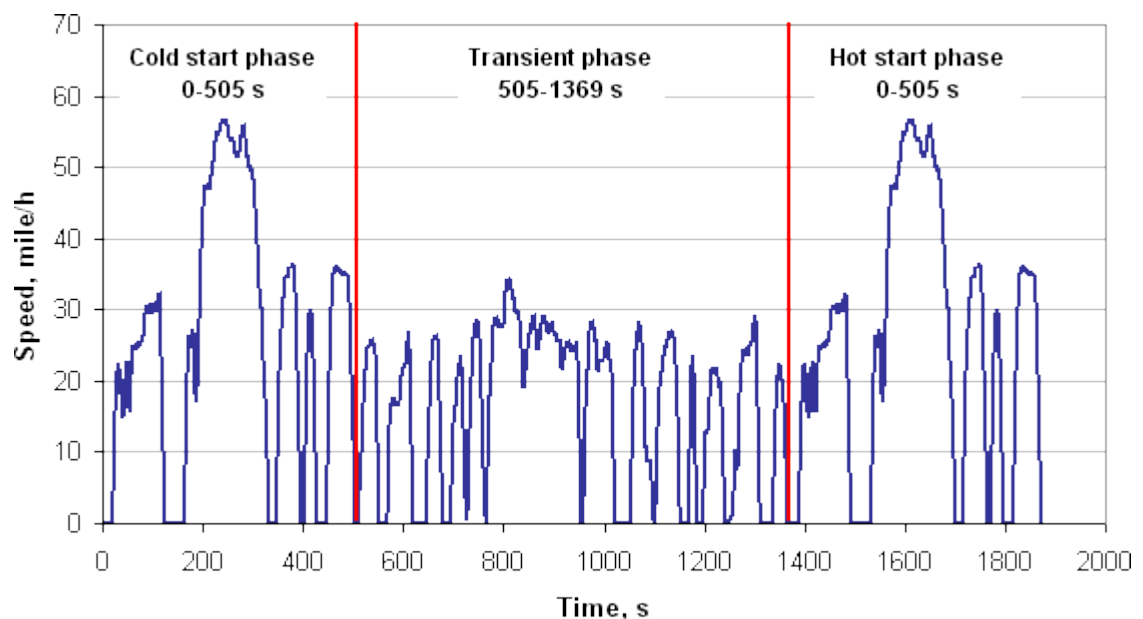
3.1.2. FTP 75 (Federal Test Procedure)

Tento zkušební jízdní cyklus se používá pro certifikaci osobních a lehkých užitkových vozidel, která jsou provozována ve Spojených státech amerických. Testování probíhá na válcovém dynamometru od roku 2000. Tomuto cyklu předcházela světově uznávaný cyklus FTP 72, který ale neměl část zvanou hot start phase. [4]

Cyklus FTP 75 má následující části

- Fáze studený start – cold start phase
- Fáze neustálený režim – transient phase
- Fáze teplý start – hot start phase

Hot start phase je stejná jako cold start phase a začíná 10 minut po transient phase. [4]



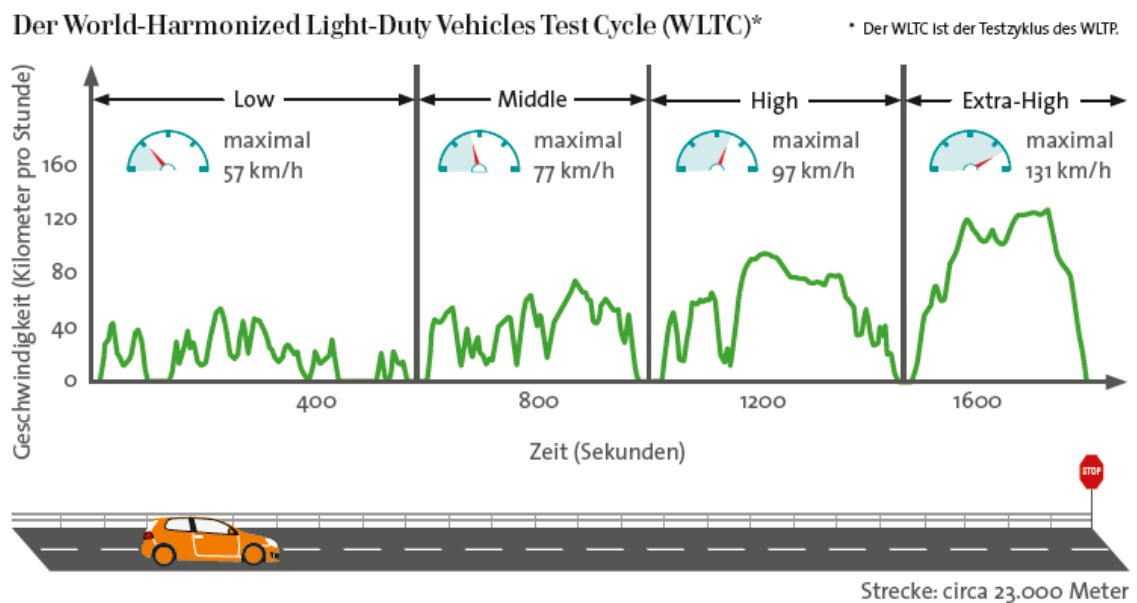
Obr. 3 FTP 75 [9]

3.1.3. WLTP

World-Harmonized Light-Duty Vehicle Test Procedure. Tento projekt byl zaveden v roce 1998 a je podporován EHK OSN. Sponzorován je Evropskou unií, Japonskem a do roku 2010 byl financován také USA. Cílem tohoto projektu je přiblížení se skutečným spotřebám paliva, které budou naměřeny v průběhu celého zkušební cyklu. Ten má zahrnovat mj. vliv kvality paliva, celkové hmotnosti vozu, vliv okolní teploty či zařazeného rychlostního stupně. Oproti NEDC cyklu je tento zkušební cyklus dynamičtější. [8]

Zkušební cyklus se skládá ze čtyř částí

- nízká fáze (low),
- střední fáze (middle),
- vysoká fáze (high)
- extra vysoká fáze (extra high). [8]

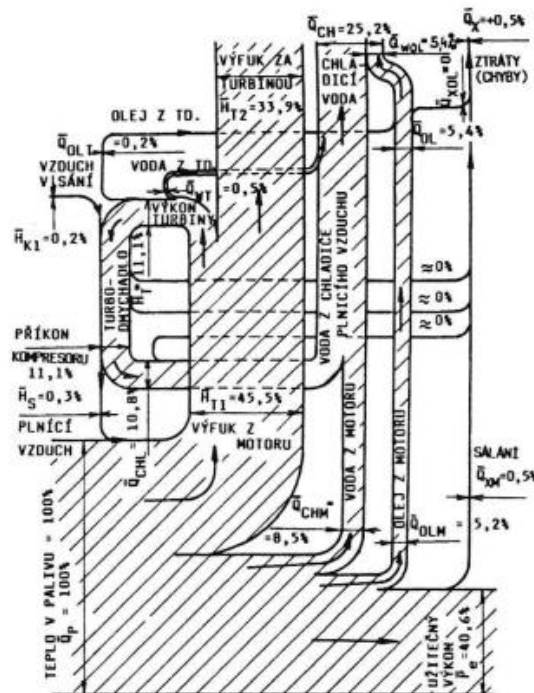


Obr. 4 Zkušební cyklus WLTP [8]

4. CHLAZENÍ MOTORU

V pístovém spalovacím motoru dochází při spalování k přeměně chemické energie, která je obsažena v palivu, na energii tepelnou a dále na energii mechanickou. Energetická bilance této přeměny je znázorněna pomocí Sankeyova diagramu (Obr. 5). Při spalování paliva v motoru se uvolňuje teplo, jenž přestupuje do stěn v průběhu termodynamického oběhu motoru. Toto teplo velmi intenzivně zahřívá součásti motoru. Úkolem chlazení je zajistit odvod tepla z tepelně exponovaných míst a udržovat pokud možno optimální pracovní teplotu motoru. Nedostatečné chlazení způsobuje vyšší teplotní namáhání součástí motoru, dále může docházet vlivem nízké viskozity ke ztrátě mazání. To zvyšuje opotřebení způsobené třením. Díky vysoké pracovní teplotě v motoru může také docházet ke klepání. [10] [11]

Přílišné chlazení může vést ke kondenzaci rozprášeného paliva na stěnách válců. To způsobuje nedokonalé spalování. Důsledkem toho je vyšší spotřeba paliva (=vyšší produkce emisí CO_2) a nárůst emisí (CO , HC , NO_x). Nízká pracovní teplota motoru způsobuje zvyšování třecích ztrát vlivem vysoké viskozity oleje a větší vůli mezi válcem a pístními kroužky. [11]



Obr. 5 Sankeyův diagram energetické bilance [10]

4.1. CHLAZENÍ VZDUCHEM

Chlazení vzduchem se také někdy nazývá též přímým chlazením. To proto, že odvod tepla je zajišťován přímým kontaktem horkých stěn motoru s okolním prostředím. Použitím žeber je možné dosáhnout zvýšení teplosměnné plochy. Teplotní stav motoru je indikován podle teploty oleje. [12]

4.1.1. Náporové chlazení

Jedná se o nejjednodušší způsob chlazení, které není náročné na údržbu. Tento způsob chlazení se nejčastěji používá u motocyklových motorů, kdy jsou části motoru ochlazovány náporem vzduchu. Pro zvýšení teplosměnné plochy jsou části motoru (válce, hlava válců a někdy i skříň motoru) opatřeny žebry. [12]

Mezi nevýhody patří náchylnost k přehřátí motoru zejména při velkých zatíženích a malé rychlosti jízdy. Naopak k podchlazení motoru dochází při malém zatížení a velké rychlosti jízdy. [12]

4.1.2. Nucené chlazení

U nuceného chlazení je proud vzduchu dopravován pomocí ventilátoru. Ventilátor může být axiální nebo radiální, je poháněn od klikového hřídele. Pomocí ventilátoru dochází k nasávání okolního vzduchu, který je pomocí oběžného lopatkového kola vytlačován ven. Použitím krytů, usměrňovacích lopatek a deflektorů dochází k usměrnění proudu vzduchu k částem motoru. Množství dopravovaného vzduchu nezávisí na rychlosti jízdy. [12]

Změnou průtočného množství vzduchu dochází k regulaci tepelného stavu motoru. Změna průtočného množství vzduchu může být provedena:

- Škrcením na vstupu do ventilátoru
- Škrcením na výstupu z ventilátoru
- Škrcením na výstupu z motoru
- Změnou otáček ventilátoru
- Natáčením lopatek ventilátoru.

Změna otáček ventilátoru nebo natáčení lopatek ventilátoru jsou způsoby regulace, které jsou nejvýhodnější z hlediska spotřeby energie. Natáčení lopatek ventilátoru je z hlediska konstrukce složité. Použitím spojky lze dosáhnout změny otáček rotoru ventilátoru. Pro tento účel se používají spojky elektromagnetické, hydraulické, viskózní nebo práškové. U osobních automobilů s malým výkonem motoru je možné použít pro pohon ventilátoru elektromotor. [12]

4.2. CHLAZENÍ KAPALINOU

Teplota z motoru je odváděna pomocí chladicí kapaliny, která jej do okolního prostředí předává pomocí výměníku voda-vzduch. Teplotní stavu motoru je indikován podle teploty chladicí kapaliny. [12]

4.2.1. Odpařovací chlazení

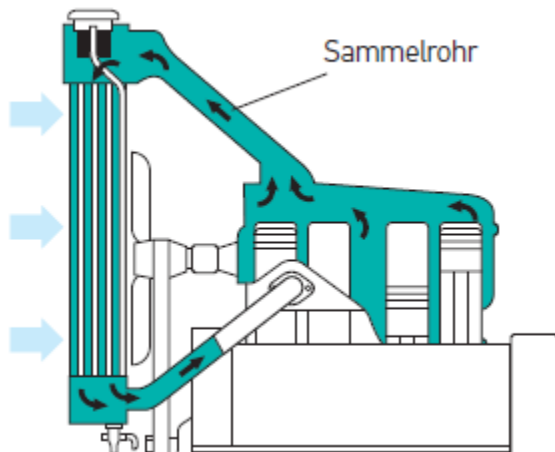
Odpařovací chlazení se používalo u prvních osobních automobilů. Teplota z motoru bylo odváděna pomocí chladicí kapaliny, kde docházelo ke skupenské přeměně z kapaliny na páru. Jde tedy o ztrátové chlazení a bylo nutné chladicí kapalinu, v tomto případě vodu, doplňovat. Velká spotřeba chladicí kapaliny vedla k opuštění tohoto způsobu chlazení. [12]

4.2.2. Termosifonové chlazení

Cirkulace chladicí kapaliny u termosifonového chlazení je vytvořena v důsledku rozdílu hustoty ohřáté a ochlazené chladicí kapaliny. Ohřátá chladicí kapalina od stěn válců a hlavy válců proudí sběrným potrubím do horní komory chladiče. V chladiči dochází k ochlazení chladicí kapaliny, které je způsobené prouděním chladného vzduchu skrz chladič. Náporový proud vzduchu je podporován ventilátorem, který je poháněn od klikového hřídele. Ochlazená chladicí kapalina vlivem vyšší hustoty klesá do dolní části chladiče. Z dolní komory chladiče vytéká ochlazená chladicí kapalina, která je dále vedena potrubím ke stěně válců. [12]

Rozdíl teplot dosahující až 30°C na vstupu a výstupu z chladiče zabezpečuje intenzivní cirkulaci chladicí kapaliny. Důsledkem toho byly chladiče u osobních automobilů s tímto způsobem chlazení vysoké. Vzhledem k malému průtoku bylo

nutné, aby byly průtočné průřezy v bloku válců a hlavě válců dostatečně velké. Zvýšení průtočných průřezů vede ke zvyšování objemu chladicí kapaliny. To má za následek prodlužování doby ohřevu motoru na provozní teplotu. Výše popsané důvody vedly ve čtyřicátých letech minulého století k zavedení chlazení s nucenou cirkulací u většiny osobních automobilů. [12]



Obr. 6 Termosifonové chlazení [13]

4.2.3. Chlazení s nucenou cirkulací

Cirkulace chladicí kapaliny je u tohoto způsobu chlazení obstarána pomocí čerpadla chladicí kapaliny. Použití čerpadla chladicí kapaliny umožňuje zástavbu chladiče s menší výškou oproti termosifonovému chlazení. Také rozdíl teplot na vstupu a výstupu z chladiče je menší, pohybuje se v rozmezí 6°C až 12°C. Požadavky na velikost průtočných průřezů blokem válců a hlavou válců nevyžadují přídavné objemy. To vede ke snížení objemu chladicí kapaliny. [12]

Aplikací termostatu dochází k rozdělení chladicího okruhu na malý a velký chladicí okruh. Po startu motoru je termostat uzavřen a dochází k ohřevu chladicí kapaliny pouze v malém chladicím okruhu. Je tedy zahřívána chladicí kapalina v bloku a hlavě válců, což umožňuje rychlejší ohřátí motoru na provozní teplotu. Dosáhne-li teplota chladicí kapaliny určité hodnoty, dojde k otevření termostatu a chladicí kapalina proudí do chladiče. [10] [12]

Pro potlačení vzniku parních bublin se využívá zvýšení teploty varu chladicí kapaliny. Zvýšení teploty varu chladicí kapaliny je dosaženo díky zvýšení tlaku v chladicí soustavě, které se nazývá uzavřeným systémem chlazení. Zvýšením teploty varu také docílíme zvýšení chladicího výkonu, neboť teplotní rozdíl mezi chladicí kapalinou v chladiči a ochlazovaným vzduchem je větší. Uzavřeného systému chlazení dosáhneme tím, že chladicí soustava je vybavena přetlakovým ventilem. Jednou z možností je vybavit zátku chladiče jak přetlakovým, tak podtlakovým ventilem. Podtlakový ventil při chladnutí motoru zajišťuje, aby nedocházelo v chladicí soustavě ke vzniku podtlaku. V současné době se nejvíce používá umístění přetlakového a podtlakového ventilu do zátky vyrovnávací nádoby. [10] [12]

4.3. POROVNÁNÍ CHLAZENÍ VZDUCHEM A CHLAZENÍ KAPALINOU

Výhodou vzduchem chlazeného motoru je rychlejší ohřev na provozní teplotu. Motor s tímto chlazením je náchylný ke kolísání provozní teploty, která závisí na rychlosti jízdy, zatížení motoru a okolních podmínkách (teplota a tlak vzduchu). Snáze tedy dochází k přehřívání motoru, především při mezních podmínkách chlazení. Naopak u kapalinou chlazeného motoru je střední teplota horkých dílů motoru nižší. Tím dochází k lepšímu naplnění válce čerstvou směsí. Nižší střední teplota horných dílů také klade menší požadavky na použitý materiál. U kapalinou chlazeného motoru je výhodné použít ohřátou chladicí kapalinu k vytápění interiéru (kabiny vozu). [10] [12]

Velkým přínosem chlazení kapalinou je útlum vyzařovaného hluku při spalování. Toho je dosaženo díky izolačním schopnostem chladicího pláště, který obsahuje chladicí kapalinu. V důsledku proměnlivého tlaku ve válci vzduchem chlazeného motoru dochází k buzení jak stěn, tak především žeber do kmitavého pohybu. Na hluku se také podílí turbulence proudu vzduchu a zejména ventilátor. [10] [12]

Z energetického hlediska se u chlazení vzduchem využívá náporového vzduchu, který je podporován ventilátorem. Ventilátor je poháněn od klikového hřídele. U chlazení kapalinou se využívá náporového vzduchu k chlazení chladiče, v některých režimech podporovaný ventilátorem. Ventilátor je poháněn

elektromotorem. Odebraný výkon je v tomto případě menší. Cirkulace chladicí kapaliny je zajištěna čerpadlem, které je poháněné od klikového hřídele nebo elektromotorem. [10]

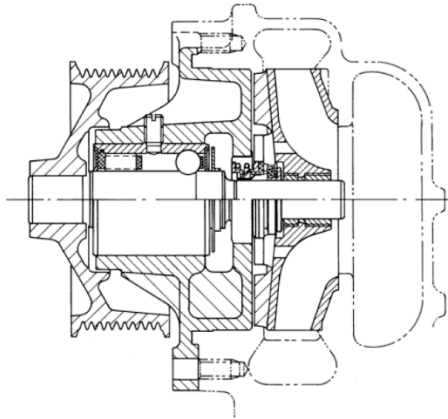
Obsluha a údržba vzduchem chlazeného motoru je méně náročná. U motoru s chlazením kapalinou může docházet díky netěsnostem soustavy k úniku chladicí kapaliny. Chladicí kapalina může způsobovat korozi dílů motoru. Vlivem nízkých teplot může dojít k zamrznutí chladicí kapaliny a tím k destrukci chladiče, bloku a hlavy válců. Porucha čerpadla chladicí kapaliny může vést k poškození motoru. V současné době jsou tyto nevýhody potlačeny použitím nemrznoucí chladicí kapaliny s přídavkem inhibitoru koroze. [10] [12]

4.4. KOMPONENTY

V následujícím textu jsou popsány funkce jednotlivých komponent chlazení motoru. Jde zejména o součásti, které se používají pro chlazení s nucenou cirkulací.

4.4.1. Čerpadlo

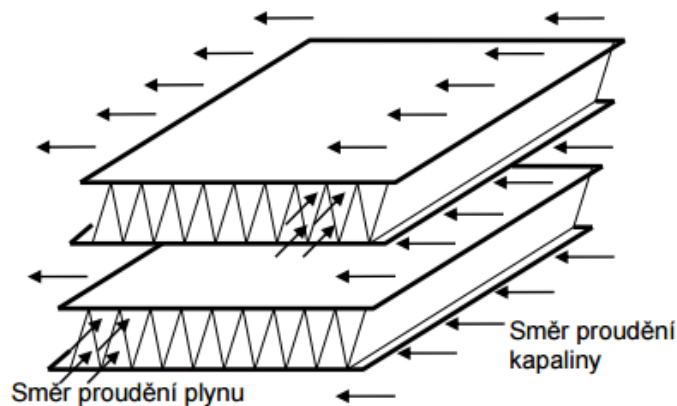
Čerpadlo chladicí kapaliny slouží k vytvoření nucené cirkulace chladicí kapaliny. Z hlediska pohonu dělíme čerpadla na mechanicky a elektricky poháněné. Mechanicky poháněné čerpadlo chladicí kapaliny je poháněné od řemenice klikového hřídele. Typická konstrukce mechanicky poháněného čerpadla chladicí kapaliny je znázorněna na Obr. 7. Na levém konci hřídele je nalisována řemenice čerpadla, na pravém konci hřídele je nalisováno oběžné kolo čerpadla. Hřídel je uložena v ložiskovém pouzdře, které je nalisováno ve skříni čerpadla. Skříň čerpadla je vyrobena z litiny nebo hliníkové slitiny. Oběžné kolo čerpadla se v současnosti vyrábí z plastu. Pro zamezení úniku chladicí kapaliny se používá axiální ucpávka. O pohon elektricky poháněného čerpadla chladicí kapaliny se stará elektromotor. Výhodou tohoto řešení je lepší možnost regulace otáček čerpadla v závislosti na zatížení motoru a okolních podmínkách. [12] [13]



Obr. 7 Mechanicky poháněné čerpadlo chladicí kapaliny [upraveno dle 12]

4.4.2. Chladič

Chladič se skládá z trubek, žebrování (lamel) a dvou komor. V současnosti se trubky a žebra nejčastěji vyrábí z hliníkové slitiny, komory se vyrábí z plastu. [12]
[13]

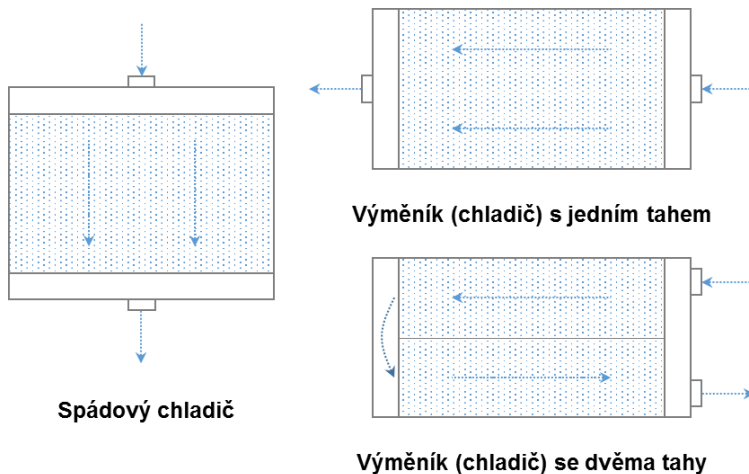


Obr. 8 Deskožebrový výměník s křížovým tokem [14]

Provedení chladičů je zobrazeno na Obr. 9. U spádového chladiče vstupuje chladicí kapalina nátrubkem v horní komoře, protéká směrem dolů a vystupuje nátrubkem ve spodní komoře. Tento typ chladiče se v současné době již nepoužívá, protože klade velké nároky na výšku chladiče. [12]

U výměníku (chladiče) s jedním tahem vstupuje chladicí kapalina do chladiče nátrubkem v pravé komoře, protéká horizontálně chladičem a vystupuje nátrubkem v levé komoře. Toto provedení má nižší účinnost chlazení, ale z hlediska tlakové ztráty je příznivější. Používá se také výměník (chladič) se dvěma tahy. U tohoto

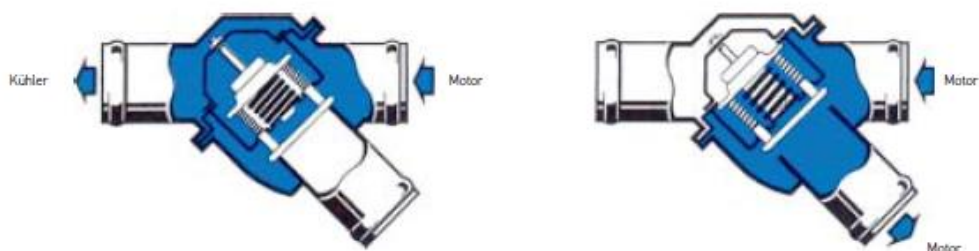
provedení vstupuje chladicí kapalina do chladiče nátrubkem v horní části pravé komory, protéká horizontálně horní částí chladiče směrem k pravé komoře a zpátky dolní částí chladiče, vystupuje nátrubkem v dolní části pravé komory. Toto řešení je z hlediska účinnosti chlazení výhodnější, ale za cenu zvýšené tlakové ztráty. [12] [15]



Obr. 9 Provedení chladičů

4.4.3. Termostat

Termostat je komponentou chladicí soustavy, která slouží k regulaci teploty chladicí kapaliny a tím i teploty motoru. Bývá umístěn na výstupu chladicí kapaliny z motoru a podle svého otevření přerozděluje průtok chladicí kapaliny do malého okruhu motoru nebo chladiče, viz Obr. 10. Zpravidla se jedná o mechanický termostat, který dle náplně akčního členu rozdělujeme na kapalinové a s tuhou náplní. Existují také elektronicky řízené termostaty. V současnosti se nejvíce užívá mechanický termostat s tuhou náplní, která je tvořena voskem. Konkrétně se jedná o ceresin a parafin, ve kterém jsou umístěné měděné částičky. [4] [12] [13]



Obr. 10 Termostat [13]

4.4.4. Vyrovnávací nádobka

Vyrovnávací nádobka (Obr. 11) slouží k vyrovnávání změny objemu chladicí kapaliny v závislosti na teplotě. Dále slouží jako rezervoár a k doplňování případných úniků chladicí kapaliny. Při ohřívání dochází ke zvětšení objemu chladicí kapaliny a tím ke zvýšení tlaku v nádobce. Z tohoto důvodu vyrovnávací nádobka obsahuje přetlakový ventil, který se otevře a přebytečný vzduch může uniknout. Naopak při chladnutí vzniká v nádobce podtlak, v tomto okamžiku se otevře podtlakový ventil a vpouští do nádobky vzduch. Některé obsahují také snímač hladiny chladicí kapaliny. [13]



Obr. 11 Vyrovnávací nádobka[13]

4.4.5. Ventilátor

V dnešní době jsou nejvíce používané ventilátory s variabilním pohonem, které jsou poháněné elektromotorem. Toto řešení umožňuje využívat ventilátor v závislosti na rychlosti jízdy vozidla a zatížení motoru. Regulace probíhá přes teplotní spínač, kdy se při dosažení určité teploty chladicí kapaliny zapíná elektromotor. Otáčky elektromotoru mohou být řízeny plynule nebo v několika stupních. [12] [15]

4.4.6. Hadice chlazení

Hadice chlazení slouží k propojení jednotlivých komponent chlazení v motorovém prostoru. Vyrábí se z pryže. Některé části hadic bývají navíc pokryty další vrstvou, která zvyšuje odolnost proti prodření.

5. ŠKODA RAPID

Pro optimalizaci chladicího okruhu byl vybrán vůz ŠKODA Rapid. Model Rapid byl představen odborné veřejnosti na Slovensku 9. července 2012. Světová premiéra modelu proběhla na pařížském autosalonu 2012. Stal se tak sedmou modelovou řadou vedle ŠKODA Citigo, ŠKODA Fabia, ŠKODA Roomster, ŠKODA Octavia, ŠKODA Yeti a ŠKODA Superb. Doplnuje modelovou paletu v prostoru mezi modely ŠKODA Fabia a ŠKODA Octavia. ŠKODA Rapid je vyráběn v hlavním závodě ŠKODA AUTO v Mladé Boleslavi. [16] [17] [18]



Obr. 12 ŠKODA Rapid[19]

ŠKODA Rapid je prvním modelem využívající nové prvky designového jazyka značky ŠKODA. Na zaoblené přední hraně kapoty, uprostřed je umístěno nové logo značky. Na matně černém pozadí je umístěn okřídlený šíp v chromovém provedení, obkroužený jemnou chromovou linií. Maska chladiče je tvořena z vertikálně umístěných lamel, která je olemována chromovým rámečkem. Přední a mlhové světlomety modelu ŠKODA Rapid připomínají tvar čtyřlístku. Zadní skupinové svítlny jsou provedeny typicky pro mladoboleslavské vozy ve tvaru písmene C. [16] [17]

5.1. MOTOR 1,2 TSI

Motor 1,2 TSI EA111 byl vyvinut v koncernu VW. Jde o řadový čtyřválec, který je přeplňovaný turbodmychadlem s přímým vstřikováním paliva. Motor je uložený v motorovém prostoru napříč. V rozmezí otáček od 1500 – 3000 min⁻¹ je dosaženo maximálního točivého momentu. Maximálního výkonu 63 kW je dosaženo při otáčkách 4800 min⁻¹. Motor je vybaven třicestným katalyzátorem. Motor splňuje exhalační normu EU5, hodnoty emisí CO₂ jsou 119 g·km⁻¹. [20] [21]

Blok válců a hlava válců je vyrobena technologií tlakového odlévání ze slitiny hliníku. Do bloku válců jsou zalaty čtyři vložky válců, které jsou vyrobeny z šedé litiny. Motor používá dvouventilovou techniku, pohon vačkového hřídele je obstarán pomocí ozubeného řetězu, který je poháněn řetězovým kolem od klikového hřídele. Na každý válec tak připadá jeden sací a jeden výfukový ventil. [20] [21]

Motor	1,2 TSI/63 kW	
Počet válců/zdvihový objem	4/1197	[-/cm ³]
Maximální výkon/otáčky	63/4800	[kW/min ⁻¹]
Maximální točivý moment/otáčky	160/1500–3500	[N·m/min ⁻¹]
Exhalační norma	EU5	[-]
Provozní vlastnosti		
Maximální rychlost	183	[km·hod ⁻¹]
Zrychlení 0–100 km/h	11,8	[s]
Spotřeba		
- město	6,5	[l·100km ⁻¹]
- mimo město	4,4	[l·100km ⁻¹]
- kombinovaná	5,1	[l·100km ⁻¹]
Emise CO ₂	119	[g·km ⁻¹]
Vnější průměr zatáčení –	10,9	[m]

Tab. 3 Technické údaje [20]

5.2. CHLADICÍ SOUSTAVA

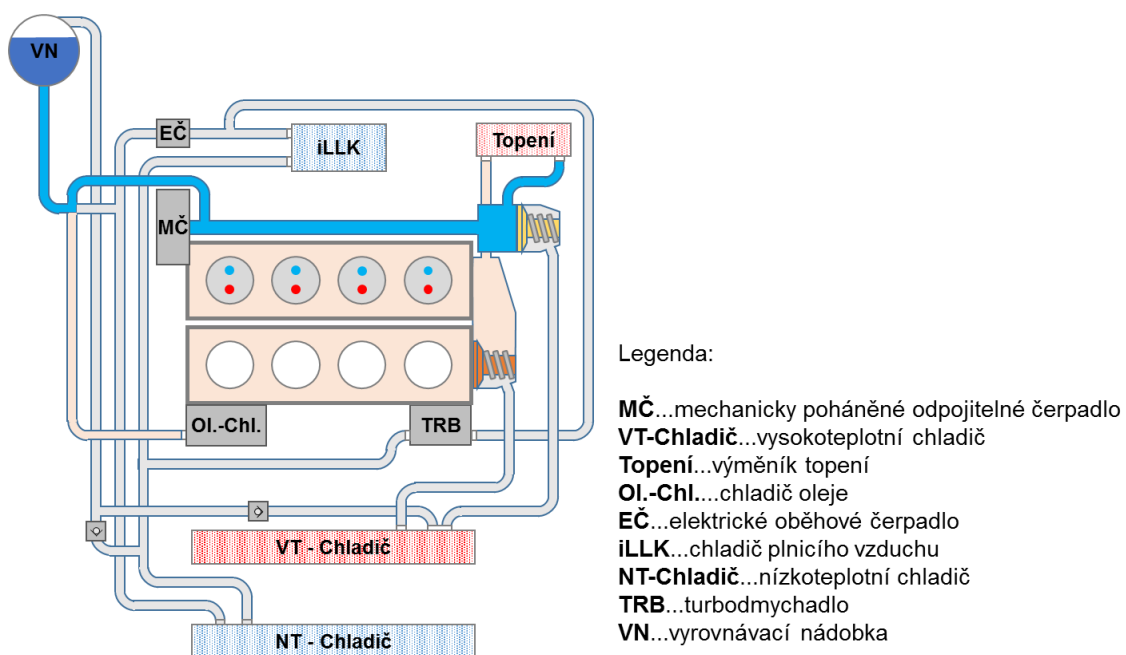
Chladicí soustava motoru EA111 1,2 TSI se skládá ze dvou chladicích okruhů. Prvním z nich je okruh vysokoteplotní, který se skládá z výměníku topení, vysokoteplotního chladiče a chladiče oleje. Ve vysokoteplotním okruhu je chladicí kapalina vedena odděleně v hlavě válců a bloku válců. Toto rozdělení umožňuje rozdílnou teplotní regulaci v obou částech, která je provedena pomocí skříňě termostatu se dvěma termostaty. Termostat hlavy válců se začíná otevírat v okamžiku, kdy dosáhne teplota chladicí kapaliny 80°C. Největšího průřezu otevření je dosaženo při teplotě 95°C. Termostat bloku válců se naproti tomu začíná otevírat až při teplotě 87°C. Zde je dosaženo největšího průřezu otevření při 102°C. Zavřený termostat bloku válců při zahřívání motoru zajišťuje, že bude znemožněn průtok chladicí kapaliny blokem válců. Z tohoto důvodu se může blok válců rychleji zahřát a tření pístové skupiny může být významně redukováno, zatímco hlava válců je intenzivně chlazena ve prospěch lepšího plnění válce a lepší odolnosti proti klepání. Pohon chladicí kapaliny ve vysokoteplotním okruhu obstarává mechanické odpojitelé čerpadlo chladicí kapaliny, které je poháněno klínovým řemenem od klikového hřídele. Funkce tohoto čerpadla bude vysvětlena později. [21]

Druhým okruhem je okruh nízkoteplotní, který obsahuje chladič plnicího vzduchu integrovaný do sacího traktu, nízkoteplotní chladič a chlazení turbodmychadla. Pohon chladicí kapaliny v nízkoteplotním okruhu zajišťuje elektrické oběhové čerpadlo chladicí kapaliny. [21]

5.2.1. Popis činnosti chladicí soustavy

Vysokoteplotní okruh - Studený motor

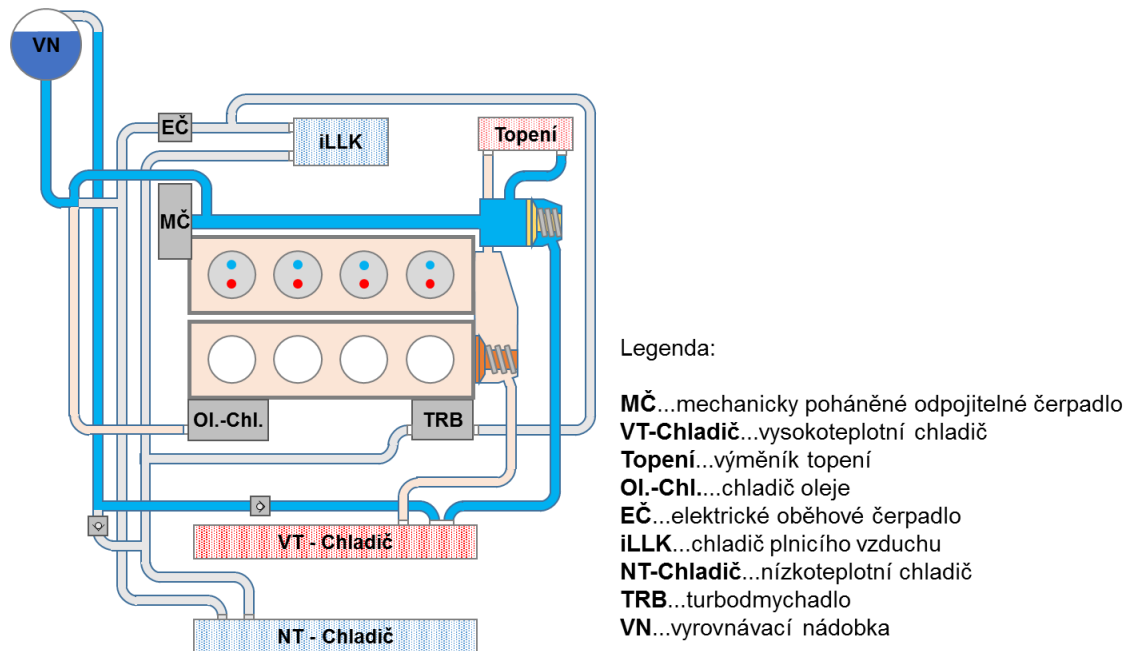
Po spuštění studeného motoru je mechanické vodní čerpadlo odpojeno, tím je zastaven tok chladicí kapaliny. Oba termostaty jsou uzavřeny. Jestliže není požadováno odmížení nebo odmražení čelního skla, zahřeje se motor velmi rychle. Po zapojení čerpadla protéká chladicí kapalina skrz hlavu válců do výměníku topení a zpátky k mechanickému čerpadlu, viz Obr. 13. Současně s tím proudí chladicí kapalina paralelně chladičem oleje (motorového). [21]



Obr. 13 Vysokoteplotní okruh - Studený motor

Vysokoteplotní okruh - Motor je zahřátý, jeden termostat otevřen

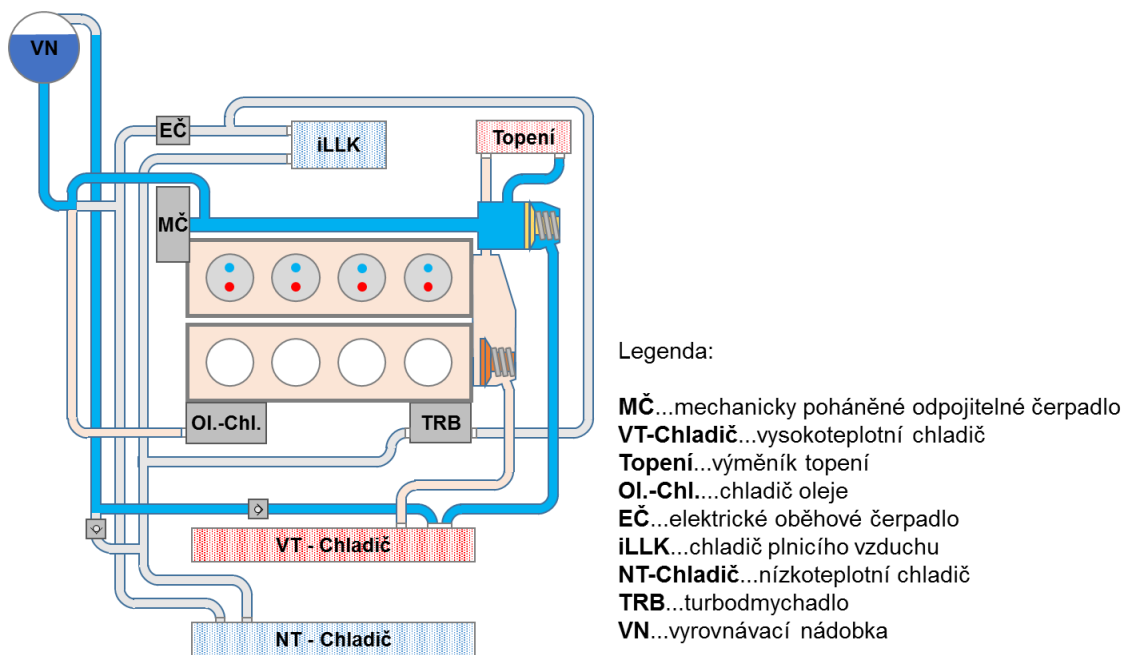
Dosáhne-li chladicí kapalina teploty 80°C, začíná se otevírat termostat hlavy válců. Chladicí kapalina bude nyní protékat i vysokoteplotním chladičem. Chladicí kapalina proudí hlavou válců, výměníkem topení a vysokoteplotním chladičem, viz Obr. 14. Paralelně je chladicí kapalinou obslužen také chladič oleje (motorového). [21]



Obr. 14 Vysokoteplotní okruh - Motor je zahřátý, jeden termostat otevřen

Vysokoteplotní okruh -Motor je zahřátý, oba termostaty otevřeny

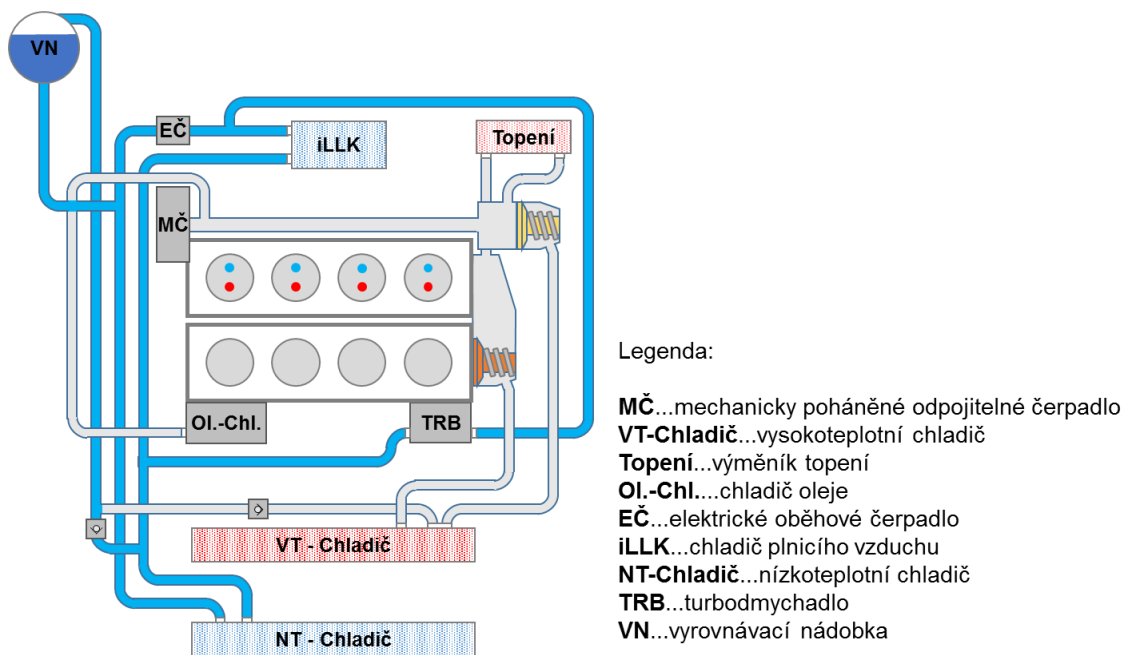
Při teplotě chladicí kapaliny 87°C se začíná otevírat termostat bloku válců. Chladicí kapalina bude nyní protékat i blokem válců. Chladicí kapalina proudí hlavou válců, blokem válců, výměníkem topení a vysokoteplotním chladičem, viz Obr. 15. Paralelně proudí chladicí tekutina chladičem oleje (motorového). [21]



Obr. 15 Vysokoteplotní okruh -Motor je zahřátý, jeden termostat otevřen

Nízkoteplotní okruh

Nízkoteplotní okruh (Obr. 16) pracuje nezávisle na vysokoteplotním okruhu. Úkolem tohoto okruhu je ochlazování vzduchu proudícího do motoru a chlazení turbodmychadla. Chladicí kapalina je poháněna elektrickým oběhovým čerpadlem, které zásobuje nízkoteplotní okruh konstantním množstvím chladicí kapaliny. [21]



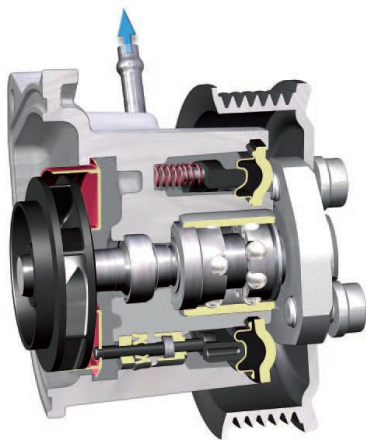
Obr. 16 Nízkoteplotní okruh

5.2.2. Popis jednotlivých komponent chladicí soustavy

Mechanické odpojitelné čerpadlo chladicí kapaliny

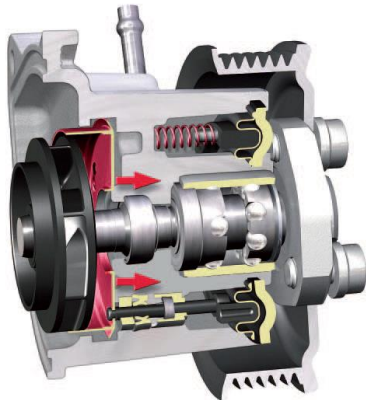
Mechanické odpojitelné čerpadlo v principu pracuje jako tradiční mechanicky poháněné čerpadlo chladicí kapaliny, tzn. se stálým mechanickým pohonem s daným převodem. Řemenice čerpadla chladicí kapaliny je poháněna řemenem od řemenice klikového hřídele. Čerpadlo chladicí kapaliny je upevněno k bloku válců. Je jedním z prvků, kterým lze regulovat tok chladicí kapaliny. [21]

K zastavení průtoku chladicí kapaliny do motoru dochází v okamžiku, kdy je přes oběžné kolo čerpadla přesunuta válcová clonka (Obr. 17). Řídící jednotka motoru ovládá elektromagnetický ventil, který otevírá přívod k sacímu potrubí. V důsledku působení podtlaku ze sacího potrubí na membránu uvnitř čerpadla, dojde pomocí válcové clonky k přesunutí oběžného kola čerpadla. Poněvadž je zastaven průtok chladicí kapaliny do motoru, dosáhne motor rychleji provozní teploty, což příznivě ovlivňuje spotřebu a tím i produkci emisí CO₂. [21]



Obr. 17 Čerpadlo chladicí kapaliny – průtok do motoru je zastaven [21]

Je-li řídicí jednotkou motoru uzavřen elektromagnetický ventil, pak na membránu nepůsobí podtlak. Síla pružiny působící na membránu způsobí odtažení clony do počáteční polohy, viz Obr. 18. Nyní je chladicí kapalina dopravována do motoru a dochází k mísení zahřáté chladicí kapaliny z motoru s chladnou chladicí tekutinou. [21]



Obr. 18 Čerpadlo chladicí kapaliny – průtok do motoru je umožněn [21]

Skříň termostatu

Skříň termostatu (Obr. 19) je dalším prvkem chladicí soustavy, který umožňuje regulaci toku chladicí kapaliny. V tomto díle jsou obsaženy dva termostaty. První z nich „termostat hlavy válců“ slouží k řízení toku chladicí kapaliny z vysokoteplotního chladiče. Termostat hlavy válců se začíná otevírat při teplotě 80°C. Druhým je „termostat bloku válců“ při jehož otevření může chladicí kapalina téci z bloku válců. Termostat bloku válců se začíná otevírat při teplotě 87°C. Skříň termostatu je upevněna na hlavě válců. [21]



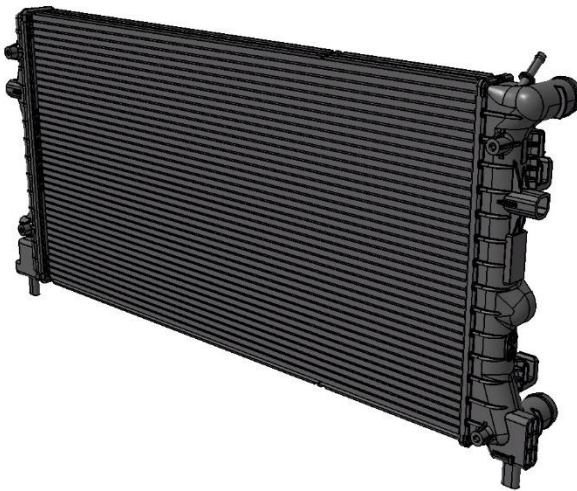
Obr. 19 Skříň termostatu

Výměník topení

Výměník topení je součástí jak vysokoteplotního chladícího okruhu, tak i topné soustavy. Odpadní teplo vzniklé spalováním paliva v motoru je vedeno chladicí kapalinou do výměníku topení. Vzduch proudící přes výměník je ohříván a slouží k vytápění interiéru (kabiny vozu). Jde o výměník voda-vzduch. [21]

Vysokoteplotní chladič

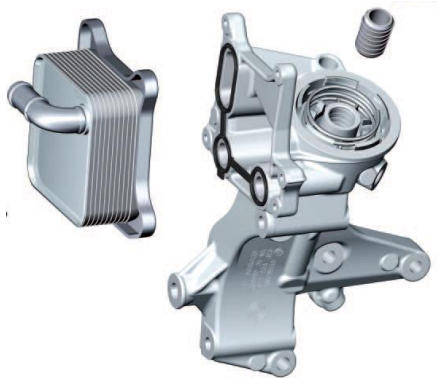
Vysokoteplotní chladič (Obr. 20) se skládá z trubek, žebrování (lamel) a dvou komor. Trubky a žebra jsou vyrobeny z hliníkové slitiny, komory jsou vyrobeny z plastu. Chladicí kapalina vstupuje do chladiče nátrubkem v horní části levé komory (z pohledu řidiče), protéká horizontálně horní částí chladiče směrem k pravé komoře a zpátky dolní částí chladiče, vystupuje nátrubkem v dolní části levé komory. Jedná se tedy o výměník (chladič) se dvěma tahy. Toto provedení je z hlediska účinnosti chlazení výhodnější, ale za cenu zvýšené tlakové ztráty. [21]



Obr. 20 Vysokoteplotní chladič

Chladič oleje

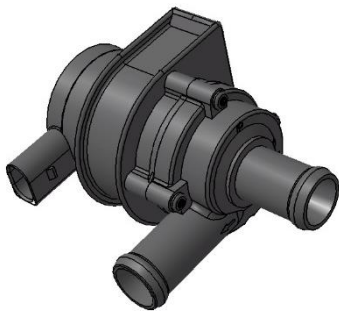
Chladič oleje je upevněn na držáku alternátoru, viz Obr. 21. Do chladiče je chladicí kapalina přiváděna z hlavy válců kanálem v držáku alternátoru. Z chladiče je chladicí kapalina odváděna hadicí. Jedná se to výměník voda-olej. [21]



Obr. 21 Chladič oleje

Elektrické oběhové čerpadlo

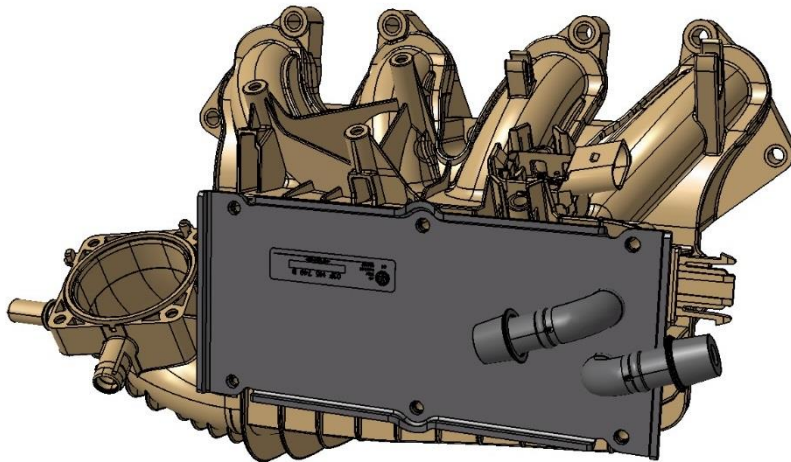
Elektrické oběhové čerpadlo (Obr. 22) pohání chladicí kapalinu v nízkoteplotním okruhu k chladiči plicího vzduchu, nízkoteplotnímu chladiči a turbodmychadlu. Čerpadlo dodává do nízkoteplotního okruhu konstantní množství chladicí kapaliny.



Obr. 22 Elektrické oběhové čerpadlo

Chladič plicího vzduchu

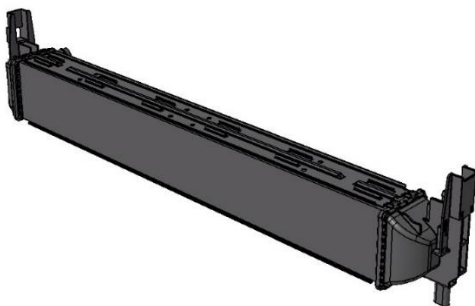
Chladič plicího vzduchu je integrován v sacím potrubí (Obr. 23). Slouží k ochlazování plicího vzduchu, který je v důsledku stlačování turbodmychadlem ohříván. Chladicí kapalina je do chladiče plicího vzduchu přiváděna pomocí elektrického oběžného čerpadla. Jde o výměník voda-vzduch. [21]



Obr. 23 Chladič plicího vzduchu

Nízkoteplotní chladič

Nízkoteplotní chladič (Obr. 24) se skládá z trubek, žebrování (lamel) a dvou komor. Trubky a žebra jsou vyrobeny z hliníkové slitiny, komory jsou vyrobeny z plastu. Chladicí kapalina vstupuje do chladiče nátrubkem v levé komoře (z pohledu řidiče), protéká horizontálně chladičem a vystupuje nátrubkem v pravé komoře. Jedná se tedy o výměník (chladič) s jedním tahem. Toto provedení má nižší účinnost chlazení, ale z hlediska tlakové ztráty je příznivější. [21]



Obr. 24 Nízkoteplotní chladič

Vyrovnávací nádobka

Vyrovnávací nádobka (Obr. 25) je umístěna v pravé části motorového prostoru, je vyrobena z průhledného plastu. Vyrovnávací nádobka obsahuje snímač hladiny chladicí kapaliny. Snímač obsahuje dvě elektrody. V případě, že jsou elektrody ponořeny v chladicí kapalině, protéká jimi elektrický proud. V okamžiku, kdy hladina chladicí kapaliny poklesne pod jednu z elektrod, přeruší se proud. Nedostatek chladicí kapaliny je signalizován rozsvícením kontrolky na přístrojové desce. Vyrovnávací nádobka slouží jako rezervoár chladicí kapaliny, je možné doplňování chladicí kapaliny uzávěrem. Uzávěr vyrovnávací nádobky je šroubovací a je vyrobený z plastu. V uzávěru je integrován přetlakový a podtlakový ventil. Přetlakový ventil otevírá v rozmezí 0,14 - 0,16 MPa. Podtlakový ventil slouží k zavzdušnění vyrovnávací nádobky při chladnutí kapaliny, otevírá v rozmezí podtlaku 0,002 – 0,01 MPa. [21]



Obr. 25 Vyrovnávací nádobka

6. VÝPOČETNÍ MODEL

Simulace probíhaly v programu GT-SUITE. Software je vyvíjen a licencován americkou společností Gamma Technologies Inc. GT-SUITE je sada CAE software, který slouží k návrhu a vývoji motorů, pohonného ústrojí a ostatních částí vozidel. GT-SUITE obsahuje sadu komponent pro simulaci různých systémů a částí motoru, potažmo celého vozu.

GT-POWER je komponentou programu GT-SUITE. Používá se pro 1-D simulace dynamiky plynů v potrubních systémech a simulaci motoru. Lze aplikovat na všechny druhy a velikosti motorů. GT-POWER slouží pro analýzu výkonnosti motoru, plnicí účinnosti motoru, spotřeby paliva, emisí, režimu spalování, přeplňování, atd. Je možné provádět simulace jak v ustáleném stavu, tak simulace přechodových jevů. Umožňuje také akustickou analýzu sacího a výfukového systému.

Další z komponent programu je GT-COOL pro simulace chladicích soustav motoru a tepelných výměníků. Modelování hadic probíhá pomocí 1-D přístupu, ostatní části motoru (např. vodní čerpadlo, tepelné výměníky) jsou modelovány 0-D přístupem.

GT-SUITE se skládá z preprocesoru, procesoru a postprocesoru. Preprocesorem se rozumí vlastní vytvoření modelu, do kterého se vkládají naměřená data a charakteristiky. Preprocesor se nazývá GT-ISE. Tvorba modelu probíhá v uživatelsky příjemném rozhraní. Uživatel si vybírá jednotlivé komponenty, kterým určí dané parametry (např. průměr, délka atd.). Vybrané komponenty mezi sebou dále spojuje. Vlastní výpočet modelu se nazývá procesor. Postprocesor slouží k zobrazení výsledků simulace pomocí komponenty GT-POST. Výsledky simulací je možné vyjádřit jak číselně, tak také graficky.

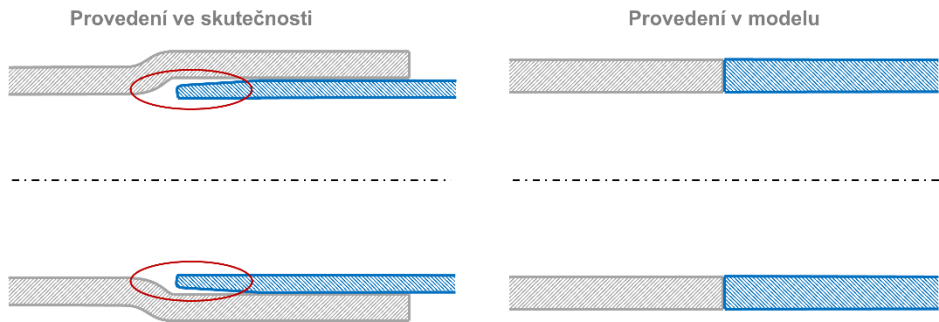
6.1. TVORBA MODELU

Na základě známých měření hydraulických vlastností chladicí soustavy na skutečném motoru byl vytvořen model chladicí soustavy v programu GT-COOL. Při měření hydraulických vlastností byla použita jako chladicí médium voda. Měření bylo prováděno při okolní teplotě 20°C. Kinematická viskozita vody je při této teplotě podobná kinematické viskozitě směsi chladicí kapaliny (voda + glykol) při teplotě 100°C. Reynoldsova čísla v modelu proto odpovídají údajům z měření. Tento model nezahrnuje tepelnou roztažnost dílů a přestup tepla mezi jednotlivými komponenty. Teplota v celém systému je konstantní. Tyto předpoklady odpovídají měření.

Prvním krokem bylo vytvoření vlastní geometrie chladicí soustavy. Tento model byl sestaven pomocí jednotlivých komponent. Komponenty představují jednotlivé části chladicí soustavy, jako jsou např. výměníky, termostaty, hadice.

6.1.1. Modelování hadic chlazení

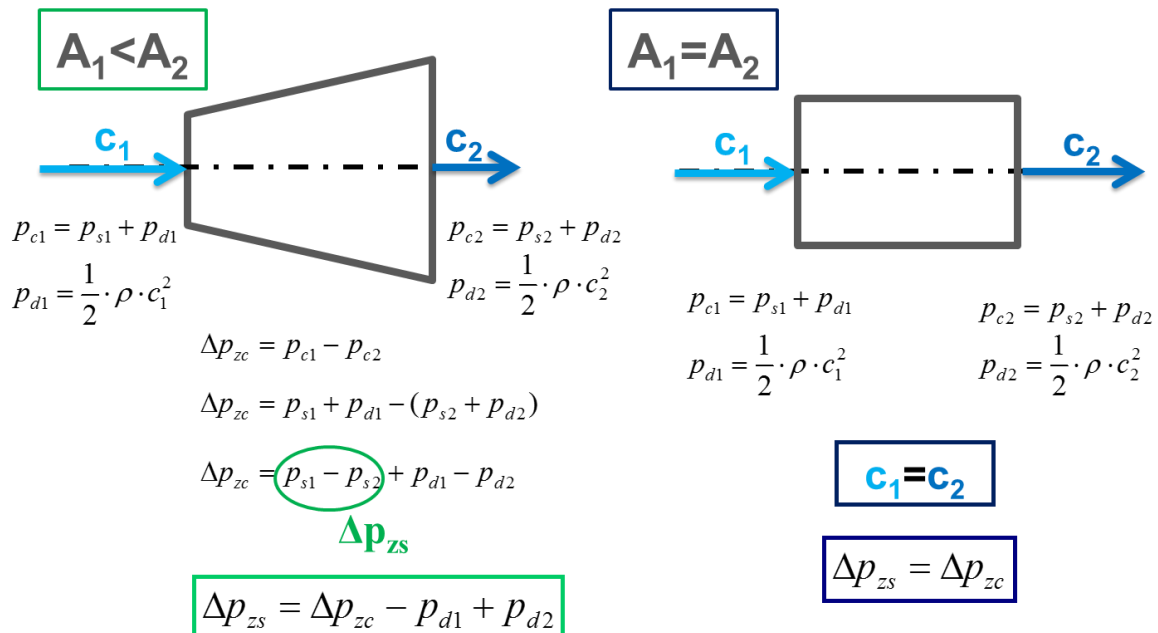
Pro hadice chlazení je doplněn průměr na vstupu a výstupu [mm], délka [mm], diskretizační délka [mm] materiál a protékající kapalina. Diskretizační délka slouží k rozdělení hadice na jednotlivé objemy. V těch jsou řešeny zákony zachování. Velikost diskretizační délky ovlivňuje volbu časového intervalu výpočtu. Díky vhodně zvolené diskretizační délce jsou v hadici zachyceny pulzace a tím nedochází k nadměrnému nárůstu náročnosti výpočtu. Při tvorbě hadic chlazení byla geometrie hadice rozdělena na jednotlivé, menší úseky, které na sebe byly napojovány. Hadice chlazení v modelu odpovídají hadicím na skutečném motoru (včetně radiusů). Tvarově složité přechody mezi jednotlivými komponenty byly v modelu zjednodušeny, viz Obr. 26.



Obr. 26 Přechody mezi komponenty

6.1.2. Modelování tepelných výměníků

Tepelné výměníky (vysokoteplotní chladič, chladič oleje atd.) nebyly modelovány kompletně, ale byly nahrazeny tlakovými ztrátami, které byly modelovány polynomem druhého stupně pro objemový tok procházejícího počátkem soustavy souřadnic. U chladiče oleje byl rozdílný průřez na vstupu a výstupu. Celkový tlak na vstupu se skládá z tlaku statického a dynamického. Byly známy hodnoty celkového tlaku, ale pro použití v programu GT-COOL bylo nutné odstranit vliv dynamického tlaku. Z tohoto důvodu bylo nutné provést přepočítání, viz Obr. 27. V případě vysokoteplotního chladiče a výměníku topení byla celková tlaková ztráta rovna tlakové ztrátě statické.



Obr. 27 Odstranění vlivu dynamického tlaku

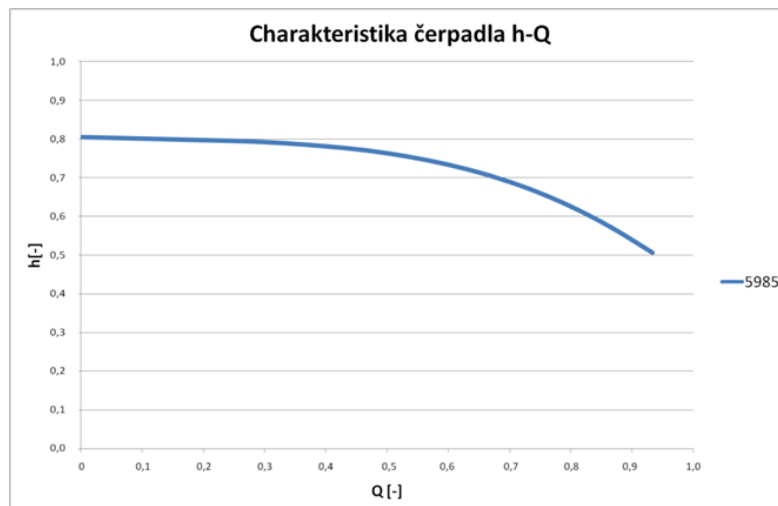
Z naměřených hodnot Δp [Pa] – Q [$l \cdot \text{min}^{-1}$] byl proveden přepočít na jednotky používané v programu GT-COOL Δp [bar] – Q [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$]. V Tab. 4 je znázorněna chyba po přepočtu polynomem druhého stupně.

n=5000 min ⁻¹	Δp [bar] - Q [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$]	n=7000 min ⁻¹	Δp [bar] - Q [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$]
	chyba [%]		chyba [%]
vysokoteplotní chladič	1,41	vysokoteplotní chladič	0,27
chladič oleje	2,85	chladič oleje	0,49
topení	1,04	topení	0,19

Tab. 4 Chyba po přepočtu polynomem druhého stupně

6.1.3. Čerpadlo chladicí kapaliny

Charakteristika čerpadla byla experimentálně zjištěná pro jedny konstantní otáčky h [m] – Q [$l \cdot \text{min}^{-1}$] viz Obr. 28.



Obr. 28 Experimentálně naměřená charakteristika čerpadla pro jedny otáčky

Pro aplikaci do programu GT-COOL je tato jedna charakteristika nedostatečná. Cílem bylo tedy přepočtení charakteristiky čerpadla pro více otáčkových stavů za použití vztahů, které byly odvozeny na základě fyzikální podobnosti hydraulických strojů. Bylo použito několika zjednodušujících předpokladů. Zde uvedené přepočtové vztahy předpokládají, že zůstává stejný průměr oběžného kola. Dále je předpoklad, že se celková účinnost čerpadla

nemění. Z poměru průtoků a poměru měrných energií získáváme vztahy pro přepočet čerpadla, viz Obr. 29.

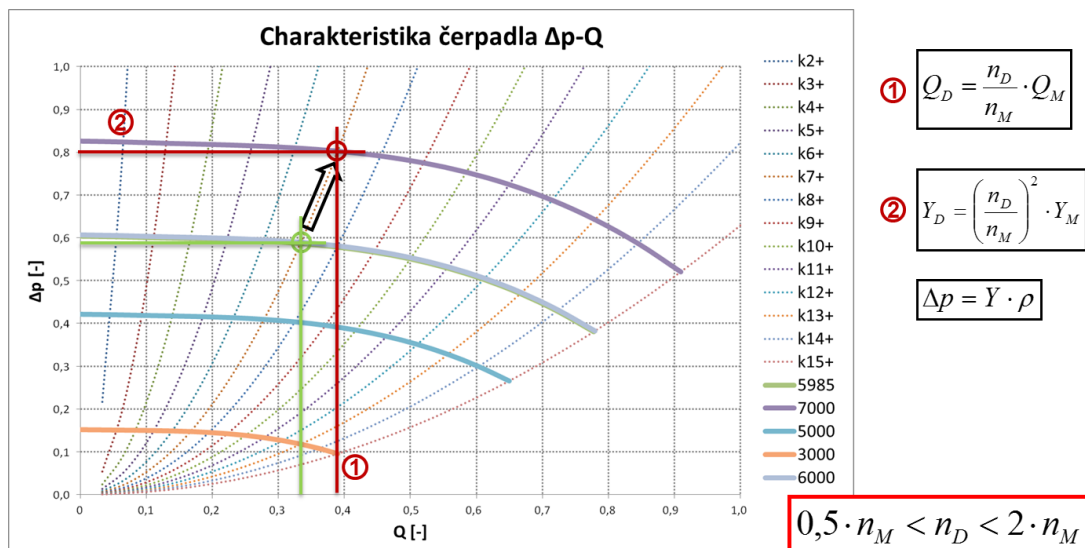
➤ Poměr průtoků $\frac{Q_D}{Q_M} = \frac{n_D}{n_M} \Rightarrow \boxed{Q_D = \frac{n_D}{n_M} \cdot Q_M}$

➤ Poměr měrných energií $\frac{Y_D}{Y_M} = \left(\frac{n_D}{n_M}\right)^2 \Rightarrow \boxed{Y_D = \left(\frac{n_D}{n_M}\right)^2 \cdot Y_M}$

$Y = \frac{\Delta p}{\rho} + \frac{\Delta c^2}{2} + g \cdot \Delta h \Rightarrow \boxed{\Delta p = Y \cdot \rho}$

Obr. 29 Přepočtové vztahy [22]

Zeleně označený bod na Obr. 30 je jeden z mnoha, který byl experimentálně zjištěn při otáčkách n . Pro zvolené otáčky pomocí prvního a druhého vztahu dostáváme nový, přepočítaný bod. Ten musí ležet na afinní (podobnostní) parabole, která je dána vztahem na Obr. 30. Pro úplnost je nutné zmínit, že přepočet parametrů při změně otáček poskytuje uspokojivé výsledky jen při rozumně zvolených hodnotách otáček n . Praktické použití vztahů je proto omezeno přibližně na rozmezí otáček od 0,5-násobku z naměřených otáček do 2-násobku naměřených otáček.



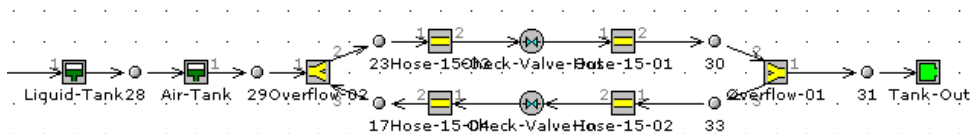
➤ Rovnice afinní (podobnostní) paraboly

$$Y_D = \frac{Y_M}{Q_M^2} \cdot Q_D^2 = k \cdot Q_D^2$$

Obr. 30 Charakteristika čerpadla

6.1.4. Modelování vyrovnávací nádoby

Vyrovnávací nádoba (Obr. 31) byla modelována jako rezervoár, kde může být obsažena jak chladicí kapalina, tak i vzduch. Součástí modelu vyrovnávací nádoby je i přetlakový a podtlakový ventil. Ventily umožňují kompenzovat změnu tlaku v chladicí soustavě vlivem zvýšení nebo snížení teploty.



Obr. 31 Model vyrovnávací nádoby

6.1.5. Modelování oběhového čerpadla

Oběhové vodní čerpadlo v nízkoteplotním okruhu je vytvořeno za pomoci dvou okrajových podmínek, které odpovídají naměřeným hodnotám. První komponenta na tlačné straně čerpadla zajišťuje stanovení průtočného množství do nízkoteplotního okruhu. Pomocí druhé komponenty, která se nachází na sací straně čerpadla, dochází k nastavení tlakové podmínky.

6.2. NASTAVENÍ SIMULACE

K nastavení simulace byla použita implicitní metoda. Implicitní metoda se používá pro systémy, které mají hodnotu Machova čísla menší než 0,3 a výpočet nemusí zohledňovat dynamiku tlakových pulzací v systému. Konvergence výpočtu byla nastavena pro dvě komponenty. První podmínka na sací straně čerpadla pro hmotnostní tok a druhá podmínka pro hmotnostní tok vysokoteplotním chladičem. Kritériem pro tyto podmínky bylo, že rozdíl průtoků mezi jednotlivými cykly musí být menší než 0,2% po dobu pěti cyklů. Po splnění této podmínky je simulace ukončena.

6.3. LADĚNÍ

Hydraulický model chladicí soustavy je geometricky podobný⁵ chladicí soustavě skutečného motoru a obsahuje jednotlivé charakteristiky jednotlivých komponent. Geometrie hadic je stejná jako na skutečném motoru, tím je možné predikovat změny v chladicím okruhu na geometrii hadic.

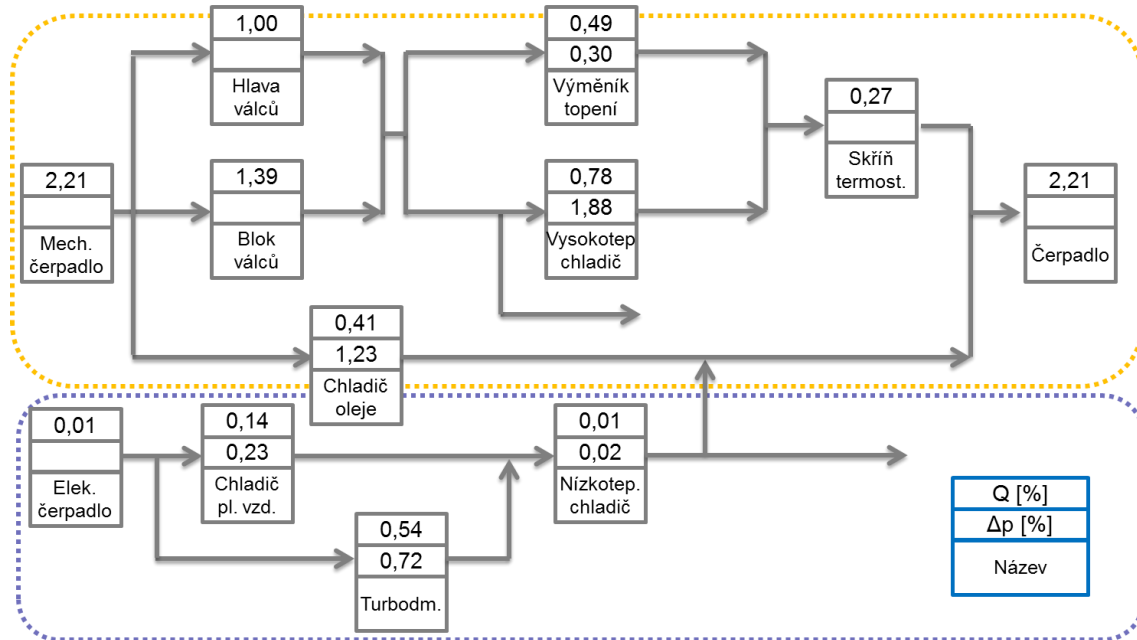
Vlastní ladění hydraulického modelu chladicí soustavy bylo provedeno na základě experimentálního měření skutečného motoru, kdy byly známy hodnoty průtoku čerpadlem chladicí kapaliny, olejovým chladičem, výměníkem topení a vysokoteplotním chladičem. Součástí měření bylo měření statického tlaku před a za jednotlivými komponenty. Hodnoty statického tlaku sloužily pro nastavení hydraulického modelu chladicí soustavy.

Protože nebyly z měření známy tlakové ztráty bloku a hlavy motoru, ale pouze průtoky těmito částmi, byly přidány do hydraulického modelu dvě clonky. Jedna pro blok motoru a druhá pro hlavu motoru. S vhodně zvolenými průměry těchto clonek, bylo docíleno požadovaného průtoků těmito částmi dle výsledků z experimentálního měření. Další dvě clonky byly přidány u skříně termostatu, kde dochází k přerozdělení průtoku do chladiče a výměníku topení. Toto opatření bylo provedeno proto, že průtoky termostatem nebyly změřeny. Pátá clonka byla začleněna před chladič oleje z důvodu ovlivnění průtoků jednotlivými komponenty. Změnou průměrů jednotlivých clonek bylo docíleno toho, aby průtoky jednotlivých komponent modelu odpovídaly naměřeným hodnotám na skutečném motoru.

Na Obr. 32 je uvedeno porovnání naměřených hodnot s hodnotami v programu GT COOL. Schéma představuje chladicí soustavu řešeného motoru. Chladicí kapalina protéká jednotlivými komponenty směrem zleva doprava. V první řádce je uvedena procentuální chyba na průtoku danou částí (Q [%]). Ve druhém řádce je vyznačena procentuální chyba tlakové ztráty (Δp [%]). Název komponenty

⁵ „Geometrická podobnost definuje poměr homologických délek díla a modelu, tedy modul délek dle vztahu $\lambda = l_D/l_M$.“ [22] V tomto případě je $\lambda = 1$.

je uveden ve třetím řádku. Oranžově je označen vysokoteplotní okruh, modře okruh nízkoteplotní. Z porovnání je zřejmé, že hydraulický model chladicího okruhu odpovídá naměřeným hodnotám na skutečném motoru.



Obr. 32 Odchytky nalaďeného hydraulického modelu chladicí soustavy

Procentuální odchytky objemového toku a tlakových ztrát všech komponent nepřesahují hodnotu 3%. Proto můžeme konstatovat, že nalaďení hydraulického modelu chladicího okruhu odpovídá naměřeným hodnotám z experimentu. V průběhu ladění hydraulického modelu chladicí kapaliny byly sledovány hodnoty v nízkoteplotním okruhu. Změny ve vysokoteplotním okruhu nemají vliv na nízkoteplotní okruh. Z tohoto důvodu nebudou dále sledovány.

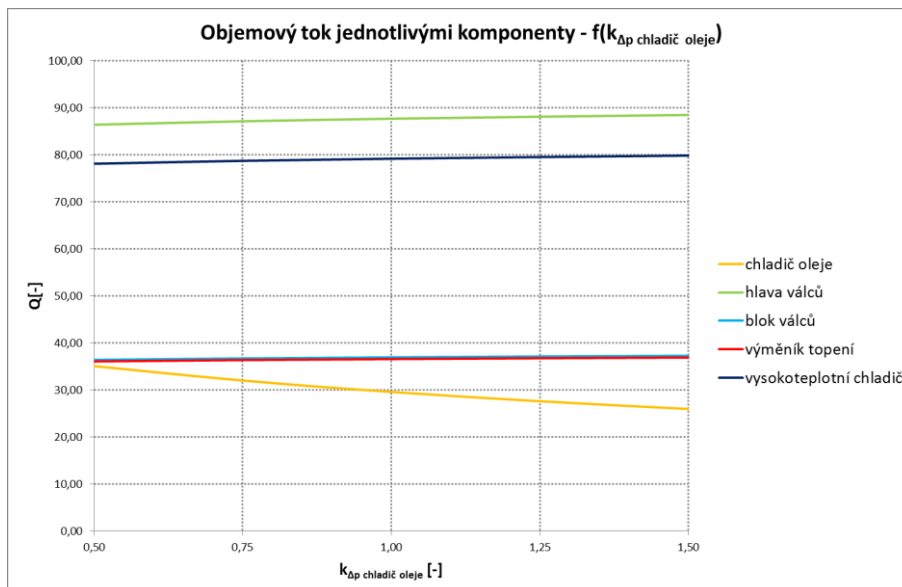
6.4. CITLIVOSTNÍ ANALÝZA

Hydraulický model chladicí soustavy nyní odpovídá hodnotám z měření na skutečném motoru. Můžeme tedy přistoupit k citlivostní analýze, jejímž cílem bylo zhodnotit vliv hydraulických ztrát jednotlivých komponent chladicí soustavy na příkon čerpadla. Snahou bylo snížit odebíraný příkon čerpadla, což by v důsledku mělo vést ke snížení spotřeby paliva a tím k nižší produkci emisí CO_2 .

6.4.1. Vliv tlakové ztráty chladiče oleje

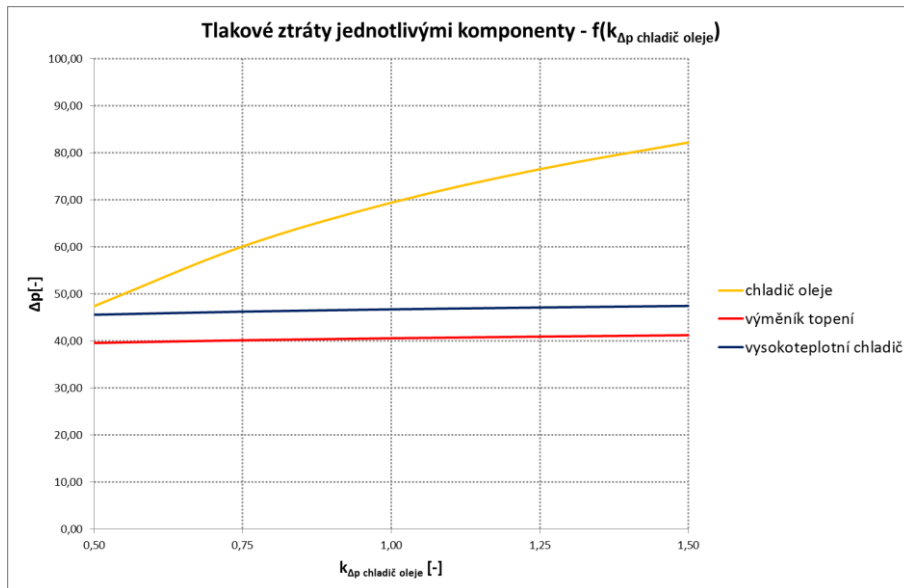
V této části citlivostní analýzy byly měněny tlakové ztráty chladiče oleje. Tlakové ztráty byly měněny pomocí koeficientu tlakových ztrát chladiče oleje. Cílem je zjistit jaký vliv má změna hodnoty tlakové ztráty chladiče na objemový průtok jednotlivými komponenty. A dále na tlakové ztráty a příkon čerpadla.

Na Obr. 33 je znázorněn vliv změny koeficientu tlakových ztrát chladiče oleje na objemový tok jednotlivými komponenty. Z grafu vyplývá, až na výjimku chladiče oleje, že s rostoucím koeficientem tlakových ztrát chladiče oleje objemový tok mírně vzrůstá. Naopak s rostoucím ztrátovým koeficientem má objemový tok chladičem oleje klesající tendenci. Odchyly na celkovém průtoku čerpadlem chladicí kapaliny jsou do 3%, jedná se o změny v řádu jednotek litrů za minutu.



Obr. 33 Objemový tok jednotlivými komponenty – f(k_{Dp} chladič oleje)

Na Obr. 34 je znázorněn vliv změny koeficientu tlakové ztráty chladiče oleje na tlakovou ztrátu jednotlivými komponenty. Z grafu je zřejmé, že s rostoucím ztrátovým koeficientem chladiče oleje stoupají hodnoty tlakových ztrát. Nejstrmější nárůst je patrný u chladiče oleje, což je dáno změnou ztrátového koeficientu.



Obr. 34 Tlakové ztráty jednotlivými komponenty - f(k_{Δp} chladič oleje)

V Tab. 5 jsou uvedeny hodnoty výsledného příkonu čerpadla a jejich procentuální odchylky od naladěného stavu. S klesajícím koeficientem tlakových ztrát chladiče oleje klesá příkon čerpadla chladicí kapaliny, ale celkové množství dopravované chladicí kapaliny stoupá.

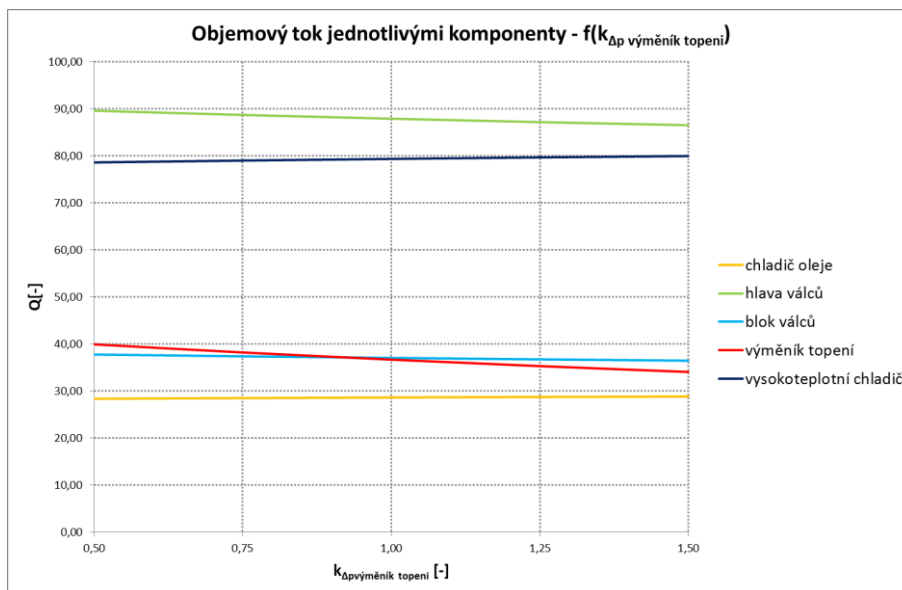
Varianta	Odchylka na průtoku čerpadla [%]	Příkon [W]	Odchylka na příkonu [%]
0,50 · k _{Δp} chladič oleje	-2,39	893,56	-2,55
0,75 · k _{Δp} chladič oleje	-1,07	908,80	-0,88
1,00 · k _{Δp} chladič oleje	0,00	916,91	0,00
1,25 · k _{Δp} chladič oleje	0,88	923,09	0,67
1,50 · k _{Δp} chladič oleje	1,61	929,13	1,33

Tab. 5 Vliv koeficientu tlakových ztrát chladiče oleje na příkon čerpadla

6.4.2. Vliv tlakové ztráty výměníku topení

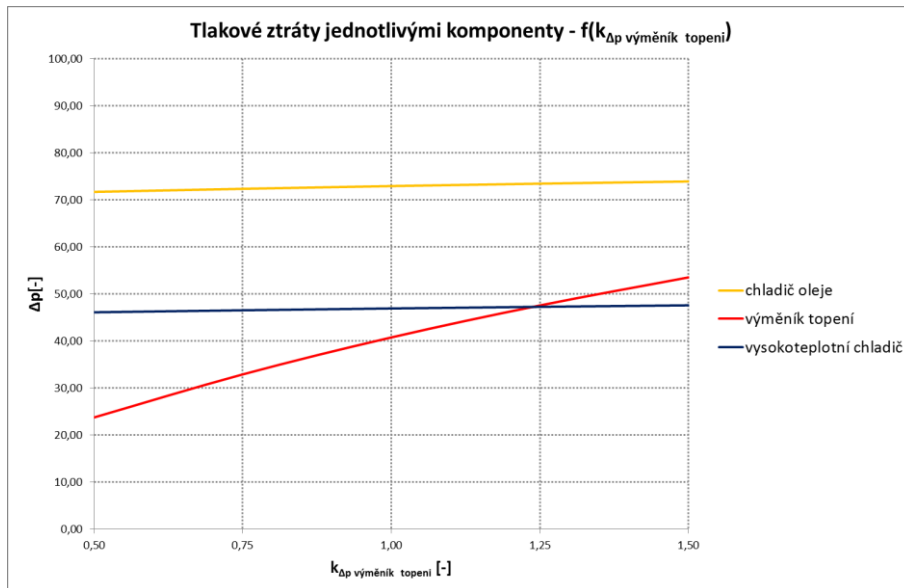
Další částí citlivostní analýzy byla změna tlakové ztráty výměníku topení pomocí koeficientu tlakových ztrát výměníku topení. Cílem je zjistit jaký vliv má tato změna na objemový průtok a tlakové ztráty jednotlivými komponenty. Dále pak na příkon čerpadla.

Na Obr. 35 je znázorněn vliv změny koeficientu tlakové ztráty výměníku topení na objemový tok jednotlivými komponenty. Hodnoty objemového toku u chladiče oleje a blokem válců se výrazně nemění. Objemový tok hlavou válců a výměníkem topení s rostoucím koeficientem tlakových ztrát výměníku topení mírně klesají. Naopak k mírnému nárůstu dochází u vysokoteplotního chladiče. Odchyly na celkovém průtoku čerpadlem chladicí kapaliny jsou do 2%, jedná se o změny v řádu jednotek litrů za minutu.



Obr. 35 Objemový tok jednotlivými komponenty – $f(k_{\Delta p}$ výměník topení)

Na Obr. 36 je znázorněn vliv změny koeficientu tlakové ztráty výměníku topení na tlakovou ztrátu jednotlivými komponenty. S rostoucím koeficientem tlakových ztrát výměníku topení dochází k nárůstu tlakových ztrát. Nejstrmější nárůst je patrný u výměníku topení, což je způsobené změnou ztrátového koeficientu.



Obr. 36 Tlakové ztráty jednotlivými komponenty – $f(k_{\Delta p}$ výměník topení)

V Tab. 6 je uveden vliv koeficientu tlakových ztrát výměníku topení na příkon čerpadla. Procentuální odchylka se pohybuje do 2%.

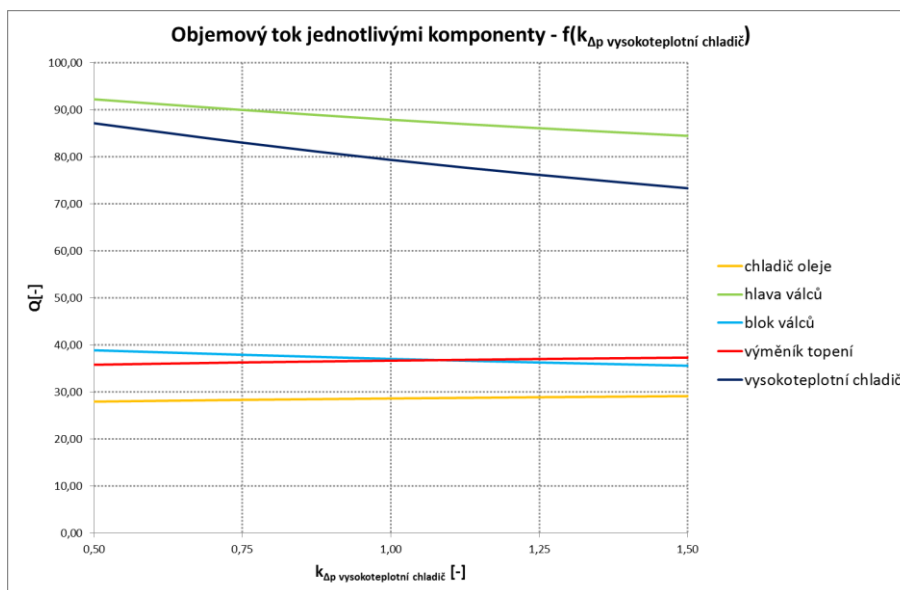
Varianta	Odchylka na průtoku čerpadla [%]	Příkon [W]	Odchylka na příkonu [%]
0,50 · $k_{\Delta p}$ výměník topení	-0,97	911,79	-0,56
0,75 · $k_{\Delta p}$ výměník topení	-0,23	916,25	-0,07
1,00 · $k_{\Delta p}$ výměník topení	0,00	916,91	0,00
1,25 · $k_{\Delta p}$ výměník topení	1,03	923,70	0,74
1,50 · $k_{\Delta p}$ výměník topení	1,56	926,56	1,05

Tab. 6 Vliv koeficientu tlakových ztrát výměníku topení na příkon čerpadla

6.4.3. Vliv tlakové ztráty vysokoteplotního chladiče

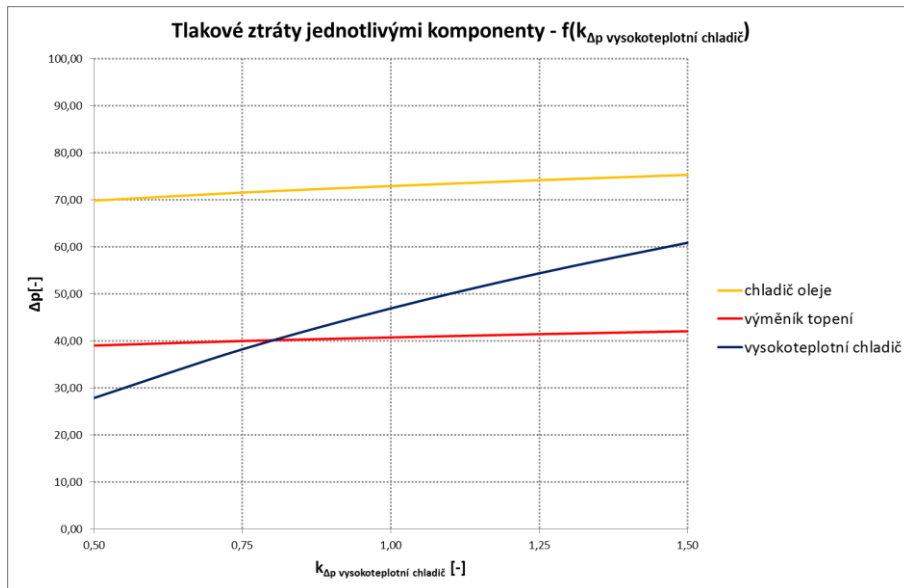
Dále bude zkoumán vliv koeficientu tlakové ztráty vysokoteplotního chladiče na hodnoty objemového toku jednotlivými komponenty. A dále na tlakové ztráty a příkon čerpadla.

Na Obr. 37 je znázorněn vliv změny koeficientu tlakové ztráty vysokoteplotního chladiče na objemový tok jednotlivými komponenty. U chladiče oleje se hodnoty objemového toku výrazně nemění. Objemový tok hlavou válců, blokem válců a vysokoteplotním chladičem s rostoucím koeficientem tlakových ztrát vysokoteplotního chladiče klesají. Oproti tomu u výměníku topení dochází k mírnému nárůstu objemového toku. Odchytky na celkovém průtoku čerpadlem chladicí kapaliny jsou do 3,5%, jedná se o změny v řádu jednotek litrů za minutu.



Obr. 37 Objemový tok jednotlivými komponenty – $f(k_{\Delta p}$ vysokoteplotní chladič)

Na Obr. 38 je zobrazen vliv změny koeficientu vysokoteplotního chladiče na tlakovou ztrátu jednotlivými komponenty. S rostoucím koeficientem dochází k nárůstu tlakových ztrát. Nejstrmější nárůst je opět patrný u komponenty, kde dochází ke změně koeficientu.



Obr. 38 Tlakové ztráty jednotlivými komponenty - $f(k_{\Delta p}$ vysokoteplotní chladič)

V Tab. 7 jsou uvedeny hodnoty výsledného příkonu čerpadla a jejich procentuální odchylky od naladěného stavu. S klesajícím koeficientem tlakových ztrát vysokoteplotního chladiče klesá příkon čerpadla chladicí kapaliny, ale celkové množství dopravované chladicí kapaliny stoupá.

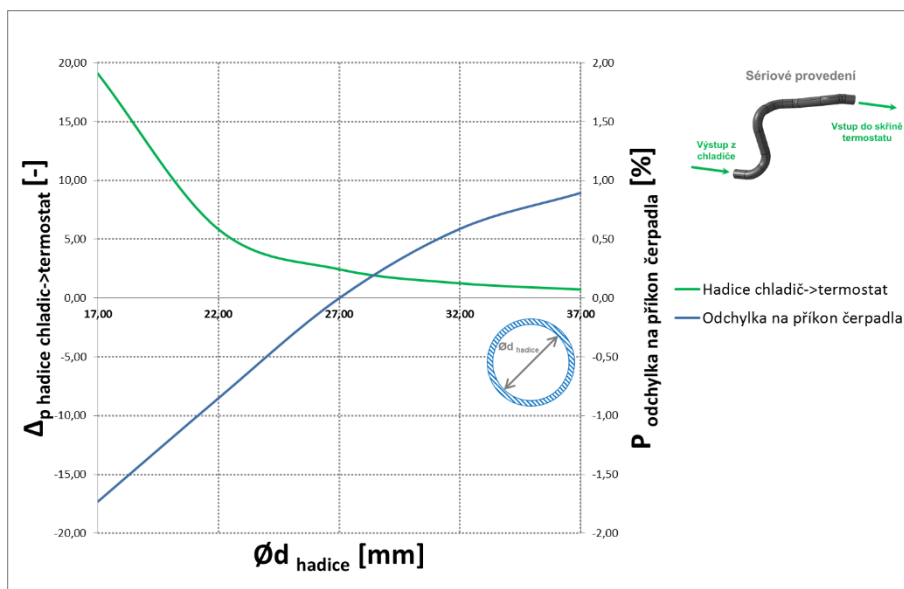
Varianta	Odchylka na průtoku čerpadla [%]	Příkon [W]	Odchylka na příkonu [%]
0,50 · $k_{\Delta p}$ vysokoteplotní chladič	-3,14	894,13	-2,48
0,75 · $k_{\Delta p}$ vysokoteplotní chladič	-1,29	912,70	-0,46
1,00 · $k_{\Delta p}$ vysokoteplotní chladič	0,00	916,91	0,00
1,25 · $k_{\Delta p}$ vysokoteplotní chladič	1,92	932,77	1,73
1,50 · $k_{\Delta p}$ vysokoteplotní chladič	3,26	942,17	2,75

Tab. 7 Vliv koeficientu tlakových ztrát vysokoteplotního chladiče na příkon čerpadla

6.4.4. Vliv změny průměru u hadice chlazení

Tato citlivostní analýza se zabývá vlivem změny průměru hadice, která spojuje vysokoteplotní chladič se skříní termostatu. Tato hadice byla vybrána z důvodu velké tlakové ztráty v porovnání s ostatními hadicemi v systému. Cílem je zjistit jaký vliv má změna průměru hadice na objemový průtok a tlakové ztráty jednotlivými komponenty. Dále vliv na příkon čerpadla.

Ze simulací plyne, že změna průměru hadice nemá významný vliv na objemový průtok a tlakové ztráty jednotlivými komponenty. Na Obr. 39 je znázorněn vliv změny průměru hadice chlazení na její tlakové ztráty. Dále pak vliv na příkon čerpadla. S grafu je zřejmé, že s klesajícím průměrem hadice výrazně roste tlaková ztráta. To je s největší pravděpodobností způsobené změnou rychlosti proudění uvnitř hadice. Naopak příkon čerpadla s rostoucím průměrem roste. Zvětšením průměru hadice o 20 mm dochází k nárůstu příkonu čerpadla pouze o 2,5%.

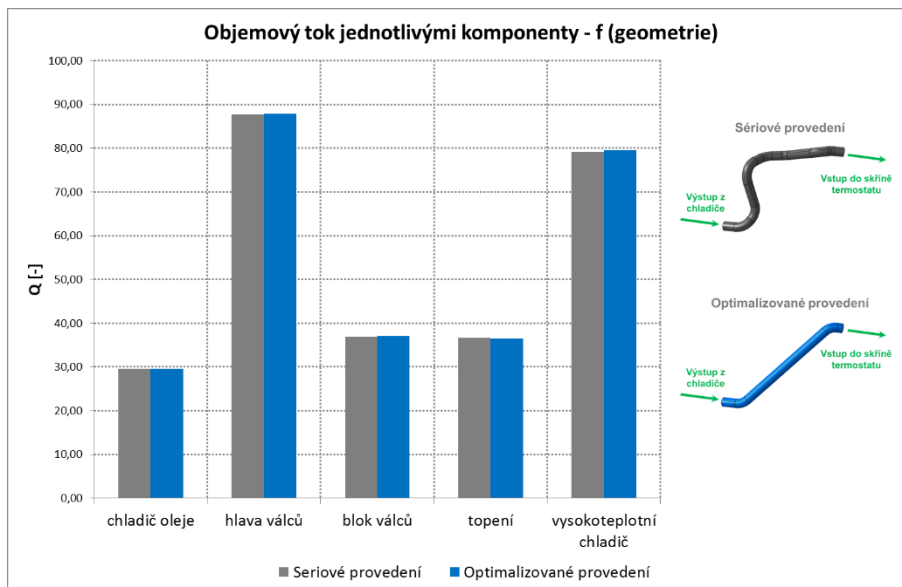


Obr. 39 Vliv změny průměru hadice chlazení

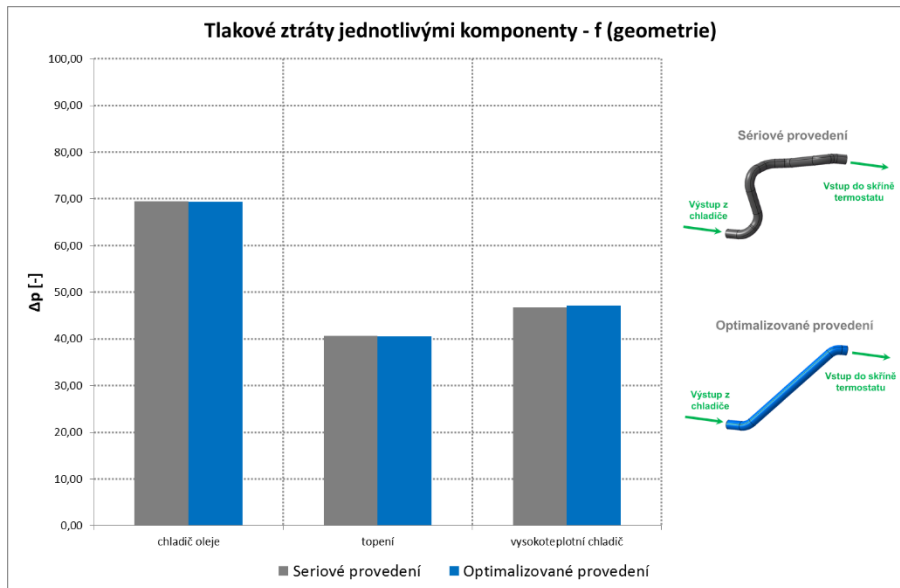
6.4.5. Vliv změny geometrie hadice chlazení

V této části je citlivostní analýza zaměřena na vliv geometrie u hadice chlazení. Jedná se o stejnou hadici jako v předešlé kapitole. Cílem je zjistit jaký vliv má změna geometrie hadice na objemový průtok a tlakové ztráty jednotlivými komponenty. Dále pak vliv na příkon čerpadla.

Z výsledků plyne, že geometrie hadice nemá významný vliv na objemový průtok a tlakové ztráty jednotlivými komponenty, viz Obr. 40 a Obr. 41. Změnou geometrie hadice došlo ke snížení tlakových ztrát a snížení příkonu čerpadla o 0,09% oproti původnímu provedení.



Obr. 40 Objemový tok jednotlivými komponenty - f (geometrie)



Obr. 41 Tlakové ztráty jednotlivými komponenty - f (geometrie)

6.5. VÝSLEDKY CITLIVOSTNÍ ANALÝZY

Model chladicí soustavy v programu GT-SUITE byl vytvořen pro zkoumání vlivu hydraulických ztrát. Z výsledků citlivostní analýzy je zřejmé, že změna tlakových ztrát jedné z komponent (chladič oleje, vysokoteplotní chladič, výměník topení) nemá zásadní vliv na objemový průtok a tlakové ztráty jednotlivých komponent.

Chladicí soustava je z hlediska zapojení paralelní soustavou. Změna tlakové ztráty jedné z komponent v paralelní soustavě by mohla mít za následek přerozdělení průtoku v ostatních komponentách. Toto přerozdělení by mohlo vést ke ztrátě funkce chladicího systému. To se však dle výsledků citlivostní analýzy neprokázalo.

Jedním ze zkoumaných vlivů chladicí soustavy bylo, zda-li se projeví vliv trasování hadic chlazení na příkonu čerpadla. Konstrukce hadic je provedena tak, aby spojení jednotlivých komponent bylo co možná nejkratší. Ze zástavbových důvodů jsou ovšem některé hadice chlazení v některých případech delší a tvarově složitější.

V následující tabulce (Tab. 8) jsou vypsány všechny varianty, které byly v rámci citlivostní analýzy prověřovány. Z výsledků simulací je zřejmé, že vliv na odchylku příkonu čerpadla nečiní více než 3%. Odchylka průtoku čerpadla je do 3,5%.

Varianta	Odchylka na průtoku čerpadla [%]	Příkon [W]	Odchylka na příkonu [%]
0,50·k _{Δp} chladič oleje	-2,39	893,56	-2,55
0,75·k _{Δp} chladič oleje	-1,07	908,80	-0,88
1,00·k _{Δp} chladič oleje	0,00	916,91	0,00
1,25·k _{Δp} chladič oleje	0,88	923,09	0,67
1,50·k _{Δp} chladič oleje	1,61	929,13	1,33
0,50·k _{Δp} výměník topení	-0,97	911,79	-0,56
0,75·k _{Δp} výměník topení	-0,23	916,25	-0,07
1,00·k _{Δp} výměník topení	0,00	916,91	0,00
1,25·k _{Δp} výměník topení	1,03	923,70	0,74
1,50·k _{Δp} výměník topení	1,56	926,56	1,05
0,50·k _{Δp} vysokoteplotní chladič	-3,14	894,13	-2,48
0,75·k _{Δp} vysokoteplotní chladič	-1,29	912,70	-0,46
1,00·k _{Δp} vysokoteplotní chladič	0,00	916,91	0,00
1,25·k _{Δp} vysokoteplotní chladič	1,92	932,77	1,73
1,50·k _{Δp} vysokoteplotní chladič	3,26	942,17	2,75
Ød hadice = 17 mm	-0,51	901,04	-1,73
Ød hadice = 22 mm	-0,06	909,11	-0,85
Ød hadice = 27 mm	0,00	916,91	0,00
Ød hadice = 32 mm	0,02	922,31	0,59
Ød hadice = 37 mm	0,03	925,11	0,89
změna geometrie hadice	0,15	916,12	-0,09

Tab. 8 Vliv variant na příkon čerpadla a průtok čerpadlem

Cílem zkoumání vlivů u hydraulického modelu byla snaha o snížení příkonu čerpadla chladicí kapaliny. Pro zásadní snížení příkonu čerpadla chladicí kapaliny by bylo zřejmě nutné snížit tlakové ztráty u všech jednotlivých komponent. S největší pravděpodobností by nebylo možné výrazně snížit tlakové ztráty, aniž by to nemělo vliv na zachování původních chladicích schopností.

Obecně platí, že produkce emisí u spalovacích motorů je nejvyšší ve fázi zahřívání. Vytvořený hydraulický model chladicí soustavy nepostihuje vliv změny teploty v průběhu zahřívání motoru. Pro zkoumání vlivu při zahřívání by bylo nutné hydraulický model doplnit o model mechanických částí včetně modelu mechanických ztrát. Pro zkoumání v emisním testu by dále bylo nutné model propojit s komponentou GT-DRIVE a také s komponentou GT-POWER. Vytvoření kompletního modelu vozidla bylo nad rámec zadání diplomové práce.

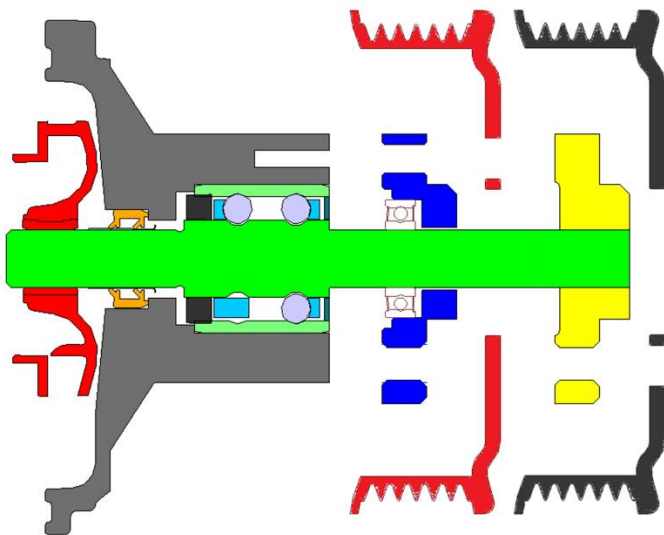
Výsledkem citlivostní analýzy je, že se změnou tlakové ztráty jedné z komponent nepodařilo snížit příkon čerpadla chladicí kapaliny. Z tohoto důvodu bylo pro ověření v emisním testu NEDC zvoleno nahrazení mechanicky poháněného čerpadla elektrickým. Elektricky poháněné čerpadlo chladicí kapaliny není spojeno stálým převodem s klikovou hřídelí, jako tomu je u mechanicky poháněného čerpadla. Výhodou tohoto řešení je možnost pohánět čerpadlo chladicí kapaliny nezávisle na otáčkách motoru a zatížení. Toho lze využít zejména ve fázi zahřívání po startu motoru, kdy je clonka přesunuta přes oběžné kolo čerpadla. Průtok čerpadlem chladicí kapaliny do motoru je v tomto okamžiku nulový, odebíraný příkon se blíží nule. Ve skutečnosti dochází ke ztrátám víření uvnitř čerpadla.

Další možností, jak zrychlit proces zahřívání motoru, je pomocí změny řízení termomanagementu motoru, změnou termostatů.

7. ÚPRAVA CHLADICÍHO OKRUHU PRO MĚŘENÍ

Byla provedena rešerže nabízených elektricky poháněných čerpadel. Jako nejvhodnější varianta připadalo použití elektricky poháněného čerpadla od firmy Conti. Pomocí tohoto čerpadla je možné regulovat plynule otáčky čerpadla. Velkou nevýhodou čerpadla od firmy Conti bylo, že ho nebylo možné použít ze zástavbových důvodů. Docházelo zde totiž ke kolizi s karosérií.

Řešením bylo upravit čerpadlo, které je použito v sériovém stavu. Grafické znázornění upraveného čerpadla je na Obr. 42. Model byl vytvořen v programu CATIA.

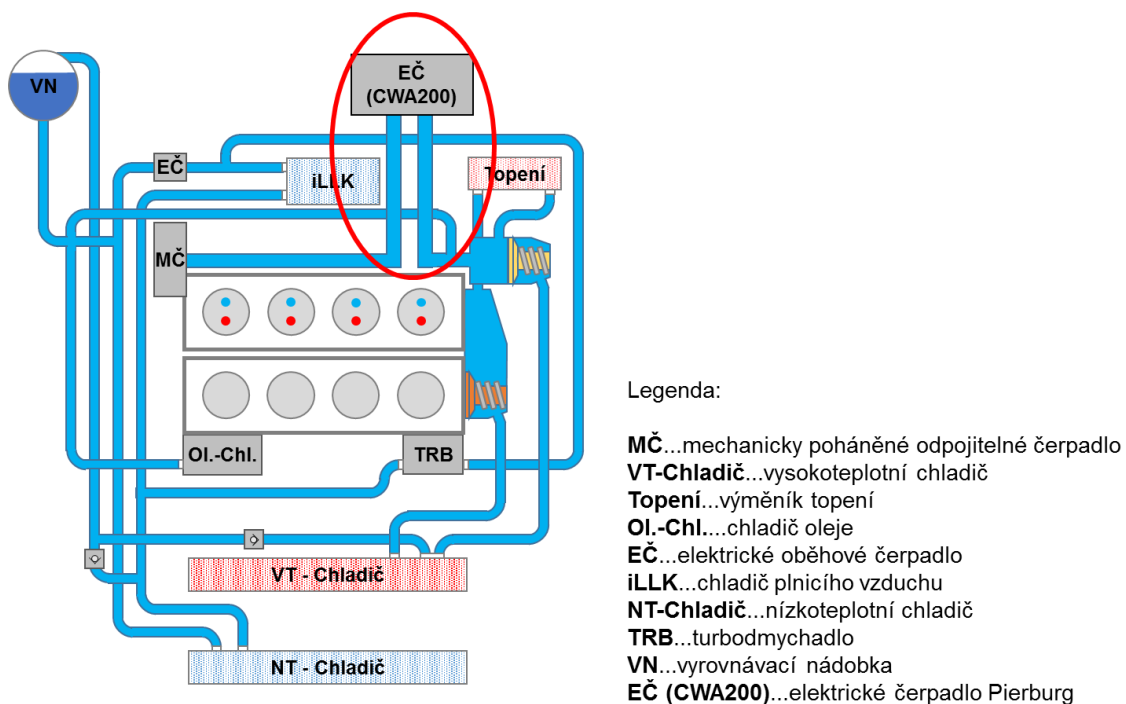


Obr. 42 Řez upraveným čerpadlem

Čerpadlo bylo upraveno pro pohon elektromotorem. Došlo k úpravě hřídele čerpadla, skříně čerpadla a náboje řemenice. A dále byl přidán druhý náboj pro pohon čerpadla pomocí řemene od elektromotoru. Hřídel čerpadla byla prodloužena, u skříně čerpadla došlo k odstranění mechanismu sloužícího pro přesouvání clonky přes oběžné kolo čerpadla. Do náboje řemenice bylo vloženo ložisko a tím bylo docíleno volného protáčení řemenice. Tím byl znemožněn pohon od klikového hřídele.

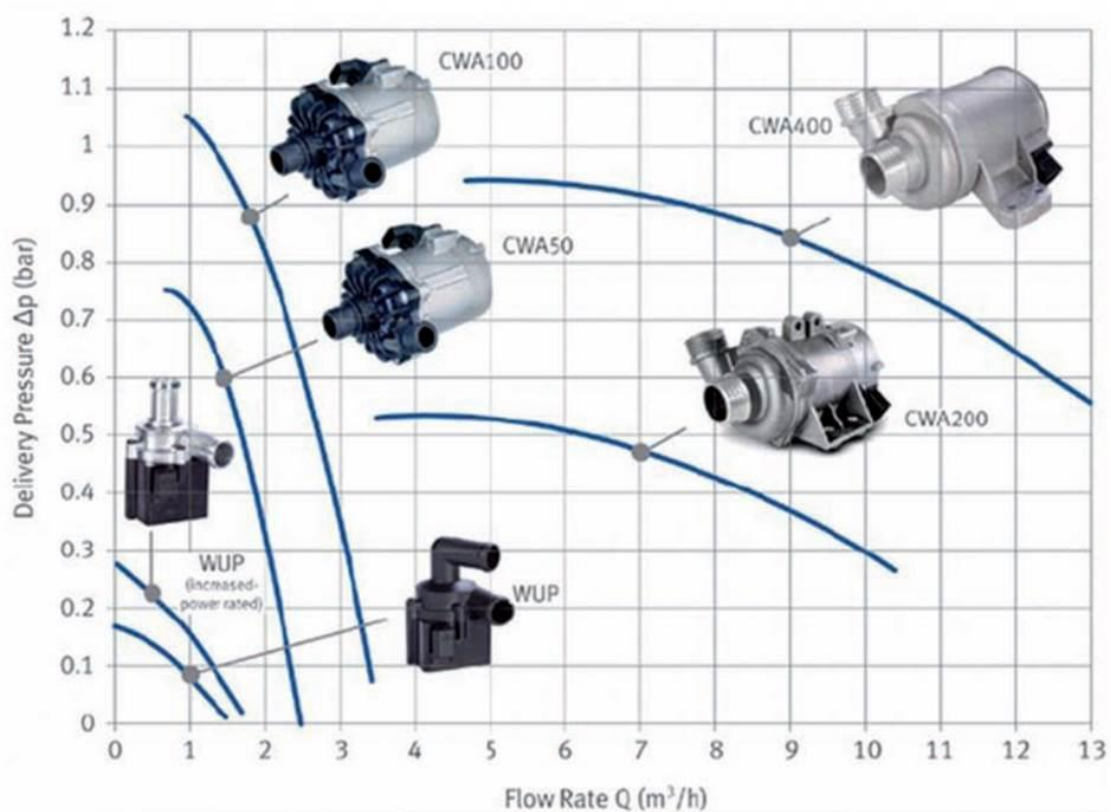
Nedošlo k zásahu do oběžného kola čerpadla a čerpacích prostor. Toto řešení bylo zvoleno proto, aby bylo možné porovnávat mechanický pohon čerpadla oproti pohonu elektromotorem. Při nasazení této technické varianty do vozidla došlo k opakovaným výpadkům z důvodu zatížení systému pohonem. Při spínání čerpadla docházelo ke změně souososti řemenic, následně k padání řemene a ztrátě pohonu. Tento problém se nepodařilo v rámci diplomové práce odstranit.

Proto bylo přistoupeno k alternativní variantě a bylo zvoleno použití elektrického čerpadla Pierburg CWA200 s regulací výkonu. Elektrické čerpadlo Pierburg CWA200 bylo napájené elektrickou energií z akumulátoru. Byl proveden zásah do chladicího okruhu tak, aby bylo možné zapojit čerpadlo do chladicího okruhu (Obr. 43). S tím souvisí nárůst objemu chladicí kapaliny přibližně o 1,5 litru. A dále bylo odstraněno oběžné kolo čerpadla z mechanicky poháněného odpojitelného čerpadla.



Obr. 43 Umístění čerpadla Pierburg CWA200 do chladicího okruhu

Na Obr. 44 je znázorněna charakteristika čerpadla Pierburg CWA200.



Obr. 44 Charakteristika čerpadla Pierburg CWA200 [23]

8. MĚŘENÍ V EMISNÍM TESTU NEDC

Měření emisí na vozidle proběhlo v emisní laboratoři ve firmě ŠKODA AUTO a.s.. Vozem vybraným pro emisní test byl vůz ŠKODA RAPID. Všechny varianty testů byly provedeny za stejné okolní teploty. Při všech testech byla vypnuta klimatizace. V průběhu emisních testů nedošlo k zapojení ventilátoru.

„Měřit vše, co je měřitelné, a co není, měřitelným učinit.“

Galileo Galilei

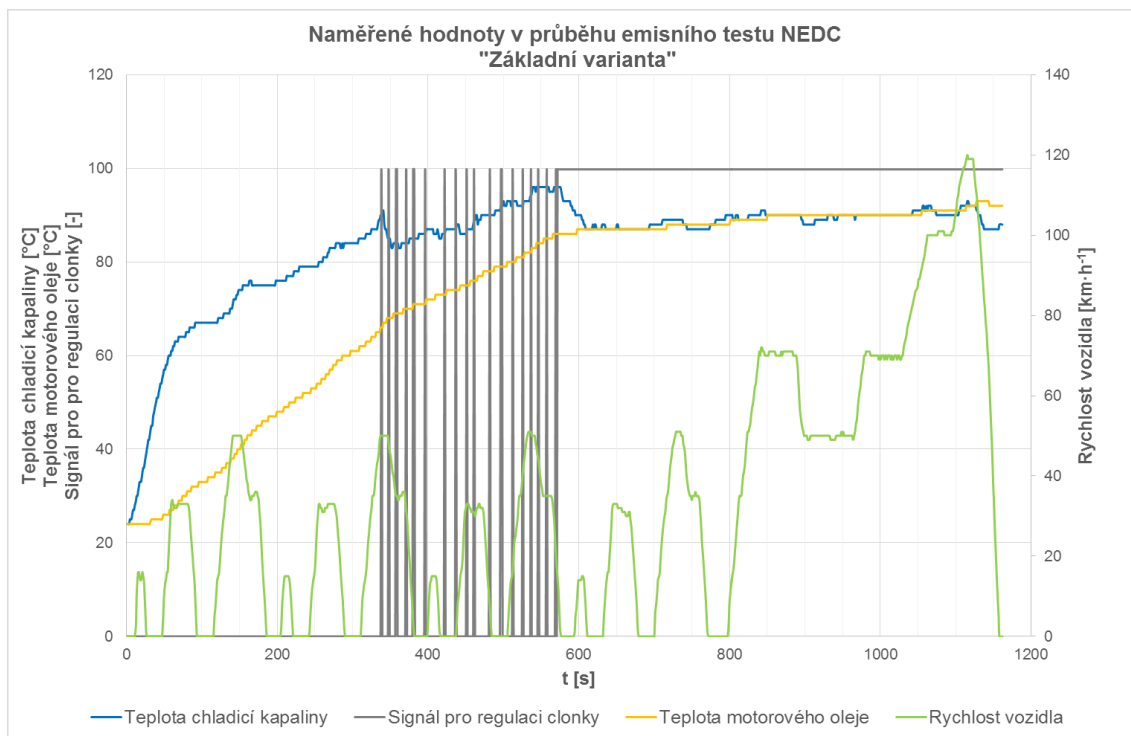
8.1. ZÁKLADNÍ VARIANTA

Vůz ŠKODA RAPID byl změřen v tzv. sériovém stavu. Což je stav vozidla, ve kterém je vůz uveden na trh. Toto měření bude bráno jako základní, bude sloužit k porovnání s jednotlivými úpravami. V průběhu emisního testu NEDC byly z motorové diagnostiky snímány následující hodnoty:

- otáčky motoru
- rychlost vozidla
- teplota chladicí kapaliny
- teplota motorového oleje
- signál pro regulaci clonky

Na Obr. 45 jsou znázorněny hodnoty z měření v emisním testu NEDC: Čerpadlo chladicí kapaliny je až do 338 sekundy odpojené, což zajišťuje clonka, která je přes oběžné kolo čerpadla přesunuta. To odpovídá signálu pro regulaci clonky, který je roven nule. Čerpadlo chladicí kapaliny je odpojené až do teploty 90°C chladicí kapaliny. Chladicí kapalina v motoru tedy není poháněna, to umožňuje rychlejší zahřátí motoru. Čerpadlo chladicí kapaliny neodebírá příkon z klikové hřídele. To má vliv na výsledné hodnoty emisí CO₂. V čase od 338 do 572 sekund se přes oběžné kolo čerpadla cyklicky přesouvá clonka v závislosti na teplotě. V okamžiku, kdy teplota chladicí kapaliny dosáhne teploty 96 °C je clonka odsunuta pryč z oběžného kola čerpadla. Čerpadlo chladicí kapaliny nyní pracuje jako tradiční

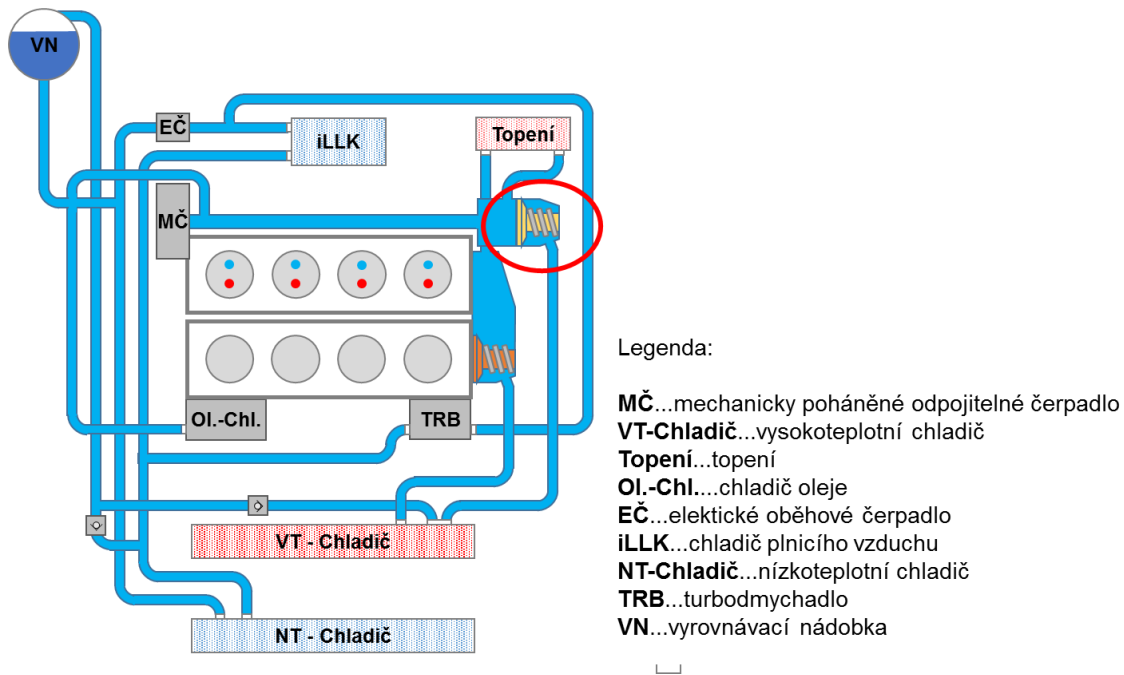
mechanicky poháněné čerpadlo. Teplota chladicí kapaliny a také teplota motorového oleje se poté ustálí na hodnotě 87°C.



Obr. 45 Graf naměřených hodnot - základní varianta

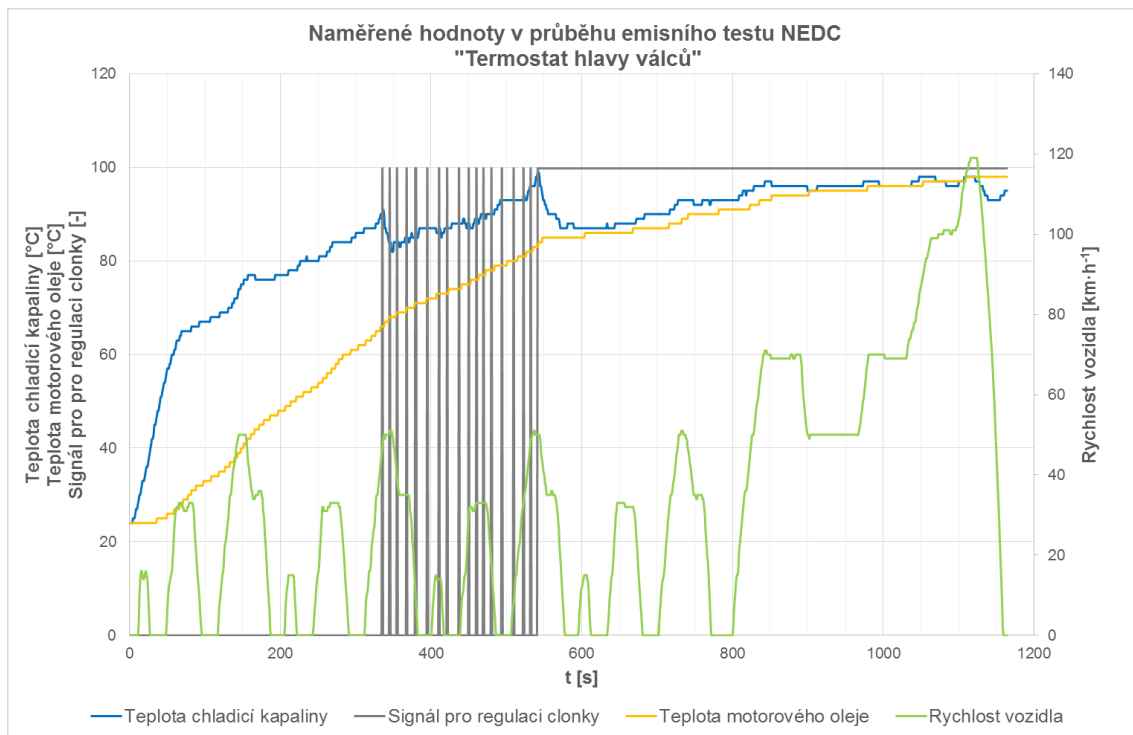
8.2. VLIV ZMĚNY TERMOSTATU HLAVY VÁLCŮ

Ve druhé variantě měření byl zkoumán vliv změny termostatu na hodnoty emisí v emisním testu NEDC. Došlo k výměně termostatu hlavy válců, viz červeně označen na Obr. 46. Původní termostat otevíral při teplotě 80°C. Nový termostat otevírá až při teplotě 87°C. Cílem byla snaha o dosažení rychlejšího ohřevu motoru oproti základní variantě.



Obr. 46 Umístění termostatu hlavy válců

Na Obr. 47 je znázorněn průběh naměřených hodnot v emisním testu NEDC. Čerpadlo chladicí kapaliny je až do 335 sekundy odpojené, což je o 3 sekundy dříve než u základní varianty, při stejné hodnotě teploty chladicí kapaliny tj. 90°C. V čase od 335 do 541 sekund se přes oběžné kolo čerpadla cyklicky přesouvá clonka v závislosti na teplotě. Oproti základní variantě byla regulace čerpadla chladicí kapaliny pomocí přepínacího ventilu zapojena kratší dobu. To bylo zapříčiněno tím, že teplota chladicí kapaliny v motoru narůstala rychleji. Dále pracuje čerpadlo chladicí kapaliny jako tradiční mechanicky poháněné čerpadlo. Teplota chladicí kapaliny a také teplota motorového oleje se ustálila na hodnotě 96°C, což je oproti základní variantě nárůst o 9°C.



Obr. 47 Graf naměřených hodnot – termostat hlavy válců

8.3. VLIV ELEKTRICKÉHO ČERPADLA

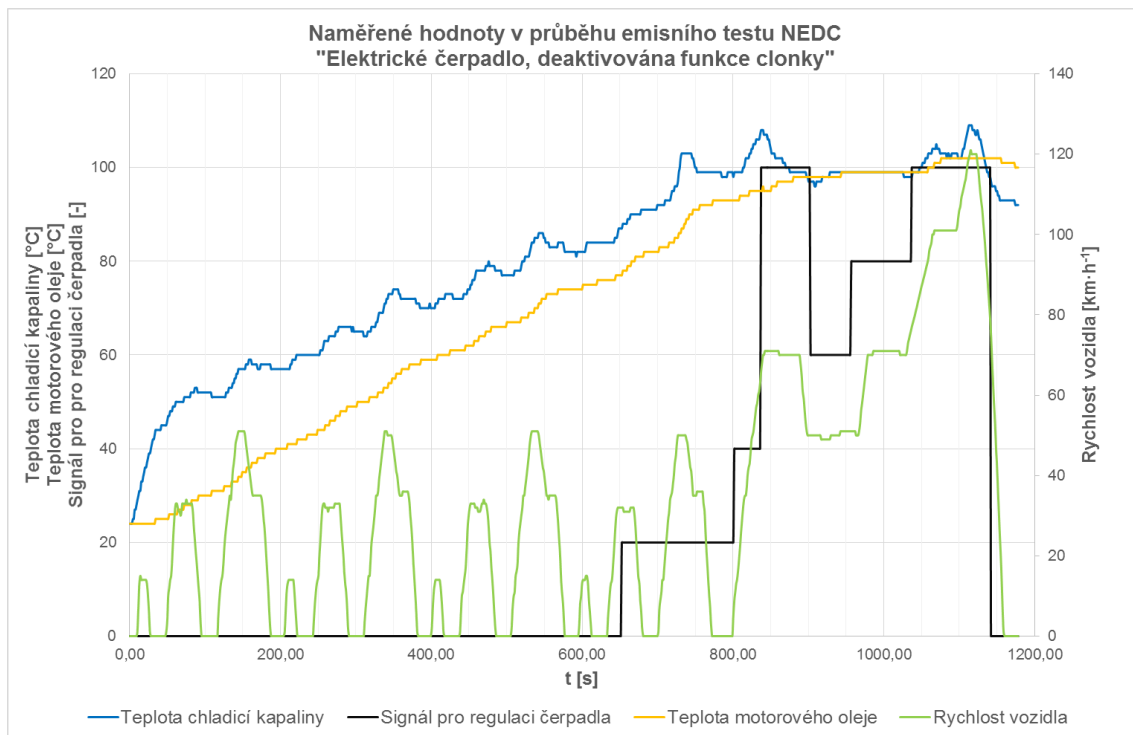
U těchto variant došlo k použití elektrického čerpadla Pierburg CWA200 s možností regulace výkonu. Elektrické čerpadlo bylo zakomponováno do stávajícího chladicího okruhu, viz Obr. 43. Negativní stránkou tohoto řešení je zvýšení objemu chladicí kapaliny a tím tedy delší doba ohřevu oproti základní variantě. Umístění čerpadla ve voze je znázorněno na Obr. 48. Zdroj elektrické energie pro elektrické čerpadlo byl akumulátor. Dále bylo upraveno odpojitelné čerpadlo chladicí kapaliny, kde došlo k odstranění oběžného kola.



Obr. 48 Znárodnění umístění elektrického čerpadla Pierburg CWA200 ve voze

8.3.1. Deaktivovaná funkce clonky

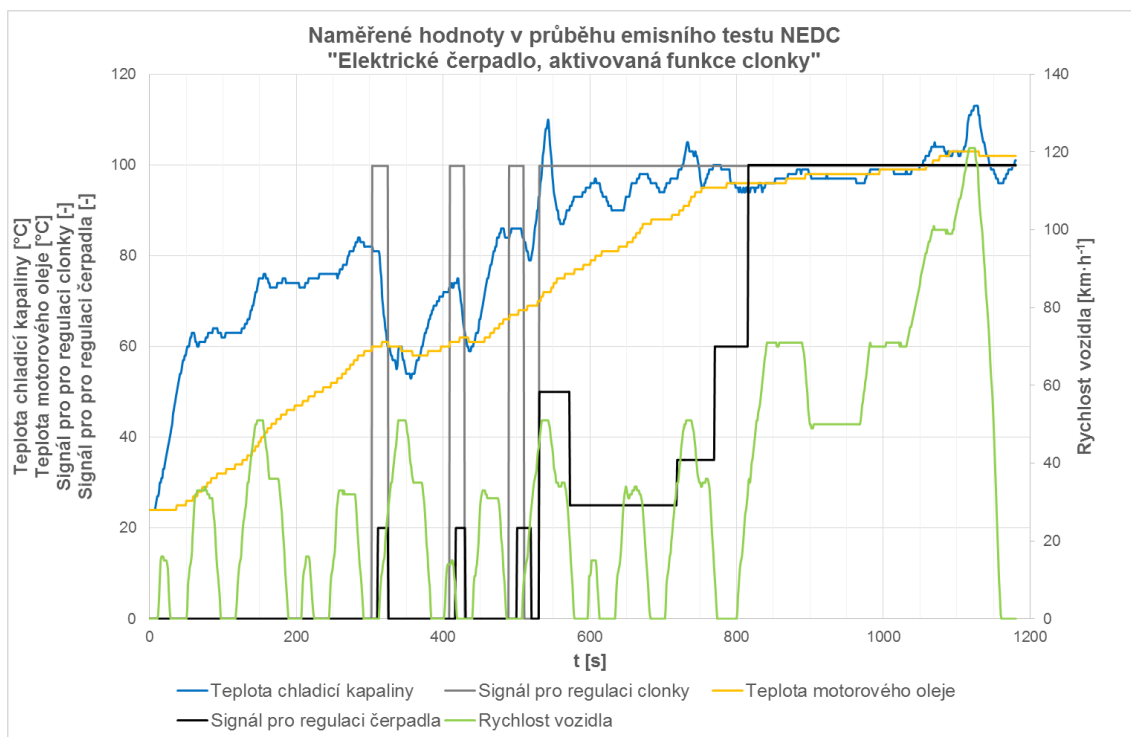
V tomto případě byla deaktivována funkce clonky. Na Obr. 49 je znázorněn průběh naměřených hodnot v emisním testu NEDC. V této konfiguraci chladicí soustavy dochází k výrazně pomalejšímu nárůstu teploty chladicí kapaliny i teploty motorového oleje. To je s největší pravděpodobností způsobené buď zvýšením objemu chladicí kapaliny nebo deaktivací funkce clonky. Odpojením funkce clonky zřejmě došlo k zásahu řídicí jednotky motoru, který není možno specifikovat. Vedlejším jevem bylo s největší pravděpodobností termosifonové chlazení a tím musel být ohříván celý objem chladicí kapaliny v malém okruhu. Chladicí kapaliny dosáhne teploty 90°C v čase 664 sekund. Oproti základní variantě je to o 329 sekund později. Elektrické čerpadlo bylo do 654 sekundy od začátku testu vypnuto.



Obr. 49 Graf naměřených hodnot – elektrické čerpadlo, deaktivovaná funkce clonky

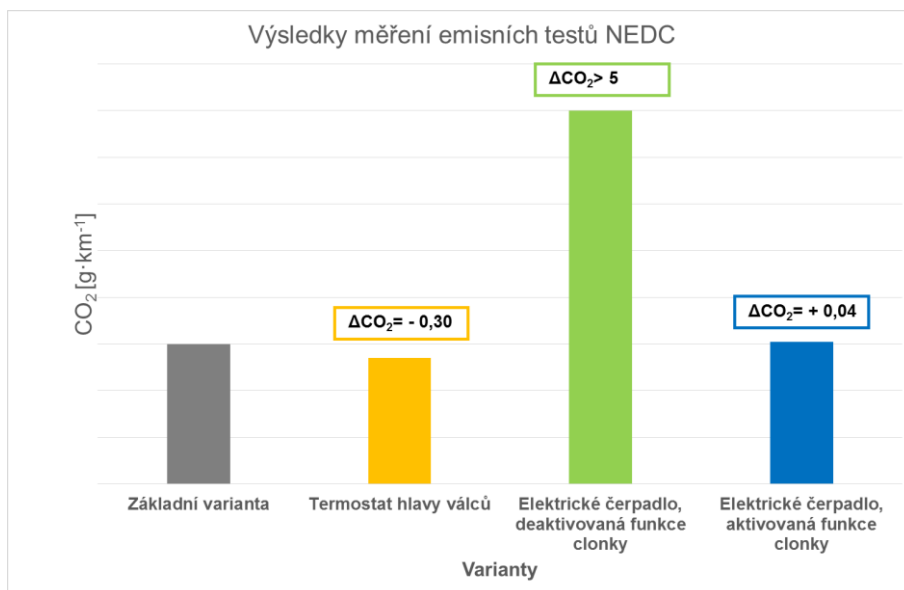
8.3.2. Aktivovaná funkce clonky

Ve druhém případě byla funkce clonky aktivována. Na Obr. 50 je znázorněn průběh naměřených hodnot v emisním testu NEDC. Ohřev motoru na začátku emisního testu NEDC je velmi podobný jako u základní varianty. Díky clonce nedochází k cirkulaci chladicí kapaliny do 303 sekundy. Od této chvíle je clonka odsunuta, v čase 311 sekund došlo ke spuštění elektrického čerpadla na 20% svého výkonu. Poté byl zaznamenán výrazný pokles teploty chladicí kapaliny. Následovalo přisunutí clonky a vypnutí elektrického čerpadla. Teplota chladicí kapaliny i motorového oleje začala stoupat. Tato fáze se třikrát cyklicky opakovala. Teplota chladicí kapaliny výrazně kolísala oproti základní variantě, to bylo způsobeno ruční regulací výkonu čerpadla. Od 531 sekundy byla až do konce emisního testu NEDC clonka odsunuta. Následně byla teplota chladicí kapaliny a motorového oleje regulována pouze pomocí elektrického čerpadla.



Obr. 50 Graf naměřených hodnot – elektrické čerpadlo, aktivovaná funkce clonky

9. VÝSLEDKY EMISNÍCH TESTŮ NEDC



Graf 1 Grafické znázornění výsledků emisních testů NEDC

Z Graf 1 vyplývá, že změna teploty termostatu hlavy válců nemá zásadní vliv na produkci emisí CO₂ v emisním testu NEDC. V porovnání se základní variantou je rozdíl produkce emisí CO₂ o 0,30 g·km⁻¹ menší. Chyba měření se pohybuje do 1% z celkové naměřené hodnoty. V tomto případě je chyba měření větší než naměřený přínos.

Zabudováním elektrického čerpadla do chladicího okruhu a s deaktivovanou clonkou nebylo docíleno snížení produkovaných emisí CO₂ v emisním testu NEDC. Naopak došlo ke zvýšení o více než 5 g·km⁻¹. Po deaktivaci funkce clonky byl s největší pravděpodobností proveden zásah řídicí jednotkou motoru. To mělo za následek nevypovídající hodnotu naměřených emisí CO₂.

Pro další měření již byla aktivována funkce clonky z důvodu rychlejšího ohřevu motoru. U této varianty je rozdíl v naměřených emisích oproti základní variantě o 0,04 g·km⁻¹ větší. Avšak chyba měření se pohybuje do 1% z celkové naměřené hodnoty. V naměřené hodnotě je již zahrnut vliv odběru elektrické energie elektrickým čerpadlem. Elektrická energie je odebírána z baterie, která je dobíjena alternátorem. A alternátor přeměňuje kinetickou energii (odebíranou z klikové hřídele) na elektrickou.

10. ZÁVĚR

Byl vytvořen hydraulický model chladicí soustavy v programu GT-SUITE pro zkoumání vlivu hydraulických ztrát. Hadice chladicí soustavy v modelu byly modelovány tak, aby zohledňovaly jednotlivé rádiusy. Byl proveden přepočít charakteristiky čerpadla pro více otáčkových stavů za použití vztahů, které byly odvozeny na základě fyzikální podobnosti hydraulických strojů. Dále byl hydraulický model chladicí soustavy zkalibrován dle naměřených hodnot na skutečném motoru. Procentuální odchylky objemového toku a tlakových ztrát všech komponent nepřesahují hodnotu 3%. Proto můžeme konstatovat, že naladění hydraulického modelu chladicího okruhu odpovídá naměřeným hodnotám z experimentu.

V následující části diplomové práce byla provedena citlivostní analýza, kde došlo k posuzování vlivu změny tlakových ztrát jednotlivých komponent (chladič oleje, vysokoteplotní chladič, výměník topení). Dále pak vliv průměru vybrané hadice chlazení na příkon čerpadla a vliv trasování hadic na příkon čerpadla.

Z výsledků citlivostní analýzy vyplývá, že změna tlakových ztrát jedné z komponent nemá zásadní vliv na objemový průtok a tlakové ztráty jednotlivých komponent. I vliv tlakových ztrát jednotlivých komponent na příkon čerpadla chladicí kapaliny byl zanedbatelný. Dále je možné z výsledků citlivostní analýzy prokázat, že nedochází k výraznějšímu přerozdělení toku chladicí kapaliny v celé chladicí soustavě. Výsledky citlivostní analýzy ukázaly, že průměr hadice chlazení zásadně neovlivňuje příkon čerpadla. S rostoucím průměrem hadice dochází ke zvýšení příkonu čerpadla, přestože tlaková ztráta touto hadicí klesá. Při porovnání tvarově složitější hadice oproti tvarově jednodušší můžeme konstatovat, že nedochází k výraznému vlivu na příkonu čerpadla.

Citlivostní analýza prokázala, že provedené úpravy nemají významný vliv na příkon čerpadla. Na základě výsledků citlivostní analýzy nebyly nalezeny možnosti pro úpravu chladicího okruhu a jeho následné ověření v emisním testu. Z tohoto důvodu byla pozornost upřena na zdroj tlakové energie v chladicím okruhu, tedy na čerpadlo chladicí kapaliny. Cílem bylo ověřit použití elektricky poháněného čerpadla.

Z výsledků emisních testů NEDC vyplývá, že změna zvýšení teploty termostatu hlavy válců má pozitivní vliv na produkci emisí CO₂. Dochází k rychlejšímu zahřátí motoru oproti základní variantě.

V důsledku zapojením elektrického čerpadla do chladicího okruhu došlo ke zvýšení objemu chladicí kapaliny přibližně o 1,5 litru. U varianty s deaktivovanou funkcí clonky došlo k velmi pomalému nárůstu teploty chladicí kapaliny i teploty motorového oleje. Tento pomalý ohřev mohl být způsoben termosifonovým chlazením, kdy se průběžně ohřívá celý objem chladicí kapaliny v malém okruhu. Vyšší produkce emisí CO₂ v emisním testu NEDC mohla být projevem jak pomalého ohřevu chladicí kapaliny, tak také zásahem řídicí jednotky motoru.

Dalším krokem bylo zapojení funkce clonky. Clonka umožňuje zastavení chladicí kapaliny uvnitř bloku válců a hlavy válců. Tím dochází k rychlejšímu ohřevu chladicí kapaliny a motorového oleje. V emisním testu bylo naměřeno zvýšení produkce emisí CO₂ o 0,04 g·km⁻¹ v porovnání se základní variantou. Přestože bylo v emisním testu naměřeno nepatrné zvýšení produkce emisí CO₂, výsledek měření zahrnuje jak zvýšení objemu chladicí kapaliny, tak také pokles teploty chladicí kapaliny v důsledku manuální regulace. Dále je nutné vzít v úvahu, že elektrické čerpadlo odebíralo elektrickou energii z akumulátoru. Do akumulátoru je elektrická energie dodávána z alternátoru. V případě dodávání elektrické energie z externího zdroje byly by naměřené emise CO₂ nižší.

Dle výsledků měření v emisním testu NEDC byla prokázána souvislost mezi rychlostí ohřevu chladicí kapaliny a produkcí emisí CO₂. V tomto případě platí, že čím rychlejší ohřev, tím menší produkce emisí CO₂. Dále z experimentálního měření vyplývá, že neodborná regulace výkonu elektrického čerpadla může mít negativní vliv na výsledky testu. Z výsledků měření je také možné vyvodit, že snížení objemu chladicí kapaliny má pozitivní vliv na produkci emisí CO₂.

Na závěr je nutné poznamenat, že chladicí soustava zkoumaného motoru je vybavena pokročilým systémem regulace teploty chladicí kapaliny. Obsahuje mechanické odpojitelné čerpadlo chladicí kapaliny a dva termostaty.

Přestože v této diplomové práci nebyl ukázán maximální potenciál elektrického čerpadla, bude v budoucnosti další optimalizace a zkoumání elektricky poháněných čerpadel jednou z cest, jak snížit produkci emisí CO₂.

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 Část pracovního cyklu [3]	13
Obr. 2 Základní městský cyklus [8].....	16
Obr. 3 FTP 75 [9].....	17
Obr. 4 Zkušební cyklus WLTP [8].....	18
Obr. 5 Sankeyův diagram energetické bilance [10]	19
Obr. 6 Termosifonové chlazení [13]	22
Obr. 7 Mechanicky poháněné čerpadlo chladicí kapaliny [upraveno dle 12]	25
Obr. 8 Deskožebrový výměník s křížovým tokem [14].....	25
Obr. 9 Provedení chladičů	26
Obr. 10 Termostat [13]	26
Obr. 11 Vyrovňovací nádobka[13]	27
Obr. 12 ŠKODA Rapid[19]	28
Obr. 13 Vysokoteplotní okruh - Studený motor.....	31
Obr. 14 Vysokoteplotní okruh -Motor je zahřátý, jeden termostat otevřen.....	32
Obr. 15 Vysokoteplotní okruh -Motor je zahřátý, jeden termostat otevřen.....	33
Obr. 16 Nízkoteplotní okruh.....	34
Obr. 17 Čerpadlo chladicí kapaliny – průtok do motoru je zastaven [21].....	35
Obr. 18 Čerpadlo chladicí kapaliny – průtok do motoru je umožněn [21]	36
Obr. 19 Skříň termostatu	36
Obr. 20 Vysokoteplotní chladič.....	37
Obr. 21 Chladič oleje	38
Obr. 22 Elektrické oběhové čerpadlo	38
Obr. 23 Chladič plnicího vzduchu	39
Obr. 24 Nízkoteplotní chladič	39
Obr. 25 Vyrovňovací nádobka	40
Obr. 26 Přechody mezi komponenty	43
Obr. 27 Odstranění vlivu dynamického tlaku	43
Obr. 28 Experimentálně naměřená charakteristika čerpadla pro jedny otáčky	44
Obr. 29 Přepočtové vztahy [22]	45
Obr. 30 Charakteristika čerpadla.....	45

Obr. 31 Model vyrovnávací nádoby	46
Obr. 32 Odchylyk naladěného hydraulického modelu chladicí soustavy	48
Obr. 33 Objemový tok jednotlivými komponenty – $f(k_{\Delta p} \text{ chladič oleje})$	49
Obr. 34 Tlakové ztráty jednotlivými komponenty - $f(k_{\Delta p} \text{ chladič oleje})$	50
Obr. 35 Objemový tok jednotlivými komponenty – $f(k_{\Delta p} \text{ výměník topení})$	51
Obr. 36 Tlakové ztráty jednotlivými komponenty – $f(k_{\Delta p} \text{ výměník topení})$	52
Obr. 37 Objemový tok jednotlivými komponenty – $f(k_{\Delta p} \text{ vysokoteplotní chladič})$	53
Obr. 38 Tlakové ztráty jednotlivými komponenty - $f(k_{\Delta p} \text{ vysokoteplotní chladič})$	54
Obr. 39 Vliv změny průměru hadice chlazení	55
Obr. 40 Objemový tok jednotlivými komponenty - $f(\text{geometrie})$	56
Obr. 41 Tlakové ztráty jednotlivými komponenty - $f(\text{geometrie})$	57
Obr. 42 Řez upraveným čerpadlem.....	60
Obr. 43 Umístění čerpadla Pierburg CWA200 do chladicího okruhu.....	61
Obr. 44 Charakteristika čerpadla Pierburg CWA200 [23].....	62
Obr. 45 Graf naměřených hodnot - základní varianta.....	64
Obr. 46 Umístění termostatu hlavy válců	65
Obr. 47 Graf naměřených hodnot – termostat hlavy válců	66
Obr. 48 Znárodnění umístění elektrického čerpadla Pierburg CWA200 ve voze..	67
Obr. 49 Graf naměřených hodnot – elektrické čerpadlo, deaktivovaná funkce clonky	68
Obr. 50 Graf naměřených hodnot – elektrické čerpadlo, aktivovaná funkce clonky	69

SEZNAM TABULEK

Tab. 1 Limity emisí pro vznětové motory	15
Tab. 2 Limity emisí pro zážehové motory	15
Tab. 3 Technické údaje [20]	29
Tab. 4 Chyba po přepočtu polynomem druhého stupně.....	44
Tab. 5 Vliv koeficientu tlakových ztrát chladiče oleje na příkon čerpadla	50
Tab. 6 Vliv koeficientu tlakových ztrát výměníku topení na příkon čerpadla.....	52
Tab. 7 Vliv koeficientu tlakových ztrát vysokoteplotního chladiče na příkon čerpadla	54
Tab. 8 Vliv variant na příkon čerpadla a průtok čerpadlem	58

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] CYRUS, Václav, WURST Petr a CYRUS Jan. *Měření hydraulických vlastností chladicí soustavy čtyřválcového motoru EA111 - 1.2 TSI, 77 kW*. 1. vyd. Praha: AHT Energetika, 2012.
- [2] HORÁK, František. Vliv složení vozového parku osobních automobilů v České republice na životní prostředí. [online]. 27.3.2012, s. 12 [cit. 2015-04-11]. Dostupné z:http://portal.sda-cia.cz/clanky/download/2012-03-Tech_zprava_TUV_SUD-2012.pdf
- [3] TAKÁTS, Michal. *Měření emisí spalovacích motorů*. 1. vyd. Praha: ČVUT Praha, 1997, 111 s. ISBN 80-010-1632-3.
- [4] HROMÁDKO, Jan. *Spalovací motory: komplexní přehled problematiky pro všechny typy technických automobilních škol*. 1. vyd. Praha: Grada, 2011, 296 s. ISBN 978-80-247-3475-0.
- [5] ANDRÉS, Jaroslav. *Pracoviště pro měření emisí silničních motorových vozidel*. Pardubice, 2008. Diplomová práce. Univerzita Pardubice, Dopavní fakulta Jana Pernera, Katedra dopravních prostředků a diagnostiky. Vedoucí práce Doc. Ing. Milan Graja, CSc.
- [6] ŠENK, Vladimír. *Úprava složení výfukových plynů zážehových motorů použitím katalyzátoru – materiálně didaktická pomůcka*. Pardubice, 2010. Bakalářská práce. Univerzita Pardubice, Dopavní fakulta Jana Pernera, Katedra dopravních prostředků a diagnostiky. Vedoucí práce Ing. Jaromír Folvarčný.
- [7] *Snížení znečišťujících emisí z lehkých vozidel* [online]. 2013 [cit. 2015-05-28]. Dostupné z:
http://europa.eu/legislation_summaries/environment/air_pollution/l28186_cs.htm
- [8] *Ökologisch Unterwegs: Kraftstoffverbräuche in Theorie und Praxis. VIAVISION: VOLKSWAGEN NACHRICHTEN AUS DER MOBILEN ZUKUNFT*. 2015, : 8

- [9] *Drive cycles* [online]. In: . [2006] [cit. 2015-05-28]. Dostupné z: <http://www.daham.org/basil/leedswww/emissions/drivecycles.htm>
- [10] MACEK, Jan. *Spalovací motory I*. 1. vyd. Praha: ČVUT, 2007, 260 s. ISBN 978-80-01-03618-1.
- [11] REICHERT, Ladislav, HOLÁT František a JUKL Ladislav. *Konstrukce a výpočet vozidlových spalovacích motorů*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1973.
- [12] RAUSCHER, Jaroslav. *Vozidlové motory: Studijní opory*. VUT FSI Brno, 2004.
- [13] *FAHRZEUGKÜHLUNG: KOMPAKTES WISSEN FÜR DIE WERKSTATT* [online]. BEHR HELLA SERVICE [cit. 2015-03-19]. Dostupné z: http://www.behrhellaservice.de/behr-hella-service/assets/media_global/J00606_EC_Broschuere_Direktkunden_Master.pdf
- [14] KOZUBKOVÁ, Milada, BLEJCHAR Tomáš a BOJKO Marian. *Modelování přenosu tepla, hmoty a hybnosti: učební text*. Vyd. 1. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2011, 173 s. ISBN 978-80-248-2491-8.
- [15] GSCHEIDLE, Rolf. *Příručka pro automechanika*. Praha: Sobotáles, 2001, 629 s. ISBN 80-859-2076-X.
- [16] Tisková mapa: ŠKODA na autosalonu v Paříži. [online]. [cit. 2014-11-02]. Dostupné z: https://media.skoda-auto.com/cs/_layouts/Skoda.PRPortal/pressrelease.aspx?ID=450
- [17] TISKOVÁ MAPA: NOVÁ ŠKODA RAPID – NOVÁ TŘÍDA ZNAČKY ŠKODA. [online]. [cit. 2014-11-02]. Dostupné z: https://media.skoda-auto.com/cs/_layouts/Skoda.PRPortal/pressrelease.aspx?ID=420
- [18] ŠKODA: Výroční zpráva 2012. In: [online]. [cit. 2014-11-23]. Dostupné z: <http://new.skoda-auto.com/SiteCollectionDocuments/company/investors/annual-reports/cs/skoda-auto-annual-report-2012.pdf>
- [19] *Design: ŠKODA RAPID* [online]. [cit. 2015-05-28]. Dostupné z: http://www.skoda-auto.cz/models/rapid/design#SliderModuleWebPart_1

[20] ŠKODA Rapid: Katalog. In: [online]. [cit. 2014-11-23]. Dostupné z: <http://www.skoda-auto.cz/sitecollectiondocuments/skoda-auto/ke-stazeni/rapid-katalog.pdf>

[21] *Audi: 1,2l-TFSI-Motor*. Ingolstadt: AUDI AG, 2010.

[22] MELICHAR, Jan a BLÁHA, Jaroslav. *Problematika soudobé čerpací techniky: vybrané partie*. Vyd. 1. Praha: Česká technika - nakladatelství ČVUT, 2007, 265 s. ISBN 978-80-01-03719-5.

[23] *MBWorld* [online]. [cit. 2015-06-29]. Dostupné z: <http://mbworld.org/forums/m275-v12-bi-turbo-platform/491594-understanding-intercooling-charge-coolers-heat-exchangers-circulation-pumps-5.html>