VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

NÁVRH A OPTIMALIZACE REGULAČNÍHO VENTILU PRO EHRS VÝMĚNÍK

DESIGN AND OPTIMIZATION OF THE CONTROL VALVE FOR EHRS EXCHANGER

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE — Bc. JAKUB RADA
AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE — Ing. MARTIN BERAN
SUPERVISOR

BRNO 2015

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Akademický rok: 2014/15

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Jakub Rada

který/která studuje v **magisterském studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Návrh a optimalizace regulačního ventilu pro EHRS výměník

v anglickém jazyce:

Design and optimization of the control valve for EHRS exchanger

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Tématem práce je navržení vhodného regulačního ventilu pro EHRS výměník.

Cíle diplomové práce:

1. Proveďte dostupnou rešerši možných konstrukčních řešení navrhovaného regulačního ventilu a proveďte jejich kritické zhodnocení s ohledem na vhodnost použití pro zadanou aplikaci.

2. Stanovte pracovní podmínky a požadavky na navrhovaný regulační ventil.

3. Vytvořte konstrukční návrh zadaného regulačního ventilu a na jeho základě vytvořte 3-D CAD model.

4. Sestavte výpočtový model a na základě jeho analýz proveďte případné úpravy navrženého ventilu za účelem jeho optimalizace.

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá návrhem a optimalizací regulačního ventilu pro EHRS výměník. První část práce představuje rešerši popisující historický vývoj spalovacích motorů, jejich vliv na životní prostředí a především možné způsoby využití odpadního tepla. Druhá část je zaměřena na samotný návrh regulačního ventilu a experimentální měření pro ověření jeho funkčnosti. Závěrečná část obsahuje analýzu tlakových ztrát navrženého ventilu za účelem zlepšení jeho konstrukčních nedostatků.

KLÍČOVÁ SLOVA

regulační ventil, tepelný výměník, tepelná trubice, rekuperace, odpadní teplo, EHRS, tlaková ztráta

ABSTRACT

This diploma thesis deals with the design and optimization of the control valve for EHRS exchanger. The first part of the thesis contains a research describing the historical development of internal combustion engines, their impact on the environment and especially the possible ways of waste heat recovery. The second part focuses on the design of the control valve and experimental measurement to verify its functionality. The final part contains an analysis of pressure losses of the designed valve to improve its construction disadvantages.

KEYWORDS

control valve, heat exchanger, heat pipe, heat recovery, waste heat, EHRS, pressure loss

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

RADA, J. *Návrh a optimalizace regulačního ventilu pro EHRS výměník*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 84 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Martin Beran.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Martina Berana a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 26. května 2015 ……..……..……..

Jakub Rada

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych rád poděkoval panu Ing. Martinu Beranovi za pomoc, rady a náměty při vedení a zpracování mé diplomové práce. Také bych rád poděkoval své rodině za pomoc a podporu po celou dobu studia.

OBSAH

Úvod 10
1 Historie 11
1.1 Éra páry 11
1.2 Pístové spalovací motory 12
1.2.1 Vývoj pístových spalovacích motorů v zemích západní Evropy 12
1.2.2 Vývoj pístových spalovacích motorů v Československu 15
2 Pístové spalovací motory a jejich vliv na životní prostředí 17
2.1 Složení výfukových plynů a jejich dopad na člověka 17
2.2 Evropské normy upravující emisní limity 19
2.2.1 EURO I. 20
2.2.2 EURO II. 20
2.2.3 EURO III. 20
2.2.4 EURO IV. 21
2.2.5 EURO V. 21
2.2.6 EURO VI. 21
2.3 Typy homologačních emisních zkoušek EURO 22
2.3.1 Zkouška typu I 23
2.3.2 Zkouška typu II. 25
2.3.3 Zkouška typu III. 25
2.3.4 Zkouška typu IV. 25
2.3.5 Zkouška typu V. 27
2.3.6 Zkouška typu VI. 27
2.3.7 Zkouška systému OBD 28
3 Předehřev a jeho uplatnění ve spalovacím motoru 29
3.1 Mazací oleje 31
3.2 Chladicí kapaliny 34
4 Přehled systémů využívajících odpadní teplo z výfukových plynů 35
4.1 Stirlingův motor 35
4.1.1 Konstrukce Stirlingova motoru 35
4.1.2 Popis funkce Stirlingova motoru 35
4.2 Rankin-Clausiův cyklus (RC) 36
4.2.1 Popis funkce RC cyklu 36
4.2.2 Využití RC cyklu v automobilu 37
4.3 Turbosteamer 38

4.4 Termoelektrické generátory (TEG) 39
4.4.1 Úvod do problematiky TEG 39
4.4.2 Princip termoelektrické výroby elektrické energie 40
4.4.3 Účinnost termoelektrické přeměny 41
4.4.4 Využití TEG v automobilech 42
4.5 Šestidobý spalovací motor 43
4.6 Turbodmychadlo 44
5 Dostupná konstrukční řešení regulačních ventilů 45
5.1 Klasifikace regulačních ventilů 45
5.2 Parametry regulačních ventilů 46
5.2.1 Jmenovitý tlak PN a pracovní stupeň ventilu 46
5.2.2 Průtokový součinitel ventilu k_v 46
5.2.3 Konstrukční charakteristiky ventilu 47
5.2.4 Autorita ventilu Pv 48
5.3 Přehled dostupných řešení regulačních ventilů 49
5.3.1 Ventil s kulovou kuželkou 49
5.3.2 Solenoidový ventil 50
6 Základní informace o EHRS výměníku a důvodech jeho regulace 52
6.1 Gravitační smyčková trubice (termosifon) 52
6.2 Koncepce EHRS výměníku pro urychlení ohřevu chladicí kapaliny 53
7 Stanovení pracovních podmínek a požadavků kladených na regulační ventil 54
7.1 Stanovení provozních podmínek EHRS výměníku 54
7.2 Stanovení konstrukčních a regulačních požadavků na ventil EHRS výměníku 54
8 Výpočet vstupních parametrů pro konstrukční návrh regulačního ventilu 55
8.1 Stanovení průtočného množství pracovní látky ve výměníku 55
9 Konstrukční návrh regulačního ventilu EHRS výměníku 57
9.1 Volba materiálu 57
9.2 Konstrukční 3D návrh regulačního ventilu 57
9.3 Návrh ovládacího mechanismu regulačního ventilu 58
9.4 Volba ovládacího permanentního magnetu 60
9.4.1 Stanovení potřebné síly pro otevření/uzavření ventilu 60
9.4.2 Výpočet hodnoty magnetické indukce (hustoty magnetického toku) 61
10 Experimentální měření za účelem ověření regulační schopnosti navrženého ventilu 63
10.1 Výsledky měření 64
11 Výpočet tlakových ztrát s využitím CFD 65
11.1 Tvorba modelu 65

11.2 Tvorba výpočtové sítě a zadání okrajových podmínek 66
11.3 Výpočet 68
11.3.1 Volba modelu turbulence 68
11.3.2 Volba okrajových podmínek 68
11.3.3 Modelování proudění v blízkosti stěny 68
11.4 Výsledné tlakové ztráty navrženého ventilu 71
12 Návrh konstrukčních změn pro zlepšení parametrů ventilu EHRS výměníku 72
12.1 Návrh 1. konstrukční úpravy 72
12.2 Návrh 2. konstrukční úpravy 72
12.3 Návrh 3. konstrukční úpravy 73
12.4 Přehled tlakových ztrát jednotlivých konstrukčních úprav 74
Závěr 75
Seznam použitých zkratek a symbolů 80
Seznam příloh 82
Seznam obrázků 83
Seznam tabulek 84

ÚVOD

V současné době jsou stále intenzivněji zkoumány možnosti využití odpadního tepla, a to zejména s cílem zvýšení účinnosti spalovacího motoru. Z důvodu osobního zapojení se do jednoho z těchto výzkumů jsem si za téma diplomové práce zvolil návrh a optimalizaci regulačního ventilu pro EHRS výměník.

Tepelné výměníky umístěné ve výfukovém potrubí jsou ideálním řešením pro využití tepla horkých spalin, které by byly jinak bez užitku vypuštěny do okolí. Současným trendem při vývoji spalovacích motorů je snižování třecích ztrát, spotřeby paliva a s tím spojené množství produkovaných emisí. Těchto požadavků je možné docílit pouze v případě, že je dosaženo ideálních provozních podmínek motoru. Právě proto jsou vyvíjeny EHRS výměníky, které jsou schopny zkrátit dobu, za kterou se spalovací motor zahřeje na optimální provozní teplotu.

V práci je kladen důraz na zdůvodnění potřeby předehřevu spalovacích motorů a vytvoření přehledu systémů využívajících odpadní teplo. Hlavním cílem je pak vytvoření konstrukčního návrhu regulačního ventilu pro EHRS výměník a ověření jeho funkčnosti experimentem. Za dílčí cíl práce jsem si vytyčil výpočet tlakových ztrát navrženého ventilu za pomoci metody CFD, a na základě jeho výsledků provedení vhodných konstrukčních úprav.

Práce bude koncipovaná do tří základních oddílů. V první části bude teoreticky zpracován historický vývoj spalovacích motorů, problematika emisí a také přehled systémů využívajících odpadní teplo. Další část práce bude zaměřena na jednotlivé aspekty, které mají bezprostřední vliv na samotný konstrukční návrh regulačního ventilu pro EHRS výměník spolu s experimentálním měřením, které ověří jeho regulační schopnost. Třetí část se věnuje vytvoření výpočtového modelu za účelem analýzy tlakových ztrát a navržení případných konstrukčních změn regulačního ventilu.

1 HISTORIE

V následujících kapitolách je zachycen pouze nástin historického vývoje spalovacích motorů, protože všechny historicky významné události a technicky zajímavé podrobnosti nebylo možno zachytit. Vzhledem k obsáhlosti historických pramenů lze však říci, že jen díky neustupující vytrvalosti a píli lidu se vývoj spalovacích motorů dostal do takové podoby, jak jej známe dnes. Už za první krok vedoucí k výrobě automobilu lze považovat objevení kola v období raného středověku. Jeho objevení je s největší pravděpodobností přisuzováno Sumerům, kteří jej vynalezli před více jak pěti tisíci lety.[1]

1.1 ÉRA PÁRY

První pokusy s využitím páry prováděl již v 15. století Leonardo da Vinci. Do této doby lidstvo znalo sílu pouze lidskou, zvířecí, větru či vody. Éra páry jako taková je známá až z období 17. století, kdy byly vyvinuty již funkční modely využívající páru. V roce 1629 vyvinul Giovanni Branca funkční model parní turbíny. Dalším významným vědcem podílejícím se na zjišťování možností páry byl Isaac Newton, který formuloval základní principy jejího využití. Francouzský fyzik Denis Papin přišel v roce 1688 s ohňovým atmosférickým strojem. Využití atmosférických strojů přišlo až s rozvojem manufaktur a průmyslu pro pohon strojů v dopravě. První použitelný vahadlový atmosférický stroj s výkonem 6 koní a účinností 1% byl vynalezen v roce 1705 kovářem Thomasem Newcomenem a Johnem Cawleyem. Rozdíly mezi ohňovým, atmosférickým a parním strojem spočívají převážně v konstrukčním uspořádání pracovního válce a kotle s topeništěm. Všechny tyto zařízení patří mezi tepelné stroje, které převádí tepelnou energii na mechanickou práci. [1]

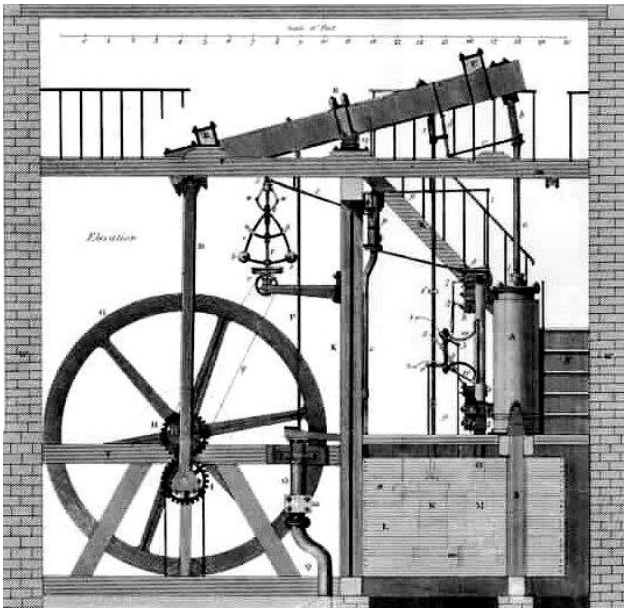
Princip činnosti atmosférického stroje s ruční obsluhou:

- V uzavřeném prostoru kotle se ohřátím vody vytvoří potřebná zásoba horké páry.
- Přepouštěcím kohoutkem je do pracovního válce vpuštěna pára, pomocí níž je píst vytlačen do horní úvrati.
- Uzavřením přívodu horké páry spolu s otevřením přívodu studené vody do válce dojde ke snížení tlaku pod pracovním pístem vlivem kondenzace páry. Píst je přetlakem atmosférického tlaku spolu s posunem vyvolaným vlastní vahou tlačen do dolní úvrati a mechanismus s ním spojený koná mechanickou práci
- Odpuštěný kondenzát se opět ohřeje a celý cyklus se opakuje. [1]

Pro lepší kondenzaci byl pracovní válec opatřen vnějším chlazením. Z výše uvedených skutečností vyplývá, že atmosférické stroje byly dvoudobé a pracovní cyklus byl vykonán během jednoho zdvihu pístu. Stroje byly rozměrné, těžké, s nízkou účinností celkové přeměny energie a vyžadovaly trvalou obsluhu. Trvalo více jak padesát let, než došlo k jeho přerodu v parní stroj. [1]

V roce 1763 byl sedmadvacetiletý anglický mechanik James Watt, působící na univerzitě v Glasgow, pověřen úpravou systému Newcomenova parního stroje. V té době již měl zkušenosti s vylepšováním parních strojů. V roce 1769 sestrojil samočinně pracující dvojčinný svislý vahadlový parní stroj. K přívodu a odvodu páry z pracovního válce Watt využil mechanismus posuvného šoupátka kinematicky spojeného s pohybem pístu. Stroj byl upraven na dvojčinný, ale zůstal dvoudobý. [1]

V roce 1787 James Watt parní stroj zdokonalil a použil v něm úplný klikový mechanismus tvořený pístem, pístnicí, křižákem, ojnicí a klikou na hřídeli. Konstrukční uspořádání stroje bylo vodorovné. Zdokonalený stroj již dále nevyžadoval přítomnost strojníka. [1]



Obrázek 1: Parní stroj Jamese Watta z roku 1769 [1]

1.2 PÍSTOVÉ SPALOVACÍ MOTORY

1.2.1 VÝVOJ PÍSTOVÝCH SPALOVACÍCH MOTORŮ V ZEMÍCH ZÁPADNÍ EVROPY

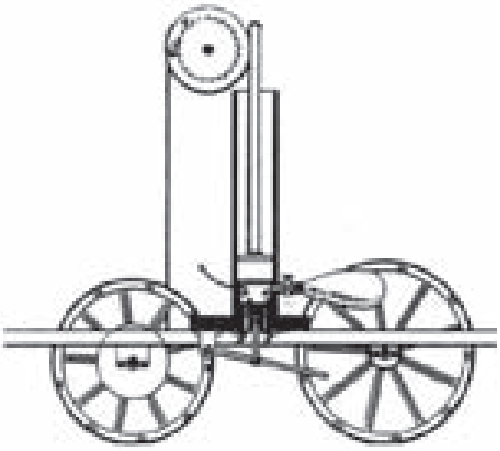
Myšlenka vytvoření spalovacího motoru spočívala v konstrukční úpravě stávajícího parního stroje. Hlavní snahou bylo docílit toho, aby přeměna energie tepelné na mechanickou (tlak) probíhala uvnitř pracovního prostoru stroje, čímž by se výrazně zvýšila účinnost. Existoval však problém při výběru vhodného nosiče tepelné energie resp. paliva. Dalším úskalím byla úprava tepelného oběhu, u něhož spalování probíhá uvnitř pracovního prostoru motoru. Proto první pokusy byly prováděny pouze v laboratořích, jejichž výsledky sloužily jako atrakce k obveselení a kratochvíli. Avšak do historie výzkumu a vývoje spalovacích motorů se podepsali francouzští učenci a němečtí technici. [1]

Prvními experimenty se spalováním střelného prachu se zabýval v roce 1678 fyzik Jean Hautefeuille, který spalovací motor řešil jako ohňový atmosférický stroj. O pár let později se podobným typem motoru zabýval i nizozemský fyzik Christian Huyghens, který stejně jako Hautefeuille potvrdil možnost spalování střelného prachu, avšak bez jakéhokoli praktického využití dosažených výsledků. Podle způsobu uvolnění energie obsažené ve střelném prachu se těmto motorům říkalo „výbušné motory“. [1]

V roce 1791 přišel anglický vědec John Barber s plynovou spalovací turbínou, kterou si dal patentovat. O osm let později vynalezl Philippe Lebon dvoudobý motor s elektrickým zapalováním spalující svítiplyn, vyráběný suchou destilací dřeva. [1]

Nicméně ze všech se do historie nejvíce zapsal v roce 1807 Švýcar Isaac de Rivaz, který si nechal patentovat plynový motor na svítiplyn nebo vodík. Konstrukce motoru vycházela z dělové hlavně s pístem o průměru 365mm a zdvihem 1520mm. Spalovaná směs během jednoho cyklu byla složena ze dvou litrů plynu a deseti litrů vzduchu. Plnění válce bylo

uskutečněno během 1/10 zdvihu. Motor pracoval na základě atmosférického principu spalování, kde elektrickým zážehem došlo k zapálení směsi plynu se vzduchem, a poté vymrštění pístu do horní úvrati s následným odpuštěním spalin. První pokusy byly prováděny na vozidle bez řízení a brzd s malou zásobou plynu. Ovládání spalovacího cyklu bylo ruční a prováděl jej strojník, avšak s maximální opakovatelností 12 cyklů/min. Vozidlo při svém pohybu spíše připomínalo poskoky vpřed než jízdu. [1]



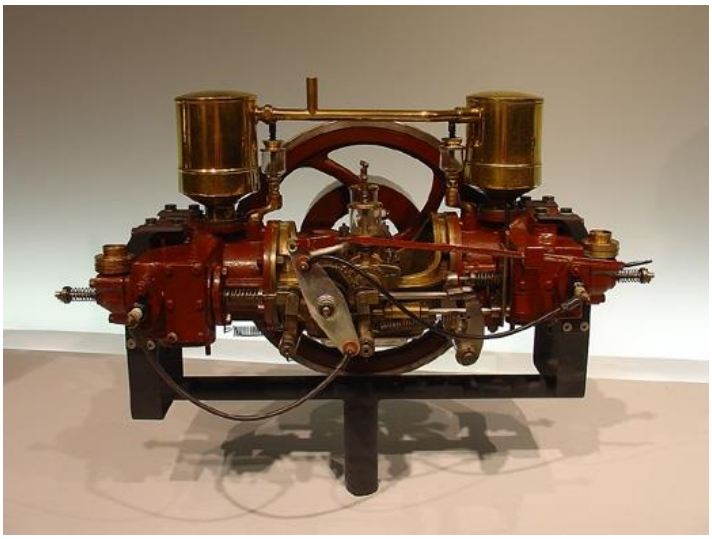
Obrázek 2: Vozík s výbušným motorem Issaca de Rivaz[1]

V roce 1860 vznikl ve Francii spalovací motor využívající hojně rozšířený svítiplyn zásluhou francouzského technika Jeana Josepha Etienna Lenoira. Jednalo se o dvojčinný, dvoudobý motor na plyn, získaný destilací uhlí nebo vodík. Později bylo použito i směsi kapalného paliva se vzduchem. Motor byl konstrukčně podobný parnímu stroji s úplným klikovým mechanismem. Dalším významným francouzským vynálezcem byl Alphons Beau de Rochas, který přesně definoval princip čtyřdobého motoru a v roce 1862 získal francouzský patent. S objevením čtyřdobého pracovního cyklu bylo nutné vyřešit výměnu náplně válce a konstrukci klikového mechanismu, protože stávající koncepce byla nevyhovující. Nabízela se možnost zkrácení klikového mechanismu (odstraněním pístnice s křižákem) nebo použití hřebenového mechanismu. První možností výměny náplně válce bylo využití expanzního a části výfukového zdvihu pístu, stejně jako tomu je u dvoudobého motoru. Druhou možností bylo přidání sacího a kompresního zdvihu a získat tak motor čtyřdobý. [1]

Důležitým aspektem, který si konstruktéři museli spočítat je komprese směsi, která má zásadní vliv na tepelnou účinnost motoru. Za nejdůležitější mezník je považováno objevení kapalného paliva, které má ze všech dostupných paliv největší objemovou koncentraci energie. V roce 1825 byl britským fyzikem a chemikem Michaelem Faradayem definován proces destilace ropy a její frakce tj. benzín, petrolej, nafta, petrolej a těžký olej. [1]

V roce 1867 představil Nikolaus August Otto se svým společníkem Eduardem Langenem výbušný atmosférický motor systému Otto-Langen, který představoval zdokonalený Lenoirův motor. Tento motor byl dvoudobý s primitivním pracovním cyklem. Téměř deset let trvalo, než Otto představil prakticky využitelný ležatý motor na svítiplyn se čtyřdobým pracovním cyklem. Tato koncepce motoru byla stabilnější, určená převážně k pohonu strojních zařízení. Definitivní vítězství spalovacího motoru nad parním strojem bylo oznámeno v 1878 na světové výstavě v Paříži, kde zmiňovaní Němci představili první spalovací jednoválcový čtyřdobý motor Otto-Langen. Motor spaloval kapalné palivo a zařízení pro přípravu směsi benzínových par se vzduchem bylo větší než samotný motor. [1]

V roce 1884 přišel Otto se zdokonaleným elektrickým zapalováním, zavedl nízkonapěťové magneto a použil odpařovací karburátor. Ve firmě Otto-Langen začínali jako zaměstnanci a technici muži, v budoucnu označovaní jako tvůrci automobilu. Mezi nejvýznamnější patřil Carl Benz, který roku 1880 spustil dvoudobý motor s elektrickým zapalováním a rozvody pomocí kanálů. Dalším zaměstnancem byl Gottlieb Daimler, který v roce 1883 získal patent na svůj rychloběžný spalovací motor s uzavřenou klikovou skříní spalující palivo připravované v karburátoru. Gottlieb Daimler se svými bohatými pracovními zkušenostmi zabudoval se svým kolegou Wilhelmem Maybachem roku 1885 motor do motocyklu s dřevěným rámem a opěrnými kolečky. Identický motor byl dále použit v drezíně, člunu, vzducholodi, ale především v kočáru. Rok 1886 je považován za zrod automobilu a položení základu společnosti Daimler. Následovaly kroky za účelem navýšení výkonu motoru, proto v roce 1889 přišel Daimler s dvouválcovým vidlicovým motorem a Benz s plochým motorem, který nazval „kontramotor“. Zrození novodobého spalovacího motoru v Německu završil v roce 1890 Wilhelm Maybach se svým čtyřdobým čtyřválcovým motorem o výkonu 3,7kW při 620min-1 a hmotnosti 153 kg. [1]



Obrázek 3: Kontramotor Benz [1]

Za vynálezce vznětového motoru je považován Němec Rudolf Diesel, který se zabýval na pařížské univerzitě praktickou termodynamikou. Snažil se upravit tepelný oběh tak, aby jej přiblížil teoretickému oběhu ideálního tepelného stroje pro získání nejvyšší účinnosti přeměny tepelné energie na mechanickou práci. Prvotní Dieselovou koncepcí byl vznětový motor spalující petrolej. Stále se ale nedařilo vyřešit problém s konstrukcí vstřikovacího zařízení, které by vyvinulo potřebný vstřikovací tlak paliva. Jelikož výkon vznětového motoru není regulován v sání, bylo nutné vyřešit otázku dodávky paliva pro všechny provozní režimy motoru. Technologická úroveň výroby nebyla schopna splnit požadavky vysokotlakého vstřikování a řešení s využitím stlačeného vzduchu pro vyfukování se potýkalo s mnohými nedostatky. Diesel se utvrdil v tom, že není možné provozovat tepelný oběh motoru podle Carnotova cyklu a že jej není možné provozovat bez chlazení. V roce 1897 spustil svůj tzv. „Dieselův“ motor spalující kapalné či jiné palivo s výkonem 13,1kW při otáčkách 150min-1. Motor dosahoval měrné spotřeby 238g/kWh s účinností 26,2%, což představovalo obrovský úspěch. Tento motor se stal průkopníkem a nahradil parní stroje pro pohon strojů, lodí a lokomotiv. Na výstavě v Paříži roku 1900 byl motor oceněn Velkou cenou. Diesel uzavřel kontrakt na výrobu motorů pro kodaňské loděnice. V roce 1911 vyplula loď Seelandia se dvěma osmiválcovými motory,

které byly v provozu až do roku 1942. Další loď byla poháněna sedmi vznětovými motory o celkovém výkonu 2000 koní. Úspěchu dosáhly motory i na železnici, kde vidlicový čtyřválcový motor o výkonu 1000 koní dosáhl v lokomotivě Borsig rychlost 100km/h. Uplatnit tyto motory v osobních automobilech bylo možné až za dvacet let, kdy bylo vynalezeno vhodné vstřikovací zařízení. [1]

Obrázek 4: První motor Rudolfa Diesela [1]

1.2.2 VÝVOJ PÍSTOVÝCH SPALOVACÍCH MOTORŮ V ČESKOSLOVENSKU

Historický vývoj spalovacích motorů v českých zemích byl významně ovlivněn vývojem nové techniky v bývalé rakousko-uherské monarchii, který proti zemím Evropy zaostával. V počátcích byly první spalovací motory do Rakouska dováženy. Jednalo se o Ottovy německé atmosférické plynové motory vyráběné ve firmě Gas-motorenfabrik Deutz. První motory byly vyráběny ve Vídni strojírnou Langen & Wolf a do roku 1875 jich bylo postaveno celkem 87 kusů. [1,2]

Prvním výrobcem spalovacích motorů v českých zemích byla strojírna Märky, Bromovský a Schulz. Roku 1887 předvedli na výstavě architektů a inženýrů v Praze petrolejové, resp. benzínové motory vyráběné pravděpodobně v adamovských závodech podle petentů vídeňského mechanika Marcuse. [1,2]

Dalším významným mezníkem ve vývoji spalovacího motoru u nás byl rok 1897, kdy z kopřivnické automobilky Tatra vyjel první automobil s názvem „President“. Vozidlo mělo čtyřdobý dvouválcový motor o výkonu 5 koní při 600 ot/min vytvořený podle Benzových patentů. Další tatrovácké motory byly zdokonalené, ale stále vycházely z prvních konstrukcí. Kopřivnická automobilka se specializovala na výrobu motorů do závodních, osobních i nákladních vozidel. Tatra se stala úspěšnou továrnou na výrobu vzduchem chlazených motorů, které dosáhly obdivu po celém světě. [1,2]

Naše druhá nejstarší automobilka Laurin a Klement se specializovala na výrobu motocyklů se čtyřdobými vzduchem chlazenými motory. Čeští jezdci s motocykly L&K sklidili v letech 1902-1905 obrovský úspěch a následně se dostavily objednávky motocyklů z celého světa. Automobilka však začala s výrobou osobních a užitkových automobilů. První světová válka však její chod značně narušila a k obnově výroby došlo až v roce 1925, kdy došlo ke spojení se Škodou Mladá Boleslav. [1,2]

Významné místo v dějinách vývoje a výroby automobilů a automobilových motorů u nás má automobilka Praga. Během padesátiletého působení byly motory Praga proslulé svou spolehlivostí a trvanlivostí. Motory osobních vozidel měly převážně benzínové vodou chlazené motory s Ricardovým spalovacím prostorem. Pro motory užitkových vozidel bylo použito vodou chlazených naftových motorů s Ricardovou kulovou vírovou komůrkou. Na továrně se taktéž podepsaly obě světové války. Po rekonstrukci se továrna začala specializovat pouze na výrobu užitkových vozidel. [1,2]

V roce 1902 začala s výrobou čtyřdobých motorů malých výkonů továrna Františka Wichterleho v Prostějově, za které získala o rok později „čestného uznání“. [1,2]

Před a během první světové války se výroba naftových motorů příliš nerozvinula. Za zmínku však určitě stojí motory vyrobené První brněnskou strojírnou a automobilkou Laurin a Klement v Mladé Boleslavi. V letech 1924-1925 začala firma ČKD s výrobou rychloběžných naftových motorů s uzavřenou konstrukcí a přímým vstřikováním paliva. Vývoj zaznamenal poměrně rychlý rozvoj a přibližně za 10 let bylo vyvinuto několik variant těchto čtyřdobých motorů s maximálním průměrem válce 420 mm a maximálním výkonem 1000 koní. Motory ČKD byly určeny pro lodní, drážní i automobilovou dopravu. [1,2]

Po první světové válce byla obnovena taktéž výroba v bývalých Škodových závodech. Vyráběly se komůrkové motory s označením LW (Elwe). Těsně před druhou světovou válkou se ve Škodových závodech na Smíchově vyráběly motory s vrtáním 110 až 350 mm s výkonem až 600 koní. Po osvobození v roce 1945 výroba pokračovala, a vlivem rostoucí poptávky ze zahraničí se zvyšovala. [1,2]

Během druhé světové války byla výroba motorů v ČKD okupanty nejprve omezena a nakonec zastavena. Závod byl po válečném bombardování obnoven a výroba se zjednodušovala a soustřeďovala pouze na výrobu naftových motorů pro železnici. V První brněnské strojírně se po válce upustilo od výroby motorů a přešlo se k výrobě turbodmychadel pro zvýšení výkonů naftových motorů přeplňováním. [1,2]

2 PÍSTOVÉ SPALOVACÍ MOTORY A JEJICH VLIV NA ŽIVOTNÍ PROSTŘEDÍ

Je velice dobře známo, že spalovací motor je nejdůležitějším prvkem automobilu. Pístové spalovací motory mají ve vozidlech více jako stoletou historii a jsou stále nejpoužívanějším hnacím prvkem vozidel. Je to zejména proto, že dosahují nejlepšího poměru mezi využitím paliva a svou hmotností. V porovnání s ostatními druhy motorů jsou méně hlučné a mají menší nároky na údržbu. Princip jejich funkce spočívá v přeměně chemické energie vázané v použitém palivu nejprve jeho spalováním na tepelnou energii, a ta se v konečné fázi převede pomocí klikového mechanismu na mechanickou práci. [6]

Se vzrůstajícím počtem automobilů se úměrně zvyšuje negativní vliv produkovaných výfukových plynů, jakožto zbytkového produktu hoření paliva na životní prostředí a zdraví člověka. Vlivem stále zvyšujícího se množství vyprodukovaných emisí jsou uzákoněny přípustné limity těchto škodlivin, které se neustále zpřísňují. Snaha regulovat nepříznivé účinky na životní prostředí se stala jednou ze základních požadavků při návrhu nových motorů. Postup jednotlivých omezení v chronologickém uspořádání spočíval v omezení nadměrného hluku přes snižování kouřivosti vznětových motorů až po dnešní komplexnější přístup. Podmínky jejich splnění jsou stále složitější, technicky náročnější a stojí nemalé finanční náklady. Legislativní předpisy upravují nejen vlastní produkci škodlivin během jízdy, ale i v samotném výrobním procesu a také stanovují pravidla pro ekologickou likvidaci starých vozidel. [6]

2.1 SLOŽENÍ VÝFUKOVÝCH PLYNŮ A JEJICH DOPAD NA ČLOVĚKA

Jak již bylo zmiňováno v kapitole výše, během spalovacího procesu dochází k přeměně energie obsažené v palivu na energii pohybovou. Automobilové motory využívají jako paliva nejčastěji benzin nebo naftu. V obou případech se jedná o směs chemických sloučenin uhlíku a vodíku. Spalovací proces spočívá ve slučování těchto uhlovodíkových paliv s kyslíkem obsaženým ve vzduchu. Výsledkem reakce je uvolnění tepelné energie a vznik dalších chemických sloučenin. [6]

V případě, že by atomy uhlíku a vodíku obsažené v palivu úplně reagovaly s kyslíkem obsaženým ve vzduchu, proběhla by chemická reakce podle tzv. ideálního průběhu spalování. Výsledkem reakcí by byl oxid uhličitý CO_2 a voda H_2O. Tyto produkty nejsou pro zdraví člověka nijak ohrožující. [6]

Jelikož spalování v reálném motoru neprobíhá podle výše uvedených ideálních podmínek, dochází ke vzniku vedlejších produktů a mnohé z nich jsou považovány za škodlivé. K jejich vzniku dochází zejména vlivem tepelných ztrát, krátké reakční doby a nedokonalého promísení paliva se vzduchem. Mimo produktů CO_2 a H_2O obsahují výfukové plyny oxid uhelnatý CO, oxidy dusíku NOx, nespálené uhlovodíky HC, oxidy síry, pevné částice a další složky. [6]

Zde je výběr nejzákladnějších složek výfukových plynů z celkového počtu čítajícího až sto látek:

Oxid uhličitý CO_2

Jedná se o sloučeninu vznikající dokonalým spálením (oxidací) uhlíku v palivu prostřednictvím kyslíku, který je obsažen v nasávaném vzduchu. Jedná se o látku, která pro člověka nepředstavuje výrazné ohrožení za předpokladu, že není vystaven její vysoké koncentraci. Právě vysoká koncentrace by mohla způsobit zadušení. Jediný negativní dopad CO_2 na životní prostředí je jeho významný podíl na tvorbě tzv. „skleníkového efektu“, díky kterému dochází ke zvyšování teploty atmosféry. Míra naměřené hodnoty CO_2 vypovídá nejen o dokonalosti spalování, ale například také o těsnosti výfukového potrubí. Čím větší hodnota CO_2 je, tím je spalovací proces dokonalejší a obsahy CO a HC jsou minimální. V případě, že jsou obsahy všech výše uvedených složek nízké, lze předpokládat netěsnost výfukového potrubí a důsledkem toho dochází k ředění výfukových plynů vzduchem. [3,6]

Oxid uhelnatý CO

Jedná se o látku, která vzniká při spalování bohaté směsi s nedostatečným obsahem kyslíku ($\lambda<1$). Dochází tak k nedokonalému spalování uhlíku obsaženého v palivu na CO, což je velice jedovatý bezbarvý plyn. Ke vzniku CO dochází i v případě, kdy je spalovaná směs nehomogenní nebo její složení cyklus od cyklu kolísá. Velikost emisí CO je zcela závislá na složení směsi, respektive poměru vzduchu a paliva. V krvi se váže na červené krvinky, čímž zabraňuje dopravě kyslíku do plic a zbylých částí organismu. Dokonce už koncentrace 0,5% z celkového objemu vzduchu může být během několika desítek minut smrtelná. [3,6]

Oxidy dusíku NOx

Vznik oxidů dusíku je závislý na teplotě a tlaku ve spalovacím prostoru. Jsou výsledkem oxidace atmosférického dusíku obsaženého v spalovaném vzduchu. Na koncentraci oxidu dusného NO, který se dále okysličuje na NO_2 má významný vliv teplota a doba jejího působení. Podíl NO z celkového množství výfukových plynů je 90%. Souhrnně se však tyto zmíněné oxidy označují jako NOx. Obecně se jedná o červenohnědý jedovatý plyn, který poškozuje plíce. Spolu s nespálenými uhlovodíky HC se podílejí na tvorbě smogu. [3,6]

Uhlovodíky HC

Jedná se o sloučeniny CmHn, kterými jsou například parafiny, olefiny, acetyleny a aromáty. Tyto látky vznikají stejně jako ostatní emise nedokonalým spalováním směsi vlivem nedostatečného množství vzduchu. Ke vzniku HC dochází i v případě vynechání zážehu, zhasnutí zapálené směsi popřípadě její nízké teploty, zejména v blízkosti stěn válce. Na jejich vzniku se také podílí velikost elektrického výboje při zážehu nebo homogenita rozložení směsi ve válci. Parafiny jsou látky bez zápachu, dráždící pokožku s projevy narkotických účinků. Acetyleny se vyznačují nasládlou vůní slabě dráždící pokožku se značným podílem na vzniku smogu. Aromatické uhlovodíky mají charakteristický zápach s narkotickým účinkem a jsou známé jako nervové jedy s rakovinotvorným působením. Dalšími látkami vznikajícími částečným spalováním HC jsou například aldehydy nebo ketony. Jejich přítomnost ve spalinách lze poznat jednoduše podle zápachu a jejich dráždivého účinku na oči. Obsah HC ve výfukových plynech se vlivem zvyšujícího se zatížení motoru snižuje. Obsah HC ve

výfukových plynech je velmi sledovaným parametrem a jeho obsah se měří pomocí analyzátorů výfukových plynů v jednotkách ppm (parts per milion = počet části na 1 milion) [3,6]

Oxid siřičitý SO_2

Oxid siřičitý vzniká slučováním síry s kyslíkem, který je obsažen v nasávaném vzduchu. Síra je obsažena v uhlovodíkovém palivu a její obsah v motorové naftě je výrazně vyšší než u benzinu. Sirné sloučeniny, které vznikají sloučením oxidu siřičitého s vodou, se významně podílejí na tvorbě tzv. „kyselých dešťů“. [3,6]

Pevné částice

Problémem se kterým se výfukové plyny vznětových motorů potýkají, je tvorba pevných částic a sazí. K jejich vzniku dochází vlivem nedokonalého spálení části paliva. Saze vznikají v důsledku procesu zvaného krakování, při kterém dochází ke štěpení uhlovodíkových řetězců. Ke krakování dochází vlivem vysoké teploty a tlaků při nedostatečném množství kyslíku v nasávané směsi. Po vstříknutí nafty začíná proces spalování na povrchu jejích kapiček a to z důvodu dostatečně vysoké teploty a přítomnosti kyslíku. Jelikož je uvnitř kapiček paliva méně kyslíku než na povrchu, je třeba vysokého proudění vzduchu, aby se uhlík dostal do kontaktu s kyslíkem. V případě, že se to nepodaří, část paliva neshoří a ve formě sazí zbarvuje výfukové plyny do tmavé barvy. Samotné saze nejsou pro člověka ohrožující. Ovšem jsou-li v nich přítomny HC, pohlíží se na ně jako škodlivé částice. Pokud se malé částice o velikosti řádově jednotek mikrometrů dostanou hluboko do plic, může dojít k pocitu dráždění dýchajícího ústrojí podobné vdechování prachových částic. Další fakt, který je nutno neopomíjet je ten, že HC jsou brány jako karcinogenní až mutagenní látky. [3,6]

2.2 EVROPSKÉ NORMY UPRAVUJÍCÍ EMISNÍ LIMITY

Jedním z prvních platných právních předpisů, upravujících emisní limity v Evropě byla směrnice EHK 15 z roku 1971. Směrnice definovala povolené množství emisí nejprve v g/test a později v g/km. Měřící test spočíval v simulaci jízdy v městském provozu prostřednictvím opakujících se čtyř cyklů s celkovou ujetou vzdáleností 4 052 metrů. Limitní hodnoty měřených složek výfukových plynů byly stanoveny na základě hmotnostní kategorie vozidla, případně jeho zdvihového objemu. Předpis upravoval povolené množství oxidu uhelnatého, oxidu dusíku a nespálených uhlovodíků. V roce 1989 došlo k nahrazení stávající směrnice směrnicí novou s označením EHK 83, která se stala základem pro dnes již platné předpisy upravující emisní limity. V České republice tato směrnice vešla v platnost v roce 1991. V porovnání s předchozí vyhláškou EHK 83 upravuje hodnocení do kategorií na základě použitého paliva, které motor automobilu spaluje. Na základě neustálého zpřísňování limitů produkovaných škodlivin a dalších provedených změn byla počátkem 90. let zavedena jednotná legislativa v zemích Evropské unie označována jako EURO, jejímž základem je zmiňovaná směrnice EHK 83. V současné době je od 1. 9. 2014 platná norma EURO VI. Cílem zavedení těchto předpisů je snižování obsahu látek ve výfukových spalinách a to především NOx, HC, CO a pevných částic. Velice rozšířená složka spalin CO2 není přímo součástí EURO norem, avšak omezení jejího obsahu je schváleno v samostatné legislativě. [5,7]

Tabulka 1: Přehled vývoje emisních limitů [7]

Typ	Datum	CO	HC	HC + NO_x	NO_x	PM
		[g · km^{-1}]				
Pro vznětové motory						
EURO 1 †	07.1992	2,72 (3,16)	-	0,97 (1,13)	-	0,14 (0,18)
EURO 2	01.1996	1,0	-	0,7	-	0,08
EURO 3	01.2000	0,64	-	0,56	0,50	0,05
EURO 4	01.2005	0,50	-	0,30	0,25	0,025
EURO 5	09.2011	0,50	-	0,23	0,18	0,005
EURO 6	09.2014	0,50	-	0,17	0,08	0,005
Pro benzinové motory						
EURO 1 †	07.1992	2,72 (3,16)	-	0,97 (1,13)	-	-
EURO 2	01.1996	2,20	-	0,5	-	-
EURO 3	01.2000	2,30	0,20	-	0,15	-
EURO 4	01.2005	1,0	0,10	-	0,08	-
EURO 5	09.2009	1,0	0,10	-	0,06	0,005
EURO 6	09.2014	1,0	0,10	-	0,06	0,005

2.2.1 EURO I.

Předpis je platný od roku 1992 v zemích Evropské unie. Omezení se týkalo oxidu uhelnatého a nespálených uhlovodíků u zážehových motorů vozidel, jejichž hmotnost nepřesáhla 2,5 tuny. Omezení se taktéž týká vznětových motorů a to především množství vzniklých sazí. Spolu se stanovením přípustných hodnot škodlivin bylo taktéž nutné stanovit měřicí emisní zkoušky, pomocí nichž byla zjišťována koncentrace jednotlivých složek. Zkoušky zážehových motorů se skládají ze tří typů – měření průměrných emisí po studeném startu, měření emisí CO při volnoběhu a měření emisí plynů unikající z klikové skříně. U vznětových motorů se měření provádí taktéž po studeném startu spolu se zkouškou zařízení proti znečišťování. Postup všech zkušebních testů je uveden v dalších kapitolách. [8,9,10]

2.2.2 EURO II.

Od začátku roku 1996 vešla v platnost norma EURO II. Oproti předcházející normě došlo k výraznému omezení škodlivých látek HC a NOx. U zkušebních testů došlo k úpravě jejich průběhů. Byl zdokonalen test při studeném startu a měření po studeném startu bylo prováděno v nízkých teplotách okolí. K úpravám došlo také při zkouškách trvanlivosti zařízení proti znečišťování, zkouškách měření emisí vzniklých při vypařování a zkouškách měření jakosti paliva vzhledem k obsahu nebezpečných látek. Aby byli výrobci motorů schopni tuto emisní normu splnit, byli nuceni v případě vznětových motorů implementovat přímé vysokotlaké vstřikovací zařízení common rail. [8,9,10]

2.2.3 EURO III.

V roce 2000 byla uvedena v platnost norma EURO III. Došlo ke změnám při vyhodnocování látek HC a NOx. Na rozdíl od předchozích norem byly obsahy těchto látek vyhodnocovány odděleně, nikoli jako celkový součet. Opět došlo ke snížení povoleného obsahu pevných částic a NOx. V případě CO došlo k zmírnění limitu o 0,1g/km. Výrobci zážehových motorů byli nuceni podniknout značné kroky pro splnění nově nastavených limitů, protože byli mírně v nevýhodě oproti motorům využívající systém common rail. Homologační zkoušky byly

prováděny v pěti testech, které jsou popsány v dalších kapitolách. Nově byla v automobilech zavedena povinnost palubní diagnostiky OBD, která ve spolupráci s řídící jednotkou vyhodnocuje obsah škodlivin ve výfukových plynech, a také kontroluje průběh spalování. Systém OBD je taktéž v rámci této normy podroben zkušebnímu testu. [9,10]

2.2.4 EURO IV.

S příchodem roku 2005 byla zavedena norma EURO IV., ve které došlo k výrazné redukci obsahu škodlivých látek výfukových plynů. Aby byli výrobci motorů schopni plnit tento předpis, musely být součástí výfukového potrubí dva katalyzátory a dvě lambda sondy. Taktéž byla nutnost, stejně jako v předchozím případě, využívat samočinnou palubní diagnostiku OBD. První katalyzátor je umístěn hned za výfukovými svody, aby se zkrátila doba jeho ohřevu na provozní teplotu. Jeho funkcí je snížení produkovaných emisí při studeném startu, kdy je teplota pro správnou funkci třícestného katalyzátoru nedostatečná. Druhý katalyzátor je umístěn na obvyklém místě, identicky s vozidly vybavenými jedním katalyzátorem. První lambda sonda je před oběma katalyzátory a její funkce je řídit součinitel přebytku vzduchu ve spalované směsi. Součástí palubní diagnostiky OBD je druhá lambda sonda umístěná za katalyzátory, která vyhodnocuje správnost jejich funkce. [10,11,12]

2.2.5 EURO V.

Zavedením této normy v roce 2009 došlo v porovnání s EURO IV. k markantní změně u vznětových motorů, respektive u maximálního dovoleného produkovaného množství pevných částic ve výfukových plynech. Došlo k omezení tohoto obsahu o 80%. Vzhledem k těmto skutečnostem je pro splnění této normy nutné mít vozidlo vybaveno filtrem pevných částic. Obsahy pevných částic produkovaných zážehovými motory jsou obecně v porovnání se vznětovými zanedbatelné, proto nebyl jejich obsah v předcházejících normách nikterak regulován. Jelikož se množství produkovaných pevných částic mnohdy u obou typů motorů shoduje, byly zavedeny jednotné emisní limity jak pro motory vznětové tak i zážehové. Norma EURO V. taktéž upravuje změny ve stávajících a nově vytvořených měřících metodách pro zjišťování obsahu pevných částic a stanovuje vztahy mezi dosaženými výsledky jednotlivých metod. [8,9,10,11,13]

2.2.6 EURO VI.

V současnosti se jedná o nejaktuálnější emisní normu uvedenou v platnost v roce 2014. K razantnímu snížení dochází u povoleného množství NOx, a to až o cca 80%. Omezení se týká taktéž pevných částic, jejichž množství je omezeno o 65% v porovnání s předcházející platnou legislativou. Norma je všeobecně zpřísněna v oblasti produkovaných škodlivin během spalovacího procesu, ovšem v případě CO a HC nedochází k tak rapidnímu snížení povoleného obsahu jako u dvou výše uvedených exhalací. Další věc, kterou zákonodárci odsouhlasili, je úprava limitu omezujícího množství produkovaného CO2, jehož hodnota má nově klesnout na obdivuhodnou hranici 2,7 l/100 km. Legislativa stanovuje, že vozidlo musí předepsané limity splňovat minimálně 7 let, případně do ujeté vzdálenosti 700 tis. km ve všech provozních podmínkách. Jsou plánovány taktéž namátkové kontroly, které by odhalily případné nedostatky při splňování předepsaných limitů. [11,12,14]

Výrobci automobilového průmyslu jsou nuceni flexibilně reagovat na stále se zpřísňující legislativu upravující množství produkovaných exhalací. Primárně jsou požadavky kladeny na výrobce pohonných jednotek, u kterých je produkce škodlivin nejvýznamnější. U výroby dalších komponent automobilů dochází ke změnám v použitém materiálu pro snížení hmotnosti

při zachování požadované tuhosti. Dalším aspektem podílejícím se na snížení spotřeby paliva, a tím i snížení množství exhalací, je použití energeticky méně náročných komponent. Tato řešení jsou ovšem mnohdy cenově nákladnější, ale doba si to jednoduše žádá. [10,11,12,14]

2.3 TYPY HOMOLOGAČNÍCH EMISNÍCH ZKOUŠEK EURO

V této kapitole jsou popsány jednotlivé měřící zkoušky, kterými se zjišťuje množství exhalací. Jejich průběh je přesně stanoven legislativou vycházející z předpisu EHK 83 týkající se testování emisí motorových vozidel typu N a M. Úplný název předpisu se označuje jako „Jednotná ustanovení pro schvalování vozidel z hlediska emisí znečišťujících látek podle požadavků na motorové palivo“, který byl ratifikován již 20. 3. 1958 v Ženevě. Uvedené typy homologačních zkoušek jsou určené pro zážehové motory. Emisní zkoušky ostatních typů vozidel jako například u nákladních vozidel, či osobních vozidel se vznětovým motorem probíhají podobně až na určité výjimky definované legislativou. V případě zkoušky automobilu se vznětovým motorem je nutné splnit zkoušky typu I, V a zkoušce systému OBD. [7]

Typy zkoušek podle předpisu EHK 83:

Typ I - měření průměrných emisí z výfuku po studeném startu

Typ II – měření emise oxidu uhelnatého CO při volnoběhu

Typ III – měření emise plynů z klikové skříně

Typ IV - měření emise způsobené vypařováním

Typ V - ověření životnosti zařízení proti znečišťujícím látkám

Typ VI - ověření průměrných emisí CO a HC z výfuku za nízkých okolních teplot po startu za studena

Zkouška systému OBD[7]

Typy homologací podle předpisu EHK 83:

Homologace A - pro vozidla poháněná motorem spalující olovnatý benzin (zrušeno od verze 83.05)

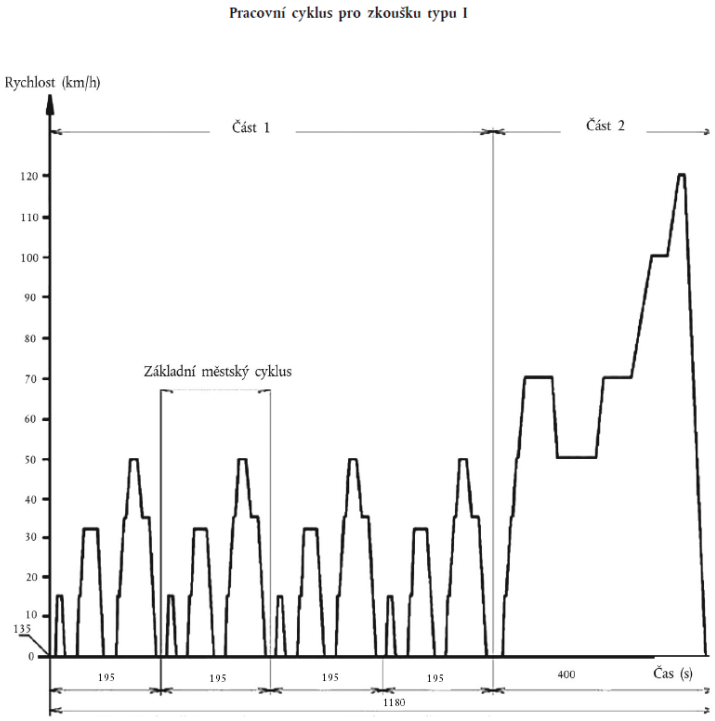
Homologace B - pro vozidla poháněná motorem spalující bezolovnatý benzin

Homologace C - pro vozidla poháněná motorem spalující motorovou naftu

Homologace D - pro vozidla poháněná motorem spalující LPG a CNG[7]

2.3.1 ZKOUŠKA TYPU I

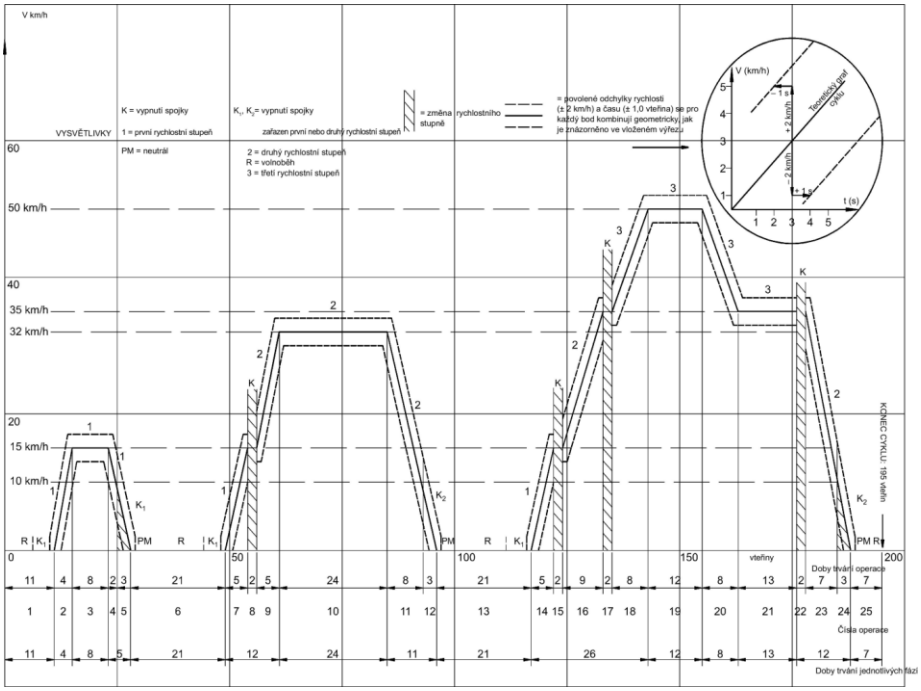
Zkouška spočívá v měření průměrných hodnot emisí po studeném startu. Je povinná pro všechna vozidla nepřevyšující hmotnost 3,5 tuny. Předpis EHK 83 stanovuje také všechny podmínky související bezprostředně s měřící zkouškou. Měřené vozidlo je umístěno na dynamometru se všemi potřebnými prvky simulujícími setrvačné hmoty během skutečné jízdy. Zkušební test je složen ze dvou částí a trvá 19 minut a 40 vteřin. Vozidlo musí být v dobrém technickém stavu s minimální najetou vzdáleností 3 000 km. Před samotným měřením je nutné vozidlu přiřadit ekvivalentní setrvačnou hmotnost na základě jeho referenční hmotnosti. Během měření je vozidlo ofukováno vzduchem s proměnlivou rychlostí, podobně jako je tomu v aerodynamickém tunelu. Předpis definuje i přesný způsob akcelerace a zpomalení vozidla. Samotný odběr měřeného vzorku probíhá před nastartováním motoru nebo bezprostředně potom a končí při volnoběhu motoru poslední fáze příslušného cyklu. [7]



Obrázek 5: Pracovní cyklus zkoušky typu I [7]

Městský cyklus (Elementary urban cycle)

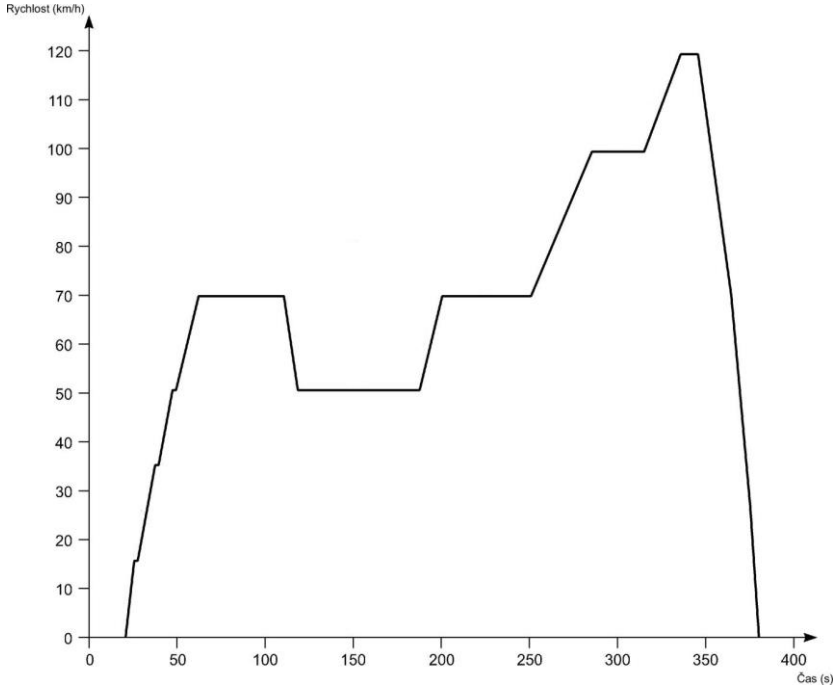
První část zkoušky typu I obsahuje čtyři základní městské cykly o celkové době trvání 780 s. Základní městský cyklus obsahuje tři fáze. Z počátku vozidlo zrychluje konstantně na rychlost 15 km/h se zařazeným 1. rychlostním stupněm a po jasně definované délce setrvání na této rychlosti vozidlo konstantně zpomaluje. V další fázi je postup zrychlování i zpomalování identický až na to, že je zařazen i druhý rychlostní stupeň a maximální dosažená rychlost je vyšší, a to 32 km/h. Postup během jízdy ve 3. fázi je taktéž identický s předchozími s rozdílem maximální dosažené rychlosti, a to 50 km/h při zařazeném třetím rychlostním stupni. Celý test základní části městského cyklu trvá 195 s. a vozidlo během něj ujede při průměrné rychlosti 19 km/h 1 013 m. [7]



Obrázek 6:Základní městský cyklus zkoušky typu I [7]

Mimoměstský cyklus (Extra-urban cycle)

Druhá část zkoušky typu I se skládá pouze z jednoho mimoměstského cyklu s dobou trvání 400 s. Cyklus začíná konstantním zrychlování vozidla na rychlost 70 km/h s využitím čtyř rychlostních stupňů. Po předem stanovené době setrvání na této rychlosti dojde ke zpomalení na rychlost 50 km/h. V dalších fázích následuje opakované zrychlení na rychlost 70 km/h, dále přes 100 km/h až na 120 km/h. Z rychlosti 120 km/h dochází ke zpomalení vozidla až do úplného zastavení. [7]



Obrázek 7:Mimoměstský cyklus zkoušky typu I [7]

2.3.2 ZKOUŠKA TYPU II.

Zkouška spočívá v měření produkovaného množství oxidu uhelnatého při volnoběžných otáčkách zahřátého motoru bezprostředně po odjetí čtvrtého cyklu zkoušky typu I. Měření se provádí při okolní teplotě 20 až 30 °C a ustálených teplotách provozních kapalin. Samotný záznam obsahu škodlivin ve výfukových plynech je prováděn pomocí měřící sondy přiložené mezi výfuk a sběrný vak. Sledované obsahy CO a CO2 jsou vyhodnocovány na základě kalibračních křivek nebo záznamů uložených v měřicím přístroji. Zkouška má jasně definovaný průběh, proto vozidla s manuální převodovkou musí mít zařazený neutrál se zapnutou spojkou. U vozidel s automatickou převodovkou je selektor nastaven do pozice neutrál nebo parkování. [7]

2.3.3 ZKOUŠKA TYPU III.

Touto zkouškou se ověřují plyny v klikové skříni. Měří se tlak na vhodném místě klikové skříně pomocí manometru se skloněnou trubicí s přesností ± 0,01 kPa, zpravidla však v místě měřidla hladiny oleje. Tlak ve sběrném potrubí je měřen s přesností ± 1 kPa. Jestliže u jednoho z měření přesáhne naměřená hodnota velikost atmosférického tlaku, provádí se doplňková zkouška, je-li požadována výrobcem. Doplňková zkouška spočívá v přiložení prázdného pružného vaku o objemu 5 litrů. Úspěšné měření nestává tehdy, jestliže se vak nenaplní během žádné z podmínek měření uvedených v tabulce. [7]

2.3.4 ZKOUŠKA TYPU IV.

Zkouška prováděna u automobilů se zážehovými motory a vozidel kategorie M1. Princip spočívá ve stanovení ztrát uhlovodíků vlivem vypařování během jízdy nebo odstavení zahřátého vozidla. Limitující hodnotou pro tento test je vzdálenost 3 000 km, kterou musí mít automobil najeto před samotnou zkouškou. Měření probíhá ve zkušební kabině, na kterou jsou kladeny určité konstrukční požadavky. Před zkouškou musí vozidlo vykazovat maximální těsnost všech jeho systémů a může být před testem očištěno vodní párou. Poté co se vozidlo

umístí do zkušební kabiny o teplotě 20°C se vyčká do doby, než se teplota benzinu s touto hodnotou vyrovná. Do jedné hodiny od ohřevu je vozidlo umístěno na dynamometr, kde je s vozidlem zajedou jízdní cykly. Poté co jsou provedeny tyto stabilizační postupy, je vozidlo odstaveno po dobu v rozmezí 10 až 36 hodin. Teplota oleje a chladicí kapaliny musí být identická s teplotou okolí. [7]

Zkouška emisí vzniklých výdechem z palivové nádrže

Jedná se o test, který probíhá v přesně daném časovém intervalu od provedení výše uvedených stabilizačních příprav. Před samotným měřením je nutné ve zkušební kabině provést výměnu vzduchu pro získání co možná nejstabilnějšího podkladu měření. Do automobilu se natankuje 40 % objemové kapacity nádrže zkušebního paliva o definované teplotě. U automobilu umístěného ve zkušební komoře se otevřou všechny jeho dveře, včetně posledních dveří zavazadlového prostoru a následně dochází k měření teploty paliva a okolního vzduchu v kabině. Při dosažení teploty paliva 289 K se palivová nádrž automobilu uzavře a zkušební kabina se utěsní pro zamezení úniku plynů. Současně s těmito kroky se změří koncentrace HC, barometrický tlak a teplota pro získání počátečních hodnot měření. Následuje lineární zahřívání paliva o 14 ± 0,5 K v délce trvaní 60 ± 2 minuty. Po dosažení stanovené teploty se změří všechny potřebné údaje pro vyhodnocení, jimiž jsou koncentrace HC, konečné teploty a tlaky. Nulová a horní hranice analyzátoru HC se kalibruje před koncem zkoušky. [7]

Zkouška emisí vzniklých z odstaveného vozidla za tepla

Zkouška typu V. je ukončena měřením výparů HC u zahřátého vozidla po dobu 60 minut. S vozidlem je před samotným měřením zajeta zkouška typu I skládající se ze čtyř městských a jednoho mimoměstského cyklu. Podobně jako u předchozího testu výdechu z nádrže je nutné zkušební kabinu dokonale vyvětrat za pomocí ventilátorů a kalibrovat analyzátor HC. Měřící test je spuštěn v době, kdy je komora dokonale utěsněna. Měřené hodnoty jsou identické jako v předchozím případě a to: koncentrace HC, tlak a teplota. Během testu trvajícího 60 minut musí teplota okolí ležet v rozmezí 296 až 304 K. [7]

Stanovení celkových emisí HC způsobených výdechem z nádrže a odstavením automobilu za tepla během testu trvajícího 24 hodin se dosáhne použitím vzorce:

$$M_{HC} = k \cdot V \cdot 10^{-4} \cdot \left(\frac{C_{HC,f} \cdot P_f}{T_f} - \frac{C_{HC,i} \cdot P_i}{T_i} \right) [g] \qquad (1)$$

kde;

M_{HC} je hmotnost vypuštěných uhlovodíků během zkušebního testu [g],

C_{HC} je změřená koncentrace uhlovodíků v kabině [ppm],

V je korigovaný objem komory vzhledem k otevřeným dveřím a kufru vozidla [m^3],

T je teplota okolí v kabině [K],

P je barometricky tlak [kPa],

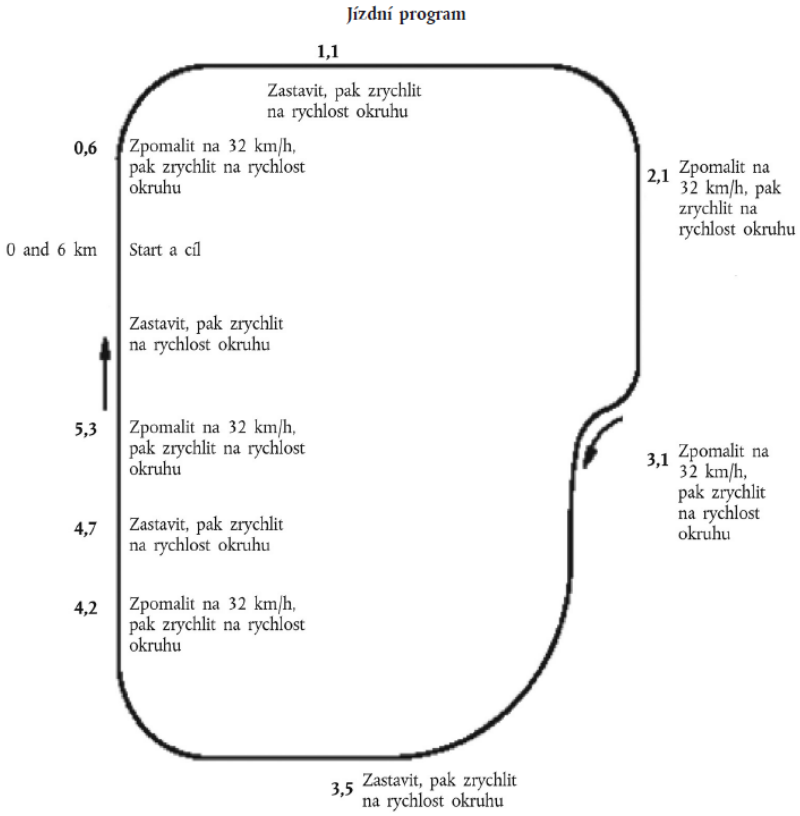
H/C je poměr vodíku a uhlíku,

k = 1,2(12+ H/C).

Indexová hodnota i označuje počáteční stav a f označuje konečný stav. [7]

2.3.5 ZKOUŠKA TYPU V.

Tato zkouška simuluje stárnutí pro ověření životnosti zařízení proti znečišťování. Je povinná pro všechny vozidla, kromě vozidel se zážehovými motory a vozidel kategorie M1. Samotný princip měření spočívá v ujetí 80 000 km na zkušební dráze nebo na dynamometru, kde ujetá vzdálenost jednoho cyklu je dlouhá 6 km. Celková zkouška se skládá z jedenácti cyklů, přičemž u prvních devíti vozidlo uprostřed jízdy zastaví po dobu patnácti sekund s motorem ve volnoběžných otáčkách. Následuje běžné zrychlení, celkem pět zpomalení na rychlost 32 km/h, a v závěru vozidlo zrychluje až na rychlost stanovenou pro příslušný cyklus. U desátého cyklu je výjimka v tom, že je po celou dobu udržována konstantní rychlost 89 km/h. V posledním cyklu je dosaženo rychlosti 113 km/h a v průběhu dochází opět k zastavení, stání po dobu patnácti vteřin s motorem ve volnoběžných otáčkách a následné maximální akceleraci na výše uvedenou rychlost. Po ukončení posledního cyklu se celý program znovu opakuje. [7]



Obrázek 8: Jízdní program zkoušky typu V [7].

2.3.6 ZKOUŠKA TYPU VI.

V pořadí šestá homologační zkouška typu VI je určena pro ověření průměrných emisí CO a HC z výfuku při nízkých teplotách okolí bezprostředně po studeném startu. Zkouška je v podstatě identická se zkouškou typu I s tím rozdílem, že teplota okolního vzduchu je -7°C. Doba trvání zkoušky je 780 vteřin. Při odběru proporcionálních vzorků výfukových plynů dochází k jejich k ředění s okolním vzduchem. Vzorky jsou podrobeny analýze za účelem

zjištění koncentrace HC, CO2 a CO, a to jak ve výfukových plynech, tak i ze vzorku ředícího vzduchu. [7]

2.3.7 ZKOUŠKA SYSTÉMU OBD

Zkouška slouží k ověření funkčnosti palubního diagnostického systému, který monitoruje průběh produkovaných emisí. Chybná funkce systému OBD je identifikována prostřednictvím chybných kódů, uložených do paměti počítače. Samotný test má několik částí. První z nich je simulace chybné funkce řídící jednotky vozidla, popřípadě regulačního systému emisí. Dalšími částmi je simulace chybového stavu během stabilizace vozidla a simulace chybové funkce během zkušebního testu typu I. Mírou bezporuchového stavu systému OBD, je správná identifikace vyvolaného chybového stavu a následné informování řidiče. [7]

Vozidla se zážehovými motory se po provedení stabilizace podrobí zkoušce typu I. Simulace chybového stavu se provádí u katalyzátoru, zapalování, lambda sondy nebo u jiných systémů, které mají bezprostřední vliv na množství produkovaných emisí. [7]

U vozidel se vznětovými motory je zkouška identická s tím rozdílem, že během testu jsou odebrány zachycovače pevných částic, odpojeny řídící prvky časování a dávkování paliva. Cílem této zkoušky je u obou těchto motorů úmyslně navýšit limity produkovaných emisí a ověřit, zda tento nárůst systém OBD zaregistruje. [7]

3 PŘEDEHŘEV A JEHO UPLATNĚNÍ VE SPALOVACÍM MOTORU

Pro správnou funkci jednotlivých komponent a konstrukčních skupin spalovacího motoru je nutné dodržet provozní teplotu, při které motor pracuje. Problémem, se kterým se denně setkává každý motor, je studený start a jízda se studeným motorem. Míra závažnosti situace je závislá na tom, jak dlouho se vozidlo nepoužívalo. Velice nepříznivě působí nízké vnější teploty a především mráz. Doba během a po studeném startu je charakterizována nedostatečným zahřátím motoru na provozní teplotu. [15,16]

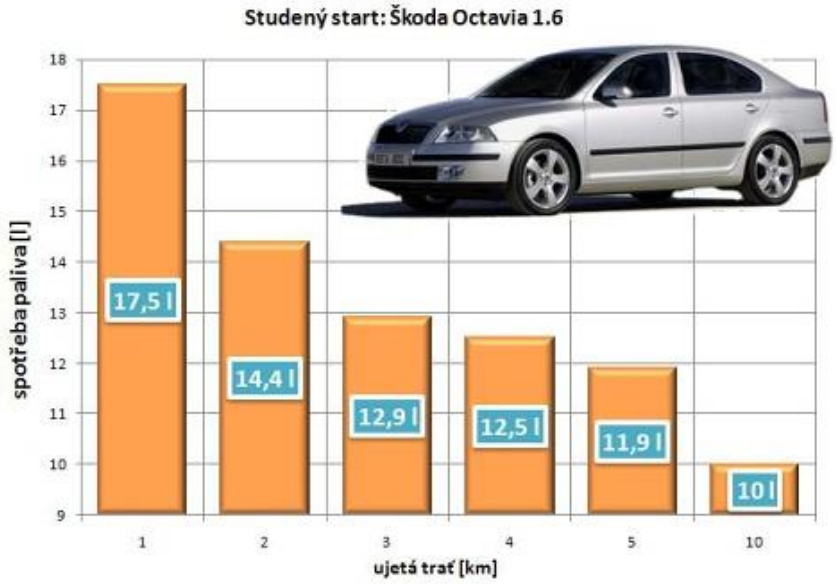
Jízda se studeným motorem má za následek vznik většího množství emisí, vyšší spotřebu paliva a vyšší opotřebení jeho mechanických částí. Několik vteřin po nastartování dochází vlivem nedostatečného tlaku a výšky mazacího oleje k meznímu a smíšenému mazání. Tato skutečnost má za následek enormní opotřebení kontaktních dvojic spalovacího motoru. Částečně lze při startování motoru odlehčit vyšlápnutím spojkového pedálu, aby došlo alespoň k odpojení převodovky. V dávné minulosti se také doporučovalo před samotným startem protočit motor nejdříve klikou, aby se uvolnily vzájemně slepené díly ztuhlým olejem. Avšak toto již u dnešních automobilů není možné. U starších vozidel s mechanickým palivovým čerpadlem se doporučuje palivo načerpat do karburátoru ruční páčkou, aby došlo k okamžité dopravě směsi do spalovacího prostoru motoru. Stejný postup lze aplikovat i u moderních vozidel, které známe dnes. Před samotným nastartováním stačí nechat pár vteřin zapnuté zapalování, kdy elektrické podávací čerpadlo samo dopraví palivo do vstřikovací jednotky. Uvedení čerpadla v činnost je doprovázeno jemným bzukotem, který je slyšitelný pouze za úplného ticha. [16,17]

Studený motor potřebuje pro svůj plynulý chod s dostatečným výkonem bohatší směs. Mimo jiné, spotřeba paliva se zvyšuje i vlivem vyšších volnoběžných otáček. Významného uplatnění zde dosahují systémy, které předehřívají chladicí kapalinu motoru. Urychlují ohřev motoru na provozní teplotu, snižují negativa spojená se studenými starty a lze je také využít k vytápění interiéru. Dalším aspektem spojeným se studeným motorem je téměř dvojnásobné množství emisí výfukových plynů. K nadměrné produkci exhalací dochází vlivem spalování bohatší směsi, vysoké viskozity motorového oleje a nedostatečné teploty, kterou katalyzátor pro svou funkci potřebuje. Ke snižování obsahu škodlivin pomocí katalyzátoru dochází až při jeho provozní teplotě cca 250°C. Avšak pro správnou účinnost a dlouhou životnost je nezbytné udržovat katalyzátor v teplotním rozpětí 400 až 800 °C. Při provozování katalyzátoru ve vysokých teplotách dochází vlivem spékání vzácných kovů a podkladové vrstvy ke zmenšování povrchu aktivní hmoty. Při teplotách nad 1000°C dochází k jeho vyřazení z činnosti až k jeho úplnému zničení z důvodu silného tepelného stárnutí. Udávaná životnost tohoto zařízení je v případě příznivých podmínek 120 000 km. U vznětových motorů je situace ještě horší, protože filtr pevných částic plní svou funkci až při cca 600°C. V opačném případě dochází k jeho ucpávání sazemi. Výrobci proto varují před provozováním těchto motorů v ryze městském provozu. [15,16,17]

Tabulka 2: Porovnání produkovaných exhalací studeného a zahřátého motoru [16]

HODNOTY EMISÍ – VOLKSWAGEN GOLF 2,0 TDi		
g/km	studený motor	zahřátý motor
CO	0,588	0,215
CO_2	296	262
HC	0,162	0,080
NO_X	0,841	0,555

Na obr. 16 lze vidět, že motor dosahuje skoro dvojnásobné spotřeby do doby, než dojde k jeho zahřátí na provozní teplotu. Kdo tedy v zimních měsících nastartuje auto, aby se dopravil do 500m vzdáleného obchodu a následně zpět, musí počítat s neúměrně vysokou spotřebou. Vozidlo provozované na krátkých vzdálenostech s nedostatečně prohřátým motorem, vykazuje po několika tisících kilometrech větší opotřebení než motor, který najezdil větší vzdálenost po delších trasách. [16]



Obrázek 9: Spotřeba paliva v závislosti na ujeté dráze [16]

Po nastartování se doporučuje s vozidlem ihned vyjet a zbytečně nevytáčet motor do vysokých otáček. Zahřívání motoru na místě se jeví jako zcela nevhodné a je doprovázeno neúčelnou spotřebou paliva. Pro rychlejší zahřátí motoru a ostatních agregátů je vhodnější jízda při vyšším zatížení v příznivých otáčkách. Výrobci je udávána provozní teplota oleje 80°C, ovšem řidič je prostřednictvím teploměru na přístrojové desce informován pouze o teplotě chladicí kapaliny. Proto se lze orientačně orientovat podle ujeté dráhy 20 km, kdy je motor dostatečně zahřátý ovšem je nutné zohlednit teplotu venkovní teplotu a rychlost jízdy. Některé luxusní vozy BMW mají přístrojovou desku osazeny červenými diodami, které upravují rozsah dovolených otáček v závislosti na provozní teplotě motoru. [16,17]

3.1 MAZACÍ OLEJE

Na mazání spalovacího motoru respektive na vlastnosti olejů k mazání se kladou velmi vysoké požadavky. Motorový olej je vlivem kolísavých teplot komponent pracujících s rotačním nebo vratným pohybem dlouhodobě vystaven chemickým vlivům v oběhové mazací soustavě. Dostává se do styku jak se vzduchem, tak i s produkty nedokonalého spalování paliva pronikajících kolem pístu. Kromě toho se část oleje dostává i do spalovacího prostoru, kde vlivem vysokých teplot dochází k jeho spálení. Jelikož spalovací motor pracuje v rozdílných podmínkách a běžný uživatel není odborníkem na mazání, jež by si sám vybíral vhodný olej, musí být motorový olej vhodný pro široké použití v četných typech motorů a v různých pracovních podmínkách, a to mimo jiné i z důvodu zúžení požadavků na sortiment. Na základě těchto skutečností se vyžaduje, aby byl olej jakostní a vyhověl tak i v těch nejnepříznivějších podmínkách. I proto jsou motorové oleje považovány za špičkové výrobky olejářského průmyslu. [17]

Funkce oleje v soustavě moderního motoru nespočívá pouze v mazání. Samotné mazání ve spalovacím motoru je z hlediska oleje nejméně problematická funkce. Existuje další řada potřeb motoru, kterým musí olej vyhovět. Jedná se zejména o:

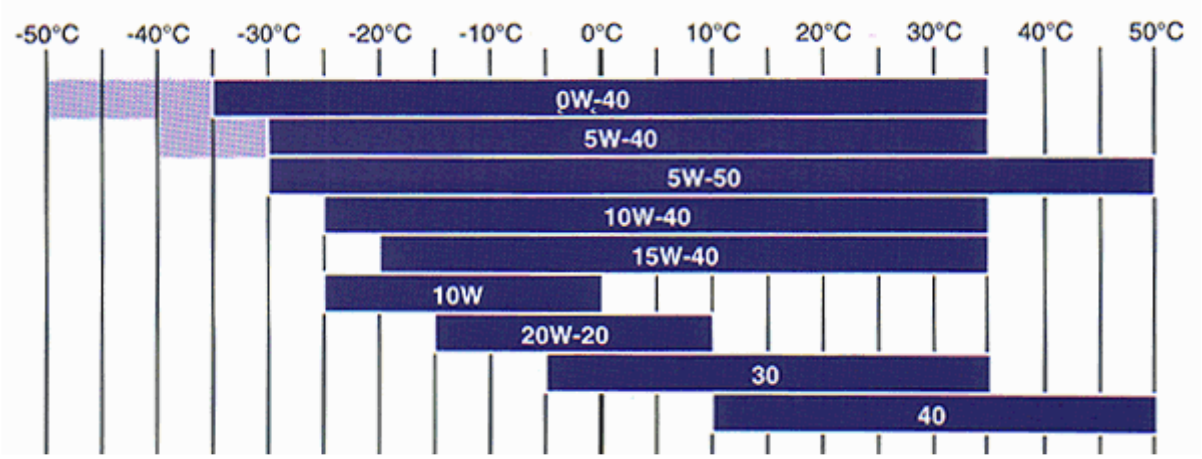
- mazání součástí motoru s kluzným třením (ložiska, píst, pístní čep, vačky a zdvihátka)
- chlazení motoru přenosem tepla z míst o vysoké teplotě do míst, kde dochází k jeho přenosu do jiného média (olejový chladič, vana motoru)
- dotěsnění pístní skupiny k válci, aby byly profuky co nejmenší
- dokonalé spálení při zanechání co nejméně zbytků
- konzervace kovových ploch během odstavení motoru
- dlouhá životnost ve spalovacím motoru (sloužit dlouho bez výměny) [17]

Mazání slouží ke snížení, případně k úplné eliminaci nežádoucího tření mezi vzájemně se pohybujícími se plochami. Alternativa, která se podaří zajistit, je závislá na mechanických poměrech mezi třecími plochami. Snahou je docílit optimálních předpokladů pro vznik kapalinového, respektive hydrodynamického mazání. Při tomto druhu mazání dochází k oddělení třecích ploch souvislou vrstvou oleje, a tudíž se třecí plochy nedotýkají. Mezi významné aspekty ovlivňující vznik hydrodynamického mazání patří: dostatek maziva, dostatečná vzájemná smyková rychlost obou povrchů spolu s vytvořenou klínovou mezerou na nájezdové hraně. Vlivem pohybu třecích ploch vzniká v mazivu tlak, který zatíženou plochu nadzvedne a udržuje ji „plovoucí“ na vrstvě maziva. Tímto jsou plochy od sebe dostatečně odděleny a nedochází tak k jejich opotřebení. Významným činitelem ovlivňujícím vznik klínové mezery v kluzném ložisku je velikost ložiskové vůle. Pakliže nejsou splněny veškeré předpoklady pro vznik hydrodynamického mazání, dochází k tzv. meznímu mazání. [17]

V minerálních olejích jsou přítomny tzv. polární molekuly, které při kontaktu s kovovým povrchem k němu přilnou a vytvoří souvislou (mezní) vrstvu. Vytvořené mezní vrstvy na obou třecích plochách způsobí to, že při pohybu nedochází ke tření mezi povrchy těles nýbrž k tření mezi molekulami mezní vrstvy. Tento druh mazání je značně neuspokojivý, součinitel tření je větší a v místech nejvyššího tlaku dochází k prodírání mezní vrstvy, což způsobuje opotřebení

povrchů součástí. Ovšem opotřebení není z daleka tak vysoké jako v případě, kdy by mazivo nebylo přítomno vůbec. [17]

U hydrodynamického mazání hraje klíčovou roli viskozita oleje. Fyzikálně se viskozita definuje jako míra vnitřního tření kapaliny, a je způsobena odporem, který kladou molekuly vzájemnému pohybu. Rozlišujeme viskozitu kinematickou [m^2/s], která se měří průtokem oleje kapilárou, přičemž čím větší je měrná hmotnost oleje, tím větší je gravitační síla ovlivňující průtok oleje. Vynásobením kinematické viskozity měrnou hmotností dostáváme dynamickou viskozitu [Pa.s]. Viskozita oleje má významný vliv na únosnost olejové vrstvy. Při zachování stejné rychlosti v témže mazaném zařízení unese olejová vrstva o větší viskozitě větší zatížení vlivem působení většího tlaku na plochu. Do jisté míry roste s viskozitou oleje i míra bezpečnosti mazání. Při nadměrně velké viskozitě by docházelo k odhrnování klínu olejem a mazání by bylo nedostatečné. Příliš vysoká viskozita oleje způsobuje u hydrodynamického mazání zbytečně vysokou třecí práci v mazací vrstvě, a tím dochází ke snížení mechanické účinnosti mazané části. Zmařená třecí práce je přeměněna v teplo a dochází k neúčelnému navýšení teploty zařízení. Proto je například u mazání ložisek snahou volit viskozitu oleje tak, aby nosná vrstva unesla požadovaný tlak a zároveň nedocházelo ke zbytečnému nárůstu odporu proti otáčení a navýšení jejich provozní teploty. Vzhledem k tomu, že spalovací motor pracuje v široké teplotní oblasti, se vliv teplotní závislosti viskozity projevuje zvláště při jeho provozu. Viskozita oleje při dané teplotě není u všech olejů stejná a záleží především na jeho chemickém složení a tepelných úpravách. Vliv viskozity na teplotě je dán tzv. „viskózním indexem“, kdy větší index udává menší závislost na teplotě. [17]



Obrázek 10: Doporučené viskozitní třídy SAE motorových olejů podle vnějších teplot [18]

Se zvyšující se teplotou klesá viskozita, a tím dochází ke zmenšení mazací vrstvy, která odděluje nerovnosti třecích ploch. V případě, že by součet nerovností byl větší než výška mazací vrstvy, došlo by ke styku a otěru třecích ploch. Spalovací motor ovšem pracuje v teplotách nízkých až velmi nízkých a zásadní vliv hraje doba, během které dojde k ohřátí oleje na provozní teplotu. Vysoká viskozita studeného motoru negativně ovlivňuje spouštění motoru, respektive stěžuje práci startéru a zapříčiňuje to, že se motor nesnadno dostává do otáček. Po spuštění studeného motoru ovlivňuje dobu potřebnou k naplnění celé mazací soustavy a dodání oleje v dostatečném množství na všechna mazaná místa. Na základě zkoušek se ukázalo, že k největšímu celkovému opotřebení motoru dochází v době, kdy není vytvořen plný oběh oleje. Z těchto skutečností vyplývá, že je zbytečné používat příliš viskózních olejů a je vhodné použít zařízení, které by urychlily ohřev na provozní teplotu. [17]

Existují však druhy olejů pro letní a zimní období. Ovšem toto řešení není úplně vhodné, protože nutí k výměně oleje podle sezóny bez ohledu na to, byl-li vypuštěný olej dostatečně využit. Proto se přišlo s myšlenkou zvyšování viskózního indexu, úpravou chemického složení oleje. Příslušného chemického složení lze docílit vhodným způsobem rafinace. Dalším přístupem pro zvýšení viskózního indexu je přidání polymerních látek a to zejména polymerátů izobutylenu, polymerů esterů kyseliny metakrylové, popřípadě jejich vzájemné kombinace. Tyto látky rozpuštěné v oleji zapříčiní relativní zvýšení viskozity při vysoké teplotě, než při nízké, čímž se podstatně zvýší viskózní index. [17]

Na základě komplexního významu viskozity v systému spalovacího motoru bylo nutné zavést systematiku, podle které by bylo možno charakterizovat viskózní vlastnosti oleje pro snadné a srozumitelné doporučení nebo předepsání pro daný vůz a pracovní podmínky. Na základě těchto skutečností byla zavedena dnes nejvíce používaná soustava SAE (Society of Automotive Engineers). [17]

Tabulka 3: Viskozitní klasifikace SAE J300[19]

viskozitní třída SAE	dynamická viskozita (mPa.s) v CCS při teplotě (°C), max.	dynamická viskozita (mPa.s)–mez čerpatelnosti-při teplotě (°C), max.	kinematická viskozita (mm^2/s) při 100°C min.	max.	dynamická viskozita (mPa.s) při teplotě 150°C a smykovém napětí 10^6 s^{-1}, min.
0W	**3250 při –30**	**30000 při –35**	**3,8**	-	---
5W	**3500 při –25**	**30000 při –30**	**3,8**	-	---
10W	**3500 při –20**	**30000 při –25**	**4,1**	-	---
15W	**3500 při –15**	**30000 při –20**	**5,6**	-	---
20W	**4500 při –10**	**30000 při –15**	**5,6**	-	---
25W	**6000 při –5**	**30000 při –10**	**9,3**	-	---
20	---	---	**5,6**	**9,3**	**2,6**
30	---	---	**9,3**	**12,5**	**2,9**
40	---	---	**12,5**	**16,3**	**2,9/3,7***
50	---	---	**16,3**	**21,9**	**3,7**
60	---	---	**21,9**	**26,1**	**3,7**

*- hodnota 2,9mPa.s platí pro třídy 0W40,5W40 a 10W40; hodnota 3,7mPa.s platí pro třídy 15W40,20W40,25W40 a 40.

3.2 CHLADICÍ KAPALINY

Tepelná energie paliva je ve válci spalovacího motoru přeměněna na mechanickou práci pouze částečně. Zhruba třetinu vzniklého tepla je nutné odvádět. Spalovací motory automobilů nejčastěji předávají své teplo okolnímu prostředí. Přenos tepla z válce, resp. chlazení je uskutečněno buď pomocí vzduchu, nebo kapaliny. Oba tyto způsoby mají své pro a proti. V minulosti byl problém při použitý vody, která zamrzala při teplotách pod 0°C a docházelo vlivem zvětšování jejího objemu k praskání bloků motoru, chladiče a ostatních částí chladicího systému. Tyto aspekty znatelně narušovaly provozní pohotovost vozidel tam, kde teploty poklesly pod bod mrazu. Proto se již před cca 100 lety začaly patentovat nejrůznější přípravky přidávané do chladicí vody, aby nezamrzala. Začalo se také experimentovat taky s různými látkami, nejčastěji však na bázi olejů, které neměly příliš velkého uplatnění. Látky, které se osvědčily, tvořili v kombinaci s vodou směsi metylalkoholu, etylalkoholu, glycerínu a glykolu. Tyto látky s vodou o určitém poměru tuhnou, ale až při velmi nízkých teplotách, proto je vhodné je označovat jako nemrznoucí chladicí kapaliny. U těchto roztoků, které obsahují 50 % a více vody, nejsou jejich chladicí vlastnosti v porovnání s čistou vodou příliš rozdílné. Mezi nejdůležitější vlastnosti ovlivňující chladicí účinnost chladicí kapaliny je měrné teplo a viskozita. Glykolové směsi na rozdíl od ostatních nesnižují bod varu, ale naopak mírně snižují míru odpařitelnosti. Problém, který se u těchto směsí projevuje, je jejich intenzivní korozivní působení na materiály v chladicí soustavě. Proto jsou do chladicích směsí přidávány zvláštní přísady (tzv. inhibitory), které tento nežádoucí účinek snižují. Na základě této skutečnosti jsou korozivní úbytky materiálů dokonce menší, než s destilovanou vodou.[17]

Existuje řada předpisů, podle nichž je možné nemrznoucí směs připravit. Vzhledem k tomu, že u glycerinu a etylalkoholu nejsou dostatečně zaručené jejich vlastnosti a přidané inhibitory nemusí být dosti účinné, se tyto alkoholy nepoužívají. Dalším důvodem snižujícím jejich vhodnost použití je ten, že mají nízkou teplotu varu a velké odpařitelnosti. Proto se dnes zcela výhradně používají směsi na bázi glykolů s nejrůznějšími inhibitory, jejichž dávkování a složení je předmětem patentů. Glykoly jsou základem pro průmyslovou výrobu chladicích kapalin. Nejčastěji se používá etylenglykol popř. 1,2-ethandiol. Jedná se dvojmocné nasycené alkoholy (alkandioly). Jejich teplota varu je okolo cca 198°C, jsou nehořlavé, málo se odpařují a zachovávají si tekutost i při nízkých teplotách. Zamrzají při cca -40°C. Vyznačují se nerozpustností v benzinu a tvorbou dokonalé homogenní směsi s vodou. Je nutné brát na vědomí, že při termickém rozpadu glykolu se uvolňují látky, které nejsou zdravotně nezávadné. Ke koncovému zákazníkovi (řidiči) se glykolové chladicí kapaliny dostanou jako koncentráty, kdy je možné si je podle návodu zředit vodou. Existují samozřejmě i směsi připravené k přímému použití. [4,17].

4 PŘEHLED SYSTÉMŮ VYUŽÍVAJÍCÍCH ODPADNÍ TEPLO Z VÝFUKOVÝCH PLYNŮ

4.1 STIRLINGŮV MOTOR

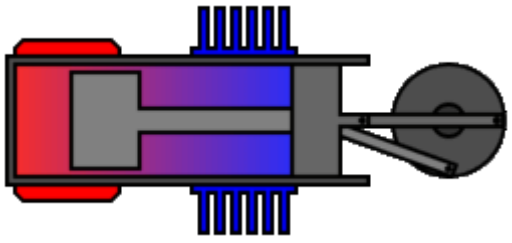
Použití Stirlingova motoru jakožto zařízení pro využití odpadního tepla je vhodné, a to zejména pro jeho univerzálnost a jednoduchou konstrukci. Jedná se o čtyřdobý pístový motor, u kterého dochází ke spalování mimo pracovní prostor motoru a nedochází k výměně pracovní látky. Stirlingův motor pracuje na základě roztažnosti plynu, kterým je nejčastěji helium nebo vodík. Teplo je do motoru přiváděno z vnější strany a může tedy pracovat téměř s jakýmkoli zdrojem tepelné energie. Vzhledem k tomu, že motor pro svou funkci nepotřebuje žádná přídavná zařízení, jedná se o velice spolehlivý motor s tichým chodem bez nutnosti údržby. [20,21]

4.1.1 KONSTRUKCE STIRLINGOVA MOTORU

Konstrukce Stirlingova motoru je závislá na modifikaci, která je při návrhu využita. Existují celkem 3 modifikace (alfa, beta a gama), ve kterých lze motor zkonstruovat. Obecně ale platí, že se skládá ze dvou pístů a jednoho nebo dvou válců. Jeden ze dvou pístů uvnitř válce je vždy delší, s vůlí mezi pístem a válcem. Druhý píst je kratší a utěsněný. Oba tyto písty jsou spojeny klikovým mechanismem, který řídí zpoždění pístů o ¼ otáčky. Snahou je motor dokonale utěsnit, aby nedocházelo k úniku pracovní látky z motoru. Motor je taktéž opatřen setrvačníkem, který napomáhá překonat tzv. mrtvé body a zajišťuje plynulý chod motoru. [20,21]

4.1.2 POPIS FUNKCE STIRLINGOVA MOTORU

Princip fungování motoru je založen na zahřívání jedné strany válce motoru a ochlazování na straně druhé. K přeměně tepelné energie v energii mechanickou dochází na základě stlačování stálého množství pracovní látky při nízké teplotě a jejím následném rozpínání vlivem vyšší teploty. Větší tzv. přeháněcí píst přemisťuje pracovní látku do zahřívané části válce, kde dojde vlivem ohřátí ke zvětšení jejího objemu. Nárůst objemu je doprovázen zvýšením tlaku, který působí na pracovní píst a dojde k jeho vytlačení do horní úvrati. Pracovní píst svým pohybem roztáčí setrvačník, čímž dojde ke konání využitelné mechanické práce. Klikový mechanismus přesouvá prostřednictvím přeháněcího pístu pracovní látku zpět do ochlazované části, kde dochází ke snižování jejího objemu a tlaku. Pracovní píst se nachází v dolní úvrati a přeháněcí píst začíná pracovní látku přemisťovat do ohřívané části válce. Užitečná práce, kterou může motor odevzdat, je dána rozdílem mezi prací spotřebovanou pístem na stlačení pracovní látky a prací, kterou píst odevzdá při jejím rozpínání. Použití tohoto systému není pro oblast automobilů příliš vhodná volba, protože má nízký poměr výkonu vzhledem k jeho váze a konstrukční zástavbě. [20,21]



Obrázek 11: Schéma Stirlingova motoru [20]

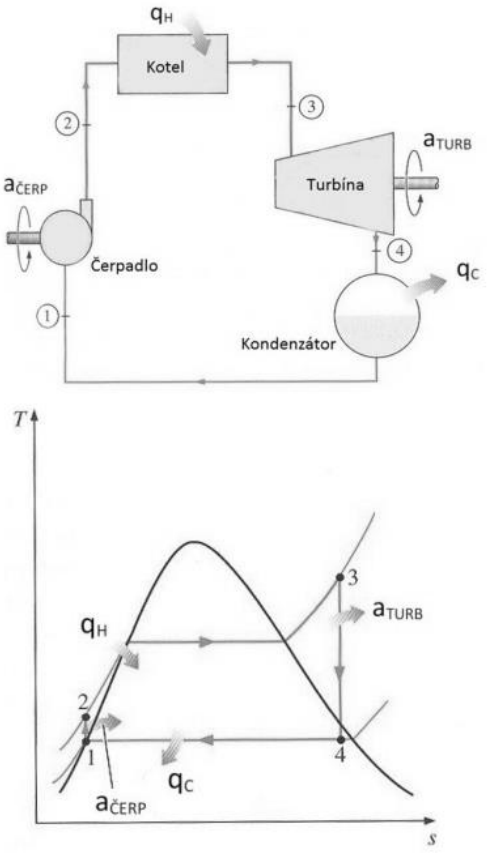
4.2 RANKIN-CLAUSIŮV CYKLUS (RC)

Rankin-Clausiův cyklus (RC cyklus) je teoretickým modelem parostrojních zařízení, které jsou v nejrůznějších modifikacích využívány k výrobě elektrické energie v tepelných elektrárnách. Při aplikaci na automobil je princip funkce identický s principem uplatňovaným v elektrárnách. Jedná se o uzavřený cyklus, ve kterém je využito skupenské změny pracovní látky (nejčastěji vody). Existuje i modifikace, tzv. Organický Rankin-Clausiův cyklus. Změna oproti klasickému RC cyklu je v tom, že je použito organické pracovní látky. [22,23]

4.2.1 POPIS FUNKCE RC CYKLU

Jak již bylo zmiňováno výše, jedná se o uzavřený systém, ve kterém pracovní látka prochází postupně čtyřmi základními komponentami a dodané teplo je přeměňováno na mechanickou práci. Na obr. 12 lze vidět schéma RC cyklu se všemi dílčími komponentami. [23]

V první fázi RC cyklu dochází k izoentropickému stlačení kapaliny v čerpadle. Stlačená kapalina dále putuje do kotle, kde dochází k jejímu zahřívání při stálém tlaku až do stavu páry. V kotli je kapalina zahřívání do stavu syté páry. Sytá pára je pak ještě dále zahřívána v tzv. přehříváku. Vzniklá přehřátá pára následně vstupuje do turbíny, kde dochází k její izoentropické expanzi. Vlivem expanze dochází k roztáčení turbíny spojené s elektrickým generátorem, čímž dochází ke vzniku elektrické energie. Během této fáze cyklu dojde k poklesu teploty a tlaku páry, čímž dojde k přechodu páry do kondenzéru. V kondenzéru dochází ke změně páry zpět na kapalné skupenství. Kapalná fáze je opět čerpána jako na počátku cyklu a celý cyklus se opakuje. [22,23]

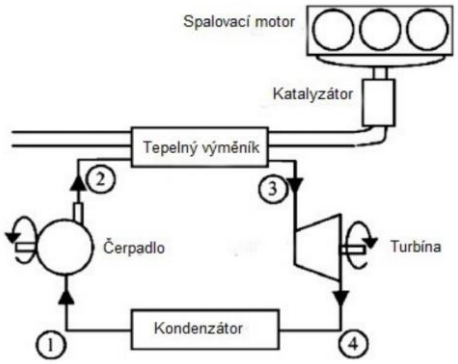


Obrázek 12: Schéma Rankin-Clausiova cyklu se všemi komponenty [31]

4.2.2 VYUŽITÍ RC CYKLU V AUTOMOBILU

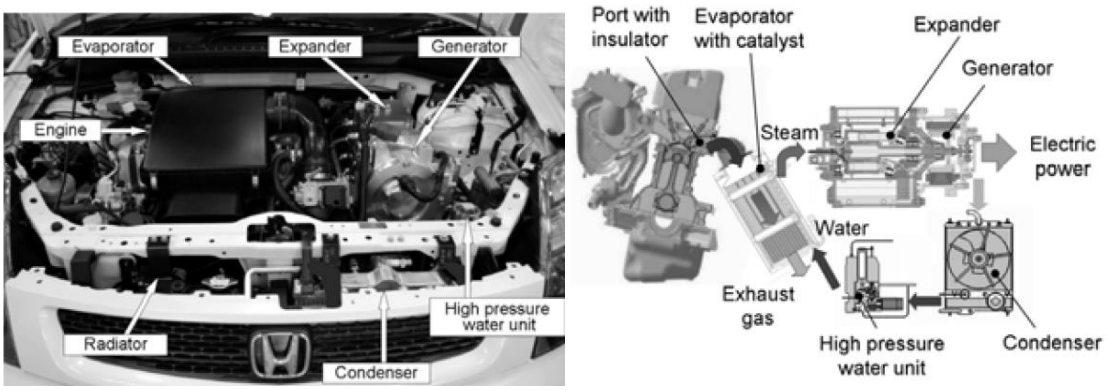
RC cyklus je jedním z dalších vhodných zástupců systémů využívajících odpadní teplo z výfukových plynů. Tento systém však vyžaduje větší zástavbové prostory, protože je složen z většího počtu komponent. Potenciálním využitím RC cyklu v automobilu se již zabývalo několik automobilových společností, jimiž jsou zejména Ford, Honda a BMW.[24]

Na obr. 13 je zobrazeno základní schéma RC cyklu v automobilu. Horké výfukové spaliny ze spalovacího motoru po průchodu katalyzátorem vstupují do tepelného výměníku, kde předávají své teplo pracovní látce. Pracovní látka je součástí RC cyklu, jež je identický s principem popsaným v kapitole 4.2.1. [23]



Obrázek 13: Schéma zástavby Rankin-Clausiova cyklu v automobilu [31]

V roce 2008 přišla automobilka Honda s koncepcí kogenerační jednotky fungující na bázi RC cyklu. Snahou bylo tento systém implementovat do vozidla s hybridním pohonem pro celkové zlepšení účinnosti vozidla. Dalším záměrem bylo převést jinak nevyužité teplo výfukových plynů na elektrickou energii pro dobíjení baterií. Tuto studii Honda prezentovala na sympóziu technologií hybridních vozidel v San Diegu. Honda ovšem také zvažovala i možnost implementace plynové turbíny, či Stirlingova motoru. Pozdější experimenty však ukázaly, že z hlediska teplotního rozsahu výfukových spalin bude vhodnější použít RC cyklus. Výsledky této studie ukázaly, že při konstantní jízdě s rychlostí 100 km/h implementovaný RC cyklus zvýšil tepelnou účinnost motoru o 3,8 %. Při testovací jízdě podle amerického dálničního jízdního cyklu systém s RC cyklem generoval třikrát více energie než regenerativní brzdný systém. Turbína je dimenzována na maximální výkon 32 kW. Celková tepelná účinnost tohoto systému činí 13 % při dodávaném výkonu 23 kW. [24]



Obrázek 14: Implementace RC do vozidla automobilky Honda [24]

Testovaným vozem s RC cyklem byla Honda Stream o objemu motoru 2.0 L s přímým vstřikováním. Motor měřeného vozidla měl upravenou hlavu válců a izolované výfukové kanály. Další části kogenerační jednotky se skládaly z výparníku (zabudovaného do katalyzátoru), vysokotlaké vodní pumpy (s vodou), expandéru (turbíny) a kondenzéru. [24]

Honda dále vyvinula systém pro řízení teploty páry v rozmezí 400-500 °C a 7-9 MPa, vše v závislosti na zatížení motoru. Primárním účelem tohoto systému bylo optimalizovat průběh RC cyklu v přechodových jízdních režimech. [24]

Automobilka Ford se na rozdíl o Hondy rozhodla použít organický Rankin-Clausiův cyklus s pracovní látkou R245fa. Snahou bylo vyvinout takový ORC, který by vytvořil dostatečné množství elektrické energie pro napájení veškeré elektrického příslušenství vozidla Ford Escape. Použití organické pracovní látky s sebou přináší několik výhod, jako je například nízká teplota tuhnutí. Ovšem při testování navrženého systému se zjistilo, že systém funguje podstatně hůře, než se předpokládalo. Vlivem zpětných tlaků v potrubním systému vozidla docházelo k ochlazování spalin, a tím i zvýšení spotřeby paliva. [25]

V roce 2008 přišla automobilka BMW s výzkumem dvou přístupů pro využití odpadního tepla z výfukových plynů. První přístup spočíval v termoelektrické přeměně a druhý v termodynamické. V roce 2009 BMW představilo analýzu dvou základních koncepcí RC cyklu, které byly aplikovány v rámci termodynamického systému využití odpadního tepla pro čtyřválcový spalovací motor. Na základě experimentálního měření bylo zjištěno, že tento systém je schopen při běžné jízdě po dálnici přidat 10 % výkonu. Princip funkce tohoto zařízení spočívá ve tvorbě páry z pracovní látky o vysokém tlaku a následné přeměně na mechanickou práci. Pro lepší vyhodnocení byly sestaveny dva základní systémy. [27]

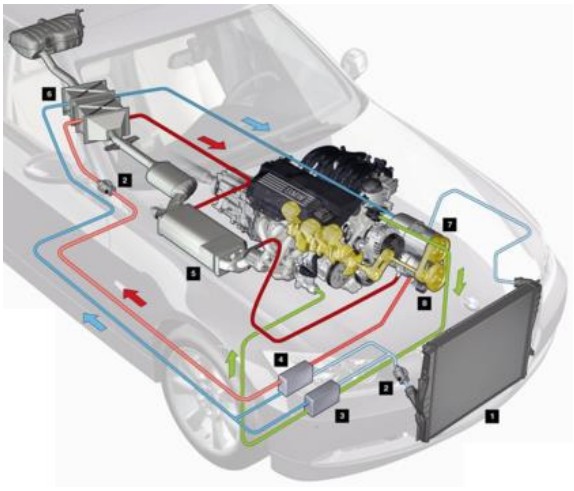
A. systém využívá jako zdroj tepla pouze výfukové spaliny
B. systém využívá jejich kombinace s chladicí kapalinou

Důležitým prvkem těchto systémů je pracovní látka, která se opakovaně vypařuje, rozpíná a kondenzuje. V RC cyklu má významný vliv na celkovou efektivitu systému. Pro co možná nejoptimálnější výkon pro daný teplotní gradient je snahou zvolit látku s vysokou hodnotou výparného entalpie. Největší hodnoty dosahuje voda (~ 2250 kJ/kg), a dále následují alkoholy (metanol ~1100 kJ/kg a etanol ~ 820kJ/kg). Výsledky prokazují vhodnost použití vody v prvním systému, kdežto ve druhém systému se jako nejvhodnější pracovní látka jeví alkoholy. Z konstrukčního hlediska se navržený RC systém od BMW skládá z čerpadla, výměníku tepla, chladiče a expandéru. Z experimentálních měření se zjistilo, že při dálničních rychlostech (72-120 km/h) má vyšší perspektivu systém B. Měření prokázalo navýšení výkonu o 0,7-2 kW, avšak BMW upozorňuje, že se jedná pouze o experimentální měření s konkrétními hodnotami tlaků a teplot. [27]

4.3 TURBOSTEAMER

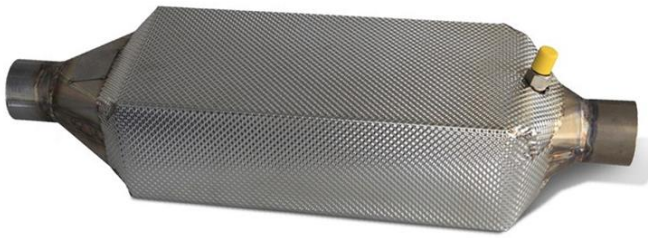
Jedná se o systém využívající parní turbíny jako zdroj energie. Zařízení bylo vyvinuto automobilkou BMW v roce 2005. Na obr. 15 lze vidět zástavbu systému Turbosteamer v automobilu. Skládá se ze dvou kapalinových okruhů. Vysokoteplotní okruh (označen červeně) má uvnitř jako pracovní látku vodu. Voda v okruhu je ohřívána skrze dva tepelné výměníky umístěné ve výfukovém potrubí těsně za motorem. Čerpadlem poháněná tekutina se vlivem vysoké teploty (až 550°C) mění v páru, která proudí do expanzní turbíny. Turbína je připojena přímo ke klikové hřídeli. Motor je tedy roztáčen nejen pohyby pístů, ale i energií

získanou z turbíny. Při expanzní práci páry dojde k jejímu ochlazení na 150 – 200°C. Díky této technologii je možné využít až 80% energie, která by jinak odešla výfukem do atmosféry. [28,29]



Obrázek 15: Systém Turbosteamer automobilky BMW [35]

Druhý, nízkoteplotní okruh (označen modře), je naplněn etanolem. Pracovní médium je v prvotní fázi ohříváno současně chladícím (označen zeleně) a vysokoteplotním okruhem. Zbylé teplo mu však ještě předávají spaliny, které již převážnou většinu tepla odevzdaly vysokoteplotním okruhu. Vlivem ohřátí etanolu na teplotu cca 150°C dojde podobně jako v prvním okruhu ke vzniku páry, která je převedena na druhou expanzní turbínu. Přeměna expanzní práce páry na mechanickou energii je stejná jako v prvním okruhu, avšak její velikost je menší. Nízkoteplotní okruh je na konci opatřen chladičem, skrze který dojde k odevzdání zbylého tepla do atmosféry. Implementací Turbosteameru došlo k navýšení výkonu spalovacího motoru až o 10 kW, při uspokojivé účinnosti zvolené koncepce. [28,29]



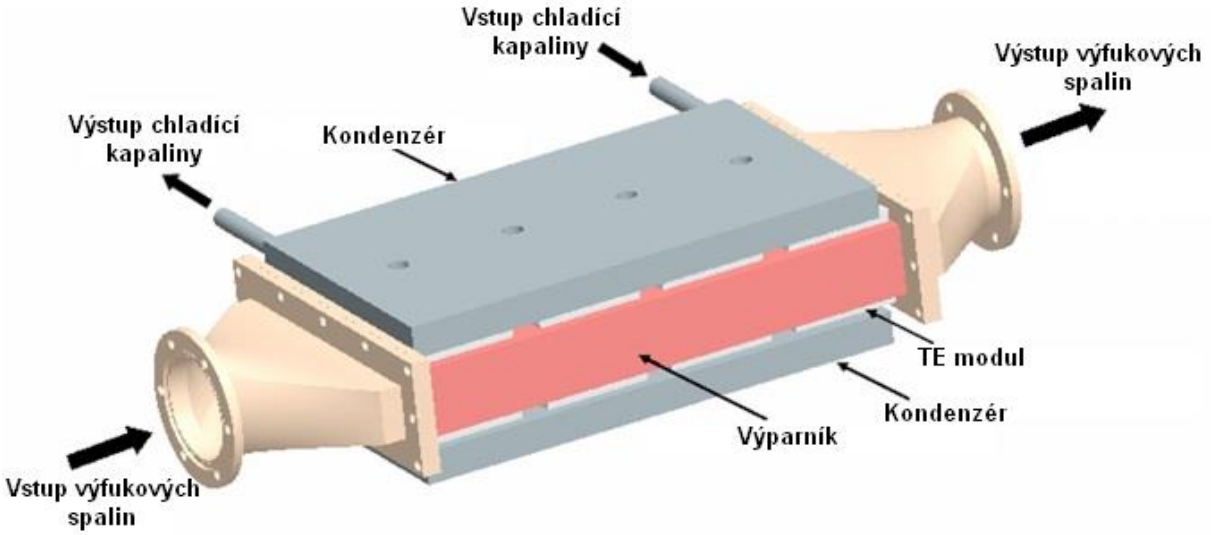
Obrázek 16: Tepelný výměník Turbosteameru [29]

4.4 TERMOELEKTRICKÉ GENERÁTORY (TEG)

4.4.1 ÚVOD DO PROBLEMATIKY TEG

Další dostupnou variantou, jak využít odpadní teplo z motoru automobilu, je prostřednictvím termoelektrických modulů, jejichž princip funkce je založen na tzv. Seebeckovem jevu. Jedná se o zařízení, které je již několik let v automobilovém průmyslu intenzivně zkoumáno. Impulsem ke zkoumání termoelektrických generátorů (TEG) byl především zájem vědců a inženýrů o produkci tzv. čisté energie. Je nutné ale podotknout, že se tato technologie potýká s poměrně nízkou účinností termoelektrické přeměny a poměrně

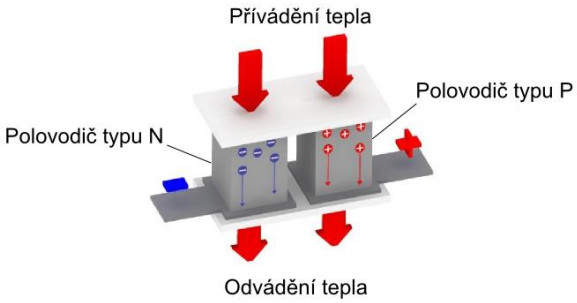
vysokou cenou, proto je její využití značně omezené. Princip termoelektrické technologie spočívá v přeměně tepelné energie na energii elektrickou. Tento fenomén byl objeven Thomasem Johannem Seebeckem v roce 1821, a následně pojmenován Seebeckovým efektem.[30,31]



Obrázek 17: TEG vyvinutý na Clarksonově univerzitě [34]

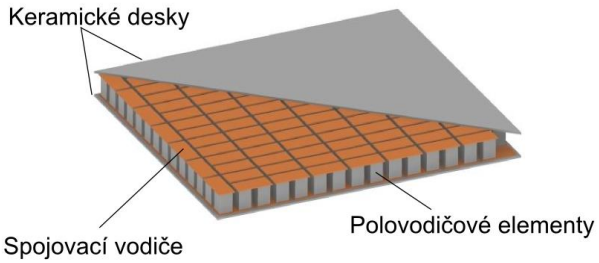
4.4.2 PRINCIP TERMOELEKTRICKÉ VÝROBY ELEKTRICKÉ ENERGIE

Pro sestrojení termoelektrického zařízení potřebujeme základní termoelektrické dvojce tvořené polovodičovým P-N přechodem. Jestliže je na P-N přechod přiváděno teplo, dojde v polovodičích k majoritnímu přerozdělení nosičů náboje. V polovodiči typu N dojde k pohybu elektronů a v polovodiči typu P k pohybu kladných děr. Vlivem této skutečnosti dochází ke koncentraci nábojů u chladnějších konců polovodičů, ve kterých dochází k rozdílu potenciálů. Jestliže je tento vytvořený obvod uzavřen, skrze přechod dojde k pohybu elektronů, což způsobí průtok elektrického proudu. [30]



Obrázek 18: Schéma termoelektrické dvojice [30]

Častá konstrukční varianta spočívá v elektrickém propojení dvojic do série, z pohledu přestupu tepla paralelně. Tímto spojením dochází k vytvoření tzv. termoelektrického modulu. Geometrické uspořádání a tvar modulů mohou být různé. Na obr. 19 je vyobrazen nejběžnější, dostupný, průmyslově vyráběný termoelektrický modul. [30]

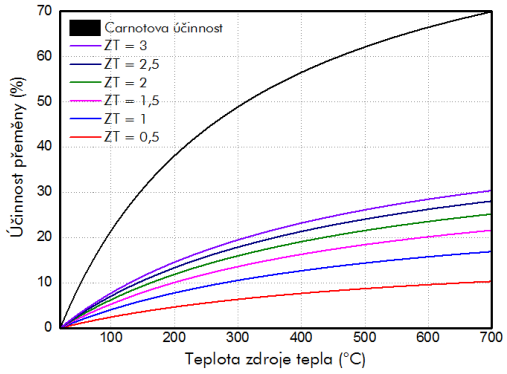


Obrázek 19: Termoelektrický modul [30]

K tomu, aby mohl TE modul pracovat, potřebuje přívod a odvod tepla, který zajišťují výměníky. Získaná energie je dána elektrickým napětím, které vzniká na základě rozdílů teplot jednotlivých částí TE modulu. Díky tomuto zařízení je možné jednoduchou cestou získat elektrickou energii. Použití zdroje tepla je závislé na konkrétní aplikaci, ale mezi významné zástupce zdroje tepla patří: pevná látka, kapalina nebo plyn. Přenos tepla je uskutečněn kondukcí, konvekcí popř. radiací. Nejčastější využití tohoto systému je v tzv. parazitní konfiguraci jako výměník/generátor. Princip spočívá v přeměně části absorbovaného tepla na elektrickou energii a zbylá část tepla je použita pro předehřev. Díky této konfiguraci lze produkovat teplo i elektřinu současně s minimálním vlivem na výslednou účinnost systému. Mezi výhody tohoto systému patří tichý chod, vysoká spolehlivost a absence jakýchkoli pohyblivých, či složitých mechanických částí s nutností údržby. [30]

4.4.3 Účinnost termoelektrické přeměny

Výsledná účinnost termoelektrické konverze nezávisí pouze na teplotním rozdílu mezi teplou a studenou stranou termoelektrického modulu, ale také na použitém termoelektrickém materiálu. K vyjádření účinnosti se používá bezrozměrný koeficient ZT, který udává vlastnosti použitého polovodičového materiálu a vliv pracovních teplot. Na obr. 20 lze pozorovat porovnání účinností materiálů s různými koeficienty ZT s účinností ideálního tepelného stroje. Koeficient ZT se u běžně dostupných termoelektrických materiálů pohybuje v rozmezí 0 až 1, což je doprovázeno nízkou účinností (cca 5 %). Složitějšími segmentovými moduly lze dosáhnout účinnosti až 10 %.[30]



Obrázek 20: Závislost účinnosti termoelektrických materiálů na teplotě [30]

4.4.4 VYUŽITÍ TEG V AUTOMOBILECH

Automobilový průmysl je oblast, která nabízí vysoký potenciál pro využití termoelektřiny. Snahou je co možno maximálně využít energii uloženou v palivu, protože její velká část odchází výfukovou a chladicí soustavou bez užitku do ovzduší. Obecně je známo, že účinnost zážehových motorů je 25–35 %, vznětové motory dosahují účinnosti 30-45%. Mezi nejvýznamnější činitele způsobující ztráty představují výfukové plyny a ztráty chlazením. [30]

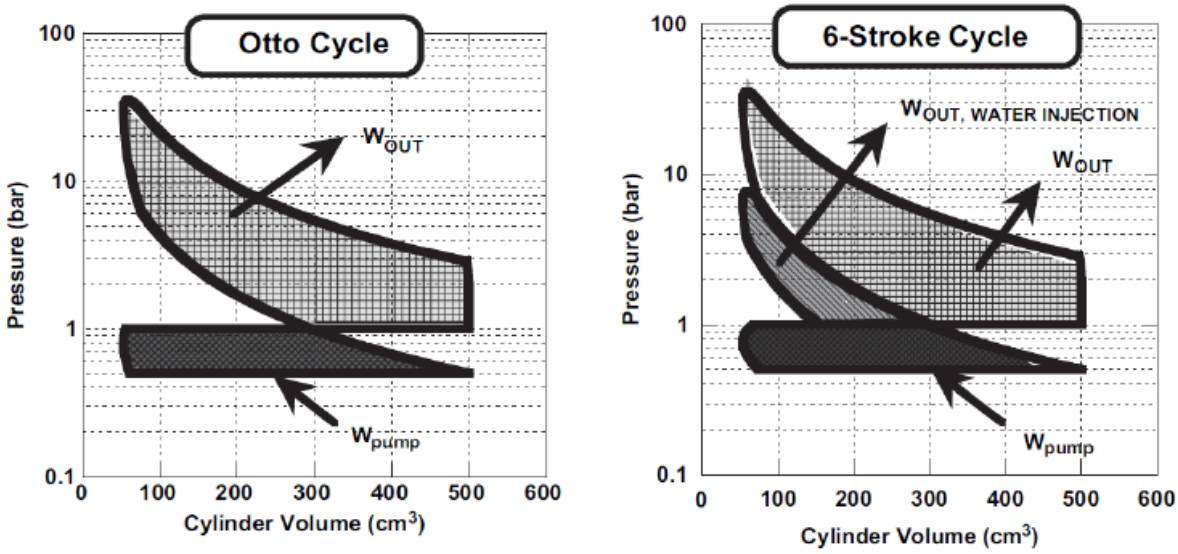
První sestrojený automobilový TEG se datuje do roku 1963. V roce 1988 byl na univerzitě Karlshruhe sestrojen TEG pro automobil Porsche 944, který při plném zatížení dosahoval výkonu 58 W. Následně společnost Hi-Z Technology Inc. prezentovala TEG pro nákladní automobil o výkonu 400 W. V roce 2000 představila automobilka Nissan své zařízení dosahující výkonu 90 W. S vývojem TEG se zabývali i v USA, konkrétně na Clarksonově univerzitě, kde vytvořili zařízení o výkonu 255 W. V USA byl také na konferenci Directions in Engine-Efficiency and Emissions Research (DEER) prezentován generátor osazený na obrněném transportéru o výkonu 1 kW. V Evropě patří mezi přední zástupce zabývající se výrobou TEG společnost BMW, která v roce 2008 prezentovala generátor o výkonu 200 W. V roce 2011 pak jejich generátor umístěný ve vozidle BMW X6 (viz. obr. 21) dosahuje výkonu více než 600 W. [30]

Obrázek 21: TEG ve vozidle BMW X6 [30]

Termoelektrický generátor (TEG) v aplikaci teplotního managementu automobilu využívá jako zdroj tepla výfukové spaliny motoru. Použití tohoto systému u dnešních moderních motorů může pomoci k efektivnějšímu využití paliva a získání užitečné energie. Převedení zbytkové odpadního tepla spalovacího motoru na elektrickou energii značně přispěje ke zlepšení výkonu, účinnosti a spolehlivosti motoru. Výzkum tohoto zařízení se v automobilech potýká s řadou problémů, ale je velice pravděpodobné, že ve velmi krátké době budou uvedeny na trh. Prvotní myšlenkou bylo omezit dobu provozu alternátoru a ušetřit 5 % paliva. Další kroky směřují k myšlence jeho úplného nahrazení. Podle provedených studií se u osobních automobilů počítá se ziskem cca 0,9 kW, u nákladních vozidlech 5-6 kW elektrické energie. [30]

4.5 ŠESTIDOBÝ SPALOVACÍ MOTOR

Koncept šestidobého spalovacího motoru vychází ze čtyřdobého motoru s tím rozdílem, že je doplněn o další dva cykly. Snahou je těmito dvěma cykly zvýšit celkovou účinnost motoru a snížit množství produkovaných emisí. V minulosti bylo uděleno několik patentů na konstrukci motoru pracující se šesti pracovními cykly, avšak byl vydán pouze limitovaný počet odborných článků s touto tématikou. Klasický čtyřdobý cyklus běžného spalovacího motoru se skládá ze sání, komprese, expanze a výfuku. Ovšem šestidobý cyklus spalovacího motoru, navržený konstruktéry Conklinem a Szybistem, v posledním výfukovém zdvihu výfukové spaliny zadrží předčasným uzavřením výfukových ventilů. Výfukové spaliny jsou ve spalovacím prostoru stlačeny dvěma přídavnými pracovními cykly. Fáze předčasného uzavření výfukových ventilů je doprovázena vstříknutím vody do spalovacího prostoru. Spaliny o vysoké teplotě předají vodě teplo, čímž dojde ke vzniku páry a nárůstu tlaku během pátého pracovního zdvihu. V posledním šestém výfukovém zdvihu je směs spalin a páry vyfouknuta ze spalovacího prostoru ven. Teoreticky lze těmito dvěma přídavnými cykly vyprodukovat více mechanické práce bez nutnosti vstříknutí dávky paliva a tím snížit spotřebu paliva. Velikost přírůstku vykonané práce je možné pozorovat na obr. 22. [31,32]

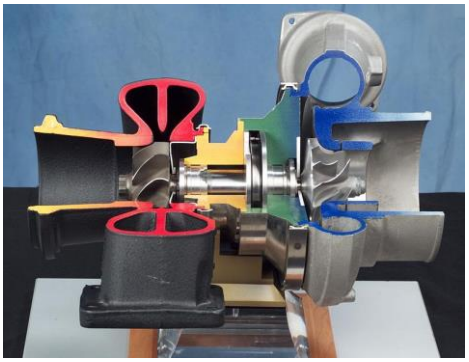


Obrázek 22: Vykonaná práce Ottova čtyřdobého (vlevo) a šestidobého cyklu (vpravo) [31]

4.6 TURBODMYCHADLO

Obecně je známo, že spalovací motory s přirozeným plněním produkují velké množství odpadního tepla. Produkt spalovacího procesu směsi proudí z válce skrze výfukové potrubí až do ovzduší. Toto odpadní teplo lze zpětně využít pomocí turbodmychadla. Turbodmychadlo je typem plynové turbíny, která je poháněna prostřednictvím tlaku a kinetické energie výfukových plynů. Turbína se nachází na společné hřídeli spolu s kompresorem (dmychadlem), který zvyšuje tlak a množství vzduchu nasávaného do spalovacího prostoru válců. S větším množstvím nasávané směsi do spalovacího prostoru lze dosáhnout většího výkonu. [31]

Turbodmychadla zaznamenala široké uplatnění ve vznětových motorech. Dochází taktéž k jejich postupné implementaci do motorů zážehových, avšak s jinými požadavky. Hlavním důvodem pro použití technologie turbodmychadlem u zážehových motorů je snaha o tzv. downsizing, který vychází z myšlenky zmenšování objemů motorů při zachování výkonu. Důvod přeplňování turbodmychadly je taktéž spojen s motivací ke zvýšení využití paliva a ekonomičnosti při dostatečném výkonu motoru. Přeplňování vznětových motorů má příznivý vliv na snižování obsahu pevných částic ve výfukových plynech díky dostatečnému množství vzduchu spalované směsi. Byla provedena studie, která ukázala, že díky přeplňování je možné ušetřit u vznětového motoru osobního motoru 30-50% paliva a 5-20% u motoru zážehového. [31]



Obrázek 23: Pohled na řez turbodmychadla [33]

5 DOSTUPNÁ KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ REGULAČNÍCH VENTILŮ

Vzhledem k rozmanitosti regulačních ventilů v průmyslu budou v následující kapitole rozebrány pouze určité typy regulačních ventilů. Jejich konstrukce a vlastnosti budou zhodnoceny z pohledu vhodnosti použití pro EHRS výměník.

5.1 KLASIFIKACE REGULAČNÍCH VENTILŮ

Ventily mohou být klasifikovány podle několika hledisek. A to především podle jejich konstrukce, účelu, názvu, průtočné charakteristiky apod. Označení jednotlivých ventilů se může v různých zemích lišit, avšak existují pro ně mezinárodně používané názvy, které se až na pár výjimek dodržují.[45]

Rozdělení podle konstrukce: [45]

- kohoutové
- sedlové
- šoupě
- membránové
- jehlové
- kuličkové
- s klapkou

Rozdělení podle použití:

- pojistné (bezpečnostní)
- regulační
- odvzdušňovací
- pilotní
- plovákový
- solenoidový
- termostatický
- zpětný

Přehled nejčastějších použití regulačních ventilů:

- pro ON /OFF regulace
- pro škrcení popř. řízení průtoku
- pro zamezení zpětného toku
- pro řízení tlaku
- pro odběr vzorků
- pro omezení průtoku

5.2 PARAMETRY REGULAČNÍCH VENTILŮ

5.2.1 JMENOVITÝ TLAK PN A PRACOVNÍ STUPEŇ VENTILU

Mezi významné parametry regulačních ventilů (armatur) patří tzv. jmenovitý tlak PN (tlakový stupeň), který udává tlakovou třídu armatury. Ve většině případů je tento tlak identický s maximální pracovním přetlakem armatury v barech. Avšak při výběru konkrétního ventilu u výrobce je nutné tlakovou třídu překontrolovat, neboť tento parametr je značně závislý na teplotách pracovní látky a použitém materiálu, ze kterého je regulační ventil vyroben. Hodnoty jsou normovány podle ČSN 13 0010 – „Jmenovité tlaky a pracovní přetlaky“. Pro novější regulační armatury vyrobené z materiálů ČSN-EN, platí norma ČSN – EN 1092-1. Hodnoty bývají taktéž udávány přímo výrobci, kteří garantují tlakové parametry vzhledem k pracovní teplotě. Výrobcem zpravidla udávaná maximální pracovní teplota je taková, při které může být armatura provozována. Tato teplota nezávisí pouze na PN, ale také na typu ucpávky a pohonu armatury.[43,46]

Hodnoty jmenovitých tlaků PN jsou v příslušných normách bezrozměrné číselné znaky odstupňované od 0,2 do 100. Pracovní stupně udávají nejvyšší pracovní teplotu tekutiny. Pomocí těchto dvou parametrů lze určit maximální pracovní teplotu tmax [°C], nejvyšší dovolený pracovní přetlak pmax [Mpa], či nejvyšší zkušební přetlak ppz [Mpa]. Vzorová tabulka s normalizovanými hodnota se nachází v příloze. [43,46]

5.2.2 PRŮTOKOVÝ SOUČINITEL VENTILU K_V

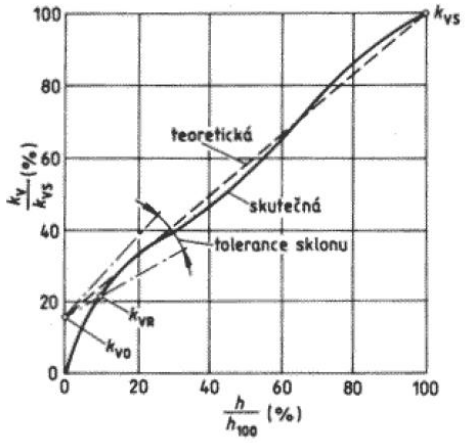
Při konstrukčním návrhu regulačních ventilů je důležitým parametrem tzv. průtokový součinitel k_v. Jeho hodnotu udává charakteristický průtok daným ventilem za přesně definovaných podmínek při jmenovitém zdvihu. Pomocí něj lze také vypočítat průtok pracovního média, či tlakovou ztrátu ventilu při obecných pracovních podmínkách. V zemích Evropské unie se zavedlo použití jednotného průtokového součinitele k_v, který určuje objemový průtok vody regulačním ventilem v [m^3/h] při tlakové ztrátě 1 bar a teplotě vody 15°C. Proudění uvnitř ventilu musí být rozvinuté turbulentní za podmínek znemožňujících vznik kavitace. Výpočet součinitele Kv je dán následujícím vztahem: [46]

$$k_V = \frac{1}{100} \cdot Q \cdot \sqrt{\frac{\rho}{\Delta p}} \ [\mathrm{m^3/h}], \tag{2}$$

kde Q je objemový průtok média [m^3/h], ρ je hustota média [kg/m^3] a Δp tlaková ztráta ventilu [Mpa].

Další používané součinitele určují velikost objemového průtoku v závislosti na zdvihu kuželky (otevření) ventilu. Mezi nejpoužívanější koeficienty patří: [46]

- k_{vs} – hodnota K_v při maximálním otevření ventilu, resp. zdvihu kuželky h=100 %. Hodnota je zpravidla udávaná výrobcem pro příslušný typ ventilu v katalogu.
- k_{v100} – hodnota skutečného průtoku vody při maximálním otevření ventilu a tlakové ztrátě 1bar. Povolená odchylka od hodnoty K_{vs} je ± 10%.
- k_{v0} – teoretická hodnota K_v při plně uzavřeném ventilu, resp. zdvihu kuželky h=0 %
- k_{vR} – nejnižší hodnota K_v, při které je skutečný sklon charakteristiky podobný teoretické. V praxi se jedná o nejmenší regulovatelnou hodnotu K_v.



Obrázek 24: Lineární statická průtočná charakteristika [46]

5.2.3 KONSTRUKČNÍ CHARAKTERISTIKY VENTILU

Konstrukční charakteristika regulačního ventilu je definovaná jako funkční závislost poměrného průtokového součinitele Φ=kv/kvs na poměrném součiniteli zdvihu ventilu h/h100. Nejčastějšími jsou charakteristiky lineární, případně rovnoprocentní. Méně časté jsou charakteristiky parabolické a charakteristiky s rychlým otevřením.

V případě *lineární (ideální)* charakteristiky je změna průtokového součinitele přímo úměrná změně poměrného součinitele zdvihu ventilu a platí následující vztah: [46]

$$\Phi = \Phi_0 + m \cdot \frac{h}{h_{100}} \text{ [-]}, \tag{3}$$

kde Φ je poměrný průtočný součinitel [-], Φ_0 je poměrný průtočný součinitel při nulovém zdvihu [-] a *m* je směrnice charakteristiky.

Rovnoprocentní konstrukční charakteristika regulačního ventilu je taková, ve které stejné přírůstky poměrného zdvihové součinitele vyvolají stejné procentní přírůstky poměrného průtokového součinitele Φ. V praxi se jedná o nejvíce používanou regulační charakteristiku. Mezi poměrným součinitelem zdvihu a průtoku platí exponenciální závislost dána následujícím vztahem: [46]

$$\Phi = \Phi_0 + e^{n \cdot \frac{h}{h_{100}}} \text{ [-]}, \tag{4}$$

Kde $n=ln(1/\Phi_0)$ je směrnice rovnoprocentní charakteristiky[-].

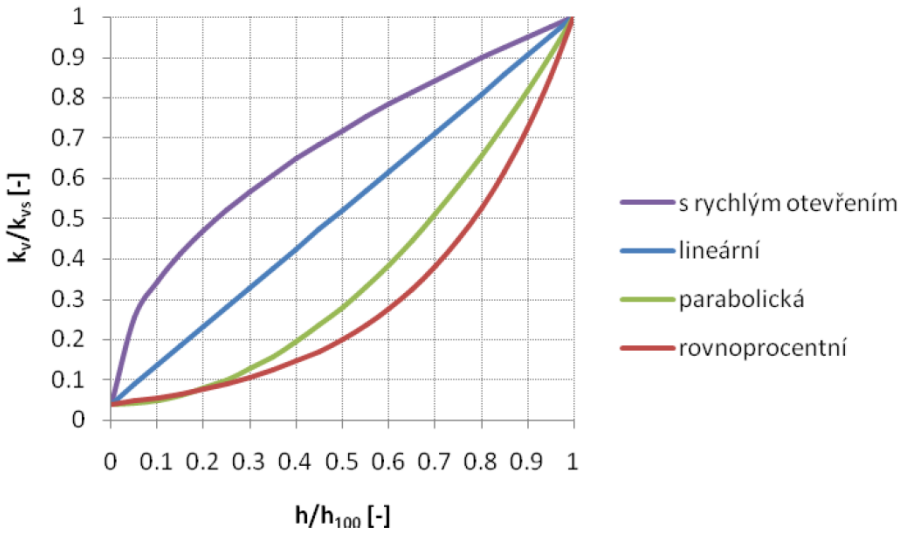
Parabolická charakteristika využívá kvadratické závislosti mezi poměrnými součiniteli průtoku a zdvihu kuželky. Je považována za kompromis mezi lineární a rovnoprocentní charakteristikou. Její matematické vyjádření je následující: [46]

$$\Phi = \Phi_0 + m \cdot \left(\frac{h}{h_{100}} \right)^2 \text{ [-]} \tag{5}$$

V případě charakteristiky s rychlým otevřením je dosaženo největší změny poměrného průtokového součinitele při nízkých zdvizích kuželky. Na druhou stranu, při větších zdvizích jsou změny průtokového součinitele velice malé. Charakteristika rychlého otevření je popsána následujícím matematickým vztahem: [46]

$$\Phi = \Phi_0 + m \cdot \sqrt{\frac{h}{h_{100}}} \text{ [-]} \tag{6}$$

Jednotlivé konstrukční charakteristiky regulačních ventilů lze vidět na Obr. 21.



Obrázek 25: Konstrukční charakteristiky regulačních ventilů pro Φ_0=0,04 *[46]*

5.2.4 AUTORITA VENTILU PV

Samotná konstrukční charakteristika ventilu udává informaci pouze o závislosti poměrného průtoku na zdvihu ventilu. Nezohledňuje ovšem systém, ve kterém regulační ventil pracuje. Tlakové ztráty ventilu, resp. celé potrubní sítě popisuje tzv. provozní (průtoková) charakteristika. Konstrukční a průtoková charakteristika se od sebe liší a měřítkem této odchylky je tzv. autorita ventilu P_v. Autoritou ventilu v potrubní soustavě se rozumí poměr tlakové ztráty plně otevřeného ventilu k tlakové ztrátě plně zavřeného ventilu. Je dána následujícím vztahem: [46]

$$P_V = \frac{\Delta p_{V100}}{\Delta p_{V0}} \text{ [-]}, \tag{7}$$

kde P_v je autorita ventilu [-], Δp_{V100} je tlaková ztráta při plném otevření [Pa], Δp_{V0} je přetlak na uzavřený ventil [Pa].

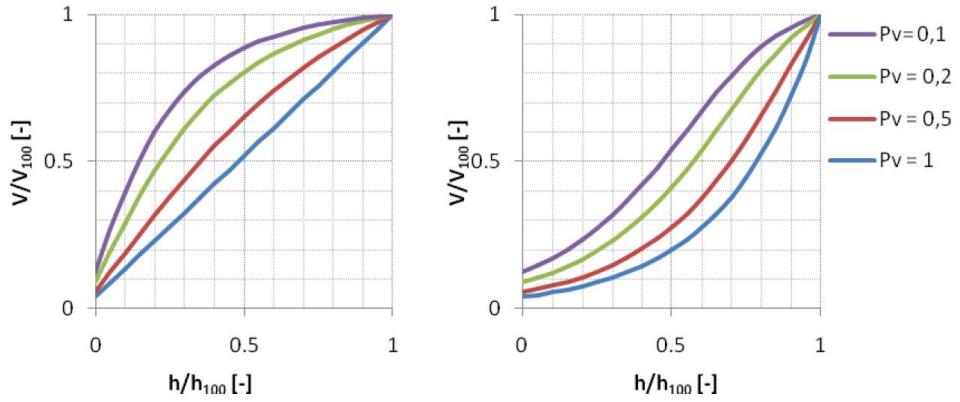
Autorita ventilu P_v=1 odpovídá situaci, kde by regulovaný systém obsahoval ventil, čerpadlo a potrubí vykazující nulové ztráty. V případě P_v = 0,5 by byla polovina tlakového rozdílu spotřebována na tlakové ztráty ventilu a druhá poloviny na zbytek okruhu. Mezi autoritou ventilu a provozní charakteristikou platí následující:

- Čím menší je autorita ventilu, tím větší je deformace provozní charakteristiky ventilu.
- Čím více se autorita ventilu blíží 1, tím více se provozní charakteristika blíží konstrukční charakteristice.

Obecně platí, že dostačující hodnotou pro regulaci průtočného množství je Pv=0,3 až 0,5. Odvozením konstrukční charakteristiky a autority ventilu dostáváme následující vztah:

$$V / V_{100} = \left[1 + P_V \cdot \left(1/\Phi^2 - 1\right)\right]^{-0,5} \text{ [-]}, \tag{8}$$

kde V/V_{100} je poměrný průtok ventilem [-] a Φ poměrný průtokový součinitel [-].



Obrázek 26: Vliv autority na lineární (vlevo) a rovnoprocentní (vpravo) provozní charakteristiku [46]

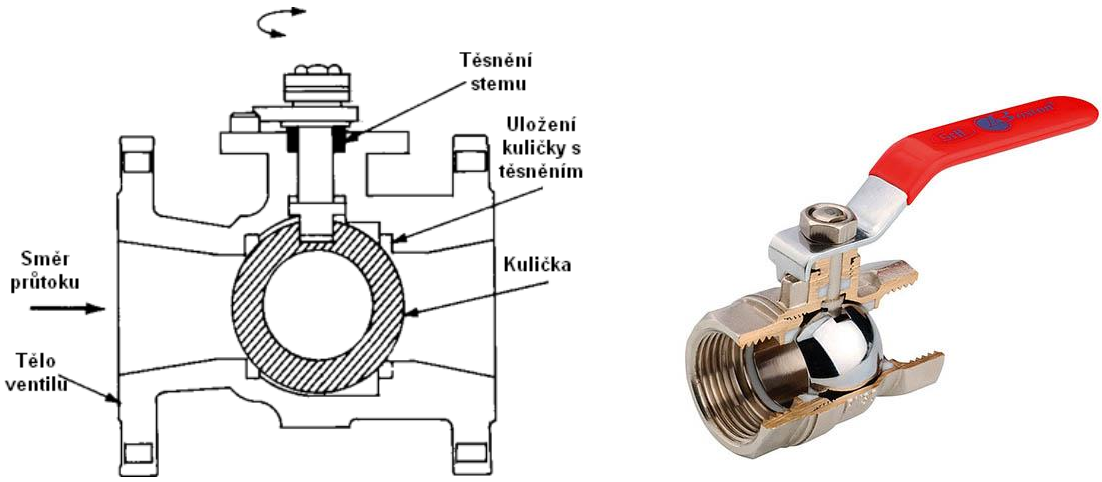
5.3 PŘEHLED DOSTUPNÝCH ŘEŠENÍ REGULAČNÍCH VENTILŮ

V následující kapitole jsou popsány možné konstrukční varianty regulačních ventilů a jejich kritické zhodnocení pro použití v aplikaci zvolené koncepce EHRS výměníku. Jelikož existuje nespočet druhů regulačních ventilů, budou zde popsány pouze ty, které mají největší potenciální využití.

5.3.1 VENTIL S KULOVOU KUŽELKOU

Vynález tohoto typu kuličkového ventilu je datován do roku 1936, ačkoli myšlenka kuličkových ventilů je známá už od starověku. Moderní kuličkové ventily konkrétních tlakových tříd jsou vyráběny na základě mezinárodních standardů. Standardně mají ventily těsnění na bázi polymerů. Patří mezi nejlevnější a zároveň nejrozšířenější ventily. Vyznačují se dostupností v široké rozměrové škále. Na obrázku č. 27 lze vidět schéma kuličkového ventilu s popisem jednotlivých částí. Základní geometrie ventilu obsahuje kuličku opatřenou dvěma těsněními, které jsou uloženy v těle ventilu. Kulička má ve směru jedné osy vyvrtán otvor, který propojuje vstup a výstup při maximálním průtočném průřezu. Otočením kuličky ventilu o 90° dojde k úplnému uzavření průtočného průřezu a těsnicí kroužky zamezí průtoku média kolem kuličky. Těsnění jsou dimenzována tak, že jsou schopna těsnit v obou směrech. Zvoleným tvarem těla ventilu a otvoru v kuličce lze dosáhnout průtoku maximální průtočnou plochou, přiškrceného, či venturiho průtoku. Konce těla ventilu mohou být opatřeny závitem nebo přírubou. Samotná kulička může být uložena jako volně plovoucí, kde je z horní strany spojena se stemem skrze jeho vhodně tvarovaný konec. Větší ventily mají kuličku uloženou skrze čep, který výrazně snižuje velikost potřebného ovládacího momentu až o 2/3 oproti variantě

s plovoucím uložením kuličky. Těla ventilů jsou zpravidla konstruovány tak, aby v případě potřeby mohla být kulička s těsněním vyměněna. Jak již bylo zmíněno výše, pracovní pohyb kuličky je v úhlu 90°. Velikost kroku pohybu je závislá na krajních polohách ovládací páky, avšak je možné docílit i plynulého pohybu. Při konstrukci se dodržuje zásada, kdy při otevřeném stavu ventilu je páčka rovnoběžná s osou ventilu. V případě, kdy páčka svírá s ventilem pravý úhel, je ventil zavřený. Ventily větších rozměrů jsou ovládány pomocí ručních kol skrze redukční převodovku nebo prostřednictvím motorů. Ve všech případech je potřebný ovládací moment malý, protože je nutné překonat třecí sílu vzniklou pouze mezi kuličkou a jejím těsněním a třením v uložení stemu. [45]



Obrázek 27: Řez ventilem (vlevo) a izometrický pohled na ventil (vpravo)[45,48]

Použití tohoto typu ventilu v aplikaci EHRS výměníku se jeví jako potenciálně vhodné z hlediska jednoduchosti a spolehlivosti regulačního systému s kuličkou. Problém by ovšem mohl nastat u těsnění zamezujícího kontaminaci náplně trubice a ventilu s okolím. Vlivem netěsnosti by mohlo dojít ke vniknutí okolního vzduchu do potrubí, čímž by došlo k ohrožení základního principu funkce EHRS výměníku. Na základě této skutečností se regulační ventil s vně vystupujícími ovládacími prvky jeví jako zcela nevhodný.

5.3.2 SOLENOIDOVÝ VENTIL

Dalším možným na trhu dostupným řešením je použití solenoidového ventilu. Tyto typy ventilů jsou ovládány pomocí zabudovaného pohonu ve formě elektrické cívky (solenoidu) a pístu. Ventil je otevírán / zavírán pomocí elektrického signálu. Poté co je elektrický signál přerušen, dojde k přepnutí ventilu do výchozí pozice (nejčastěji pomocí pružiny). Ventily se konstruují na dva provozní stavy, a to buďto přirozeně otevřen nebo uzavřen. Tento stav je brán vždy k situaci, kdy ventil není napájen. Ventily jsou schopny pracovat jak se střídavým, tak i stejnosměrným proudem. Napájení stejnosměrným proudem bývá prováděno skrze baterii, stejnosměrný generátor nebo usměrňovač. Střídavý proud je brán přímo z elektrické sítě. Na trhu existuje několik dostupných variant, které se liší použitým typem kuželky. Nejznámější solenoidové ventily jsou pístové, membránové, s posuvným kotoučem a talířové. Vhodnost jednotlivých typů ventilů pro konkrétní aplikaci je zpravidla udávána výrobcem.[45]

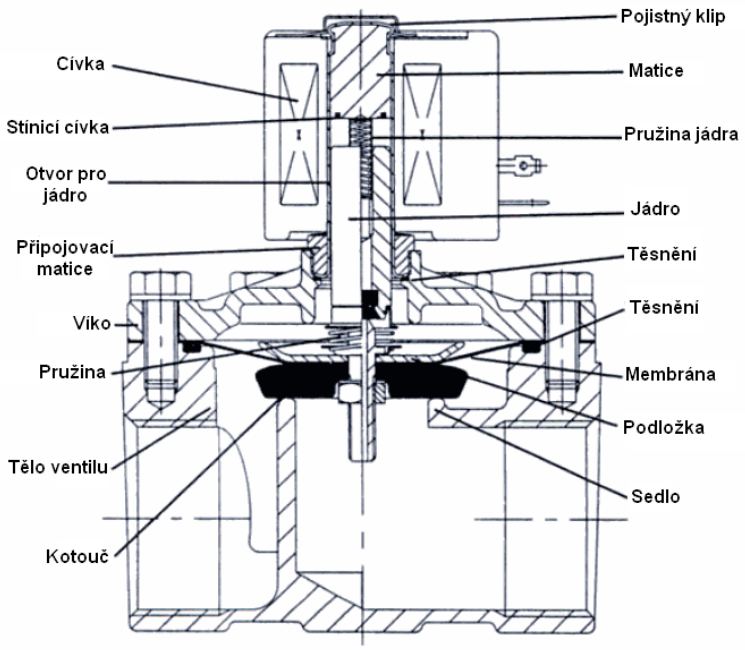
Podle počtu průtočných cest rozlišujeme solenoidové ventily dvou, tří a čtyřcestné. Dvoucestné mají pouze připojení na jedno vstupní a jedno výstupní potrubí. Jejich konstrukce je závislá na tom, jaký je jejich výchozí provozní stav (uzavřen či otevřen). Třícestné ventily mají tři přípojky a dva otvory, kde v případě otevření jednoho otvoru je druhý uzavřený a

naopak. Třícestné ventily se konstruují taktéž jako přirozeně otevřené nebo uzavřené popř. jako univerzální, kde je možnost výběru zapojení do standardních dvou provozních stavů. [45]

V rámci rešeršní části byly poptávány možné alternativy solenoidových ventilů pro aplikaci EHRS výměníku u firem Fluidtechnik Bohemia s.r.o. a Mivalt s.r.o. Žádný z výrobců nebyl schopen vyhovět konstrukčním a provozním požadavkům regulačního ventilu, a to zejména z následujících důvodů:

- minimální dostupná světlost potrubí DN15
- nabízené regulační ventily jsou stavěny pro podstatně větší průtoky než u EHRS výměníku

Vzhledem ke specifickým požadavkům na regulační ventil odlišujících se od dostupného sortimentu, je jedinou možností jeho vlastní konstrukční návrh. Konstrukce bude odlišná zejména ve způsobu ovládání, kde je snahou zamezit případným netěsnostem.



Obrázek 28: Řez solenoidovým ventilem [45]

6 ZÁKLADNÍ INFORMACE O EHRS VÝMĚNÍKU A DŮVODECH JEHO REGULACE

6.1 GRAVITAČNÍ SMYČKOVÁ TRUBICE (TERMOSIFON)

EHRS výměník, pro který je v této diplomové práci navrhován regulační ventil, pracuje na principu uzavřené smyčkové trubice s přirozenou cirkulací. Tato smyčková trubice zvaná termosifon je jedním ze zástupců tepelných trubic. Termosifony mají široké technické využití, a to především pro jejich jednoduchost, nízkou cenu, spolehlivost a vysokou účinnost. Vyznačují se vysokou schopností přenášet teplo a nepotřebují pro svou funkci žádný aktivní člen (čerpadlo apod.). Přenos tepla je realizován na základě přestupu skupenského tepla během změny skupenství náplně trubice. Termosifon si lze představit jako ohnutou dutou trubici spojenou na jejich koncích do uzavřené smyčky. Součástí trubice je výparník a kondenzér. Trubice je orientována ve svislé rovině. Jestliže je jedna část trubice (výparník) zahřívána a druhá (kondenzér) ochlazována, průměrná hustota náplně na teplé straně je menší než na chladné straně. Cirkulace náplně trubice je v podstatě realizována na základě rozdílu hydrostatického tlaku vzniklého na základě teplotního gradientu mezi teplou a studenou stranou trubice. Z konstrukčního hlediska je nutné, aby byl kondenzér výše než výparník. Na základě této skutečnosti vzniklý kondenzát steče samovolně do výparníku. Mezi nejznámější oblasti využití těchto systémů patří: chlazení turbínových lopatek, procesy využití odpadního tepla, chlazení elektrických a spalovacích motorů. [36,37,38]

V aplikaci EHRS výměníku je zařízení určeno pro využití zbytkového odpadního tepla výfukových spalin automobilu. Snahou je skrze výměník urychlit ohřev provozních kapalin na provozní teplotu, a to především v zimních měsících. Právě termosifon je v této aplikaci stěžejní zařízení, pomocí kterého se má přenos tepla ze spalin do chladicí kapaliny automobilu uskutečnit. Výpočtový model s konstrukčním řešením samotné smyčkové trubice EHRS výměníku mi byl poskytnut v rámci zadání pro návrh vhodného regulačního ventilu. [36,37,38]

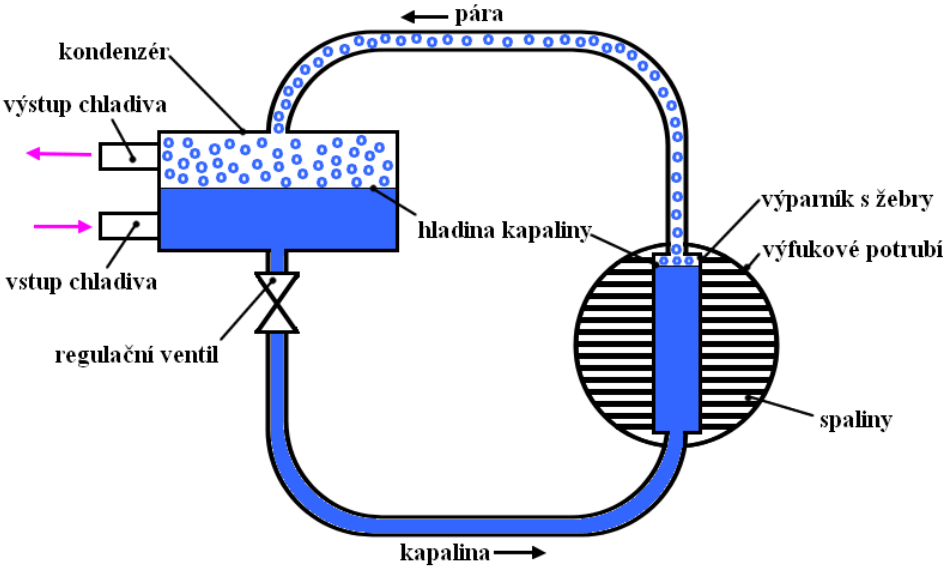
V případě, kdy je třeba přenášený tepelný tok regulovat, je namístě použít regulačního ventilu. Uzavřením ventilu dojde k přerušení průchodu náplně smyčkové trubice. V práci jsou uvažovány 2 možnosti, kde se dá regulační ventil umístit. V případě, kdy je snahou získat co nejrychlejší odezvu po uzavření ventilu je zcela vhodné umístit ventil na parní větev trubice. Druhou možností je umístění ventilu na stranu kapalinového potrubí, na kterém by došlo k zamezení průchodu kondenzátu do výparníku. V této diplomové práci budou uvažovány obě zmiňované varianty umístění ventilu. [36,37,38]

6.2 KONCEPCE EHRS VÝMĚNÍKU PRO URYCHLENÍ OHŘEVU CHLADICÍ KAPALINY

Zařízení, pro které je cílem navrhnout regulační ventil, využívá odpadního tepla výfukových plynů pro urychlení ohřevu chladicí kapaliny na provozní teplotu, především v zimních obdobích. Vliv teploty provozních kapalin na motor a důvody jeho předehřevu jsou popsány v kapitole 3, proto není nutné je zde znovu uvádět.

Na obr. 29 je zobrazeno schéma EHRS výměníku s regulačním ventilem a jeho princip funkce je následující. V prvotní fázi předávají horké výfukové spaliny prostřednictvím žeber teplo výparníku trubice. Ve výparníku (který je umístěn níž než kondenzér) dochází k intenzivnímu varu kapalné fáze destilované vody a následné tvorbě páry. Vzniklá pára následně vstupuje do první (parní) části smyčkové trubice, která vychází z horní strany kondenzéru. V kondenzéru dochází ke skupenské přeměně zpět na kapalnou fázi, jelikož pára odevzdá stěnám kondenzéru své skupenské teplo. Toto teplo přestupuje dle teplotního gradientu na stranu chladičů napojených na chladicí okruh automobilu. Vzniklý kondenzát stéká ke dnu kondenzéru a následně vstupuje do druhé (kapalinové) části smyčkového potrubí. Skrze toto potrubí je kapalina přivedena do spodní částí výparníku a koloběh se opakuje. [36]

V případě, kdy bude motor zahřátý na provozní teplotu, je třeba přenášený tepelný tok regulovat, respektive přerušit. Proto je zcela nezbytné navrhnout regulační ventil pro zamezení průchodu náplně termosifonem. Regulační ventil bude umístěn na kapalinové větvi smyčkové trubice, kde jeho uzavřením dojde k přerušení průtoku kondenzátu do výparníku. Uzavřením ventilu dojde k přerušení průtoku kondenzátu do výparníku, což zamezí vzniku páry, a tím i přenosu skupenského tepla chladicí kapalině skrze stěny kondenzéru.



Obrázek 29: Schéma EHRS výměníku s regulačním ventilem

7 STANOVENÍ PRACOVNÍCH PODMÍNEK A POŽADAVKŮ KLADENÝCH NA REGULAČNÍ VENTIL

7.1 STANOVENÍ PROVOZNÍCH PODMÍNEK EHRS VÝMĚNÍKU

V tabulce č. 4 jsou uvedeny provozní režimy EHRS výměníku, ve kterých bude pracovat, a tudíž je nutné také tyto podmínky zohlednit při výpočtovém návrhu regulačního ventilu. Uvedené hodnoty v tabulce slouží jako vstupní hodnoty pro výpočetní návrh regulačního ventilu. Hodnoty byly stanoveny na základě výpočtového modelu, který byl součástí zadání (viz. příloha č. 27).

Tabulka 4: Přehled pracovních podmínek a požadavků na regulační ventil

Aplikace EHRS výměníku	Předehřev chladicí kapaliny
Požadovaný přenášený tepelný tok	3000W až 7000 W
Teploty pracovní látky EHRS výměníku	120°C až 180°C
Funkce regulačního ventilu	Vyřazení z provozu při dosažení teploty chladiva 90 °C
Teploty výfukových spalin	400°C až 600°C
Rychlost vozidla	0 km/h až 130 km/h

7.2 STANOVENÍ KONSTRUKČNÍCH A REGULAČNÍCH POŽADAVKŮ NA VENTIL EHRS VÝMĚNÍKU

- Jednoduchá konstrukce
- Snadná vyrobitelnost
- Maximální těsnost proti úniku náplně z trubice EHRS výměníku
- Spolehlivost
- Maximální schopnost omezit průchod pracovní látky výměníkem
- Nízké tlakové ztráty
- Jednoduché a spolehlivé ovládání

8 VÝPOČET VSTUPNÍCH PARAMETRŮ PRO KONSTRUKČNÍ NÁVRH REGULAČNÍHO VENTILU

Všechny uvedené vstupní veličiny a požadavky v předcházející kapitole mi byly poskytnuty, či stanoveny na základě výpočtového modelu vytvořeného pracovníkem firmy, v rámci které jsem byl do tohoto projektu zapojen. Veškeré vstupní parametry pro konstrukční návrh byly odborně konzultovány s odborníkem v oblasti EHRS systémů.

8.1 STANOVENÍ PRŮTOČNÉHO MNOŽSTVÍ PRACOVNÍ LÁTKY VE VÝMĚNÍKU

Jelikož se požadovaný přenášený tepelný tok zařízením pohybuje v rozmezí 3 až 7 kW, bude proto dimenzován na nejvyšší hodnotu tepelného toku, která činí $\dot{Q} = 7000W = 7kW$.

Pracovní látkou EHRS výměníku je destilovaná voda. Vzhledem k této skutečnosti jsou vlastnosti pracovní látky určeny na základě termodynamických tabulek vlastností syté kapaliny a syté páry H2O.[23]

Pro výše uvedený přenášený tepelný tok bude pro vstupní výpočet uvažována teplota pracovní látky (vody) o teplotě $t_{MAX} = 180°C$. Odečtené tabulkové hodnoty jsou následující:

- entalpie syté páry: $i_p^{II} = 2777,2\frac{kJ}{kg}$
- hustota syté páry: $\rho_p^{II} = 5,16\frac{kg}{m^3}$
- entalpie syté kapaliny: $i_k^{I} = 763,2\frac{kJ}{kg}$
- hustota syté kapaliny: $\rho_k^{I} = 887\frac{kg}{m^3}$

Výpočty vstupních hodnot pro návrh regulačního ventilu:

Z termodynamického zákona platí následující vztah [23]:

$$\dot{Q} = \dot{m}_p \cdot \left(i_p^{II} - i_k^{I}\right) \text{ [kW]} \tag{9}$$

$$\text{vyjádřeno} \rightarrow \dot{m}_p = \frac{\dot{Q}}{\left(i_p^{II} - i_k^{I}\right)} \text{ [kg/s]}, \tag{10}$$

kde $\dot{Q}$ je tepelný tok [kW] a $\dot{m}_p$ hmotnostní průtok páry [kg/s].

V následující tabulce jsou uvedeny hodnoty hmotnostních průtoků pracovní látky pro všechny režimy provozu EHRS výměníku, vypočtených podle rovnice (10).

Tabulka 5: Přehled hmotnostních průtoků pracovní látky ve výměníku

Přenášený tepelný tok [kW]	**Hmotnostní průtok pracovní látky ve výměníku [kg/s]**
3	0,00136
4	0,00185
5	0,00236
6	0,00291
7	0,00347

Výpočet průměru parního potrubí EHRS výměníku:

Rychlost proudění páry ve výměníku zvolena pro středotlaké parovody (0,2÷1 Mpa) $w_p = 20\,m/\mathrm{s}$. [46]

$$\dot{m}_p = \frac{\pi \cdot d_p^{\,2}}{4} \cdot w_p \cdot \rho_p^{II} \ \text{[kg/s]} \tag{11}$$

$$\text{vyjádřeno} \rightarrow d_p = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}_p}{\pi \cdot w_p \cdot \rho_p^{II}}} \ \text{[m]}, \tag{12}$$

Výpočet průměru potrubí pro přívod a odvod kondenzátu:

Konstrukce EHRS výměníku je koncipována tak, že množství vzniklé páry v [kg/s] je identické s množstvím vniklého kondenzátu v [kg/s], proto platí: $\dot{m}_p = \dot{m}_k$. Jelikož se vrací veškerý kondenzát, platí závislost mezi kondenzátním a parním potrubí podle následujícího vztahu:[46]

$$\frac{d_k}{d_p} = \sqrt{\frac{(w_p \cdot \rho_p^{II})_p}{(w_k \cdot \rho_k^{I})_k}} = 0,22 \div 0,44 \ \text{[-]} \tag{13}$$

Na základě rovnice (13), volím hodnotu poměru kondenzátního a parního potrubí $\frac{d_k}{d_p} = 0,25$.

9 KONSTRUKČNÍ NÁVRH REGULAČNÍHO VENTILU EHRS VÝMĚNÍKU

9.1 VOLBA MATERIÁLU

Jako materiál tělesa ventilu, obdobně jako v případě smyčkové trubice, byla zvolena měď. Měď jako taková se může vyskytovat v přírodě jako ryzí kov, a proto byla lidstvu známa již v dávných dobách. Velký rozvoj neželezných kovů (konkrétně mědi) je datován do roku 1900 s rozvojem strojírenství a elektrochemického průmyslu. Princip zpracování spočívá v úpravě rud tzv. flotací, kterou je možné zpracovávat sirníkové rudy s obsahem i 0,5% Cu a získat bohaté měděné koncentráty s obsahem 10-30% mědi.[50]

Obecně je známo, že měď je dobře tvárná za studena i za tepla při teplotách kolem 800°C. Mezi její další přednosti patří dobrá svařitelnost a velmi dobře se pájí. Její konkrétní použití je závislé na druhu a množství obsažených nečistot. V měděných surovinách je zpravidla přítomno stříbro, nikl, arzén a antimon. Pokud jsou obsahy těchto nečistot přítomny v malé míře (řádově setiny procent), jejich vliv na mechanické vlastnosti je zanedbatelný. Ovšem výjimkou jsou nečistoty, které mohou i v malé míře ovlivnit jejich elektrickou vodivost. [50]

Největšího uplatnění mědi je v oblasti elektrotechnickém průmyslu či tepelné technice, a to především pro její velice dobrou elektrickou i tepelnou vodivost. Další výhodou použití mědi je skutečnost, že v kombinaci s vodou nevznikají nekondenzovatelné plyny, jako je tomu např. u nerezové oceli, kde vzniká vodík. [50] Tímto je zamezeno případnému snížení účinnosti trubice.

Přehled vlastností mědi a jejích slitin: [50]

- výborná tepelná a elektrická vodivost
- dobrá odolnost vůči korozi
- vhodná pro svařování a pájení

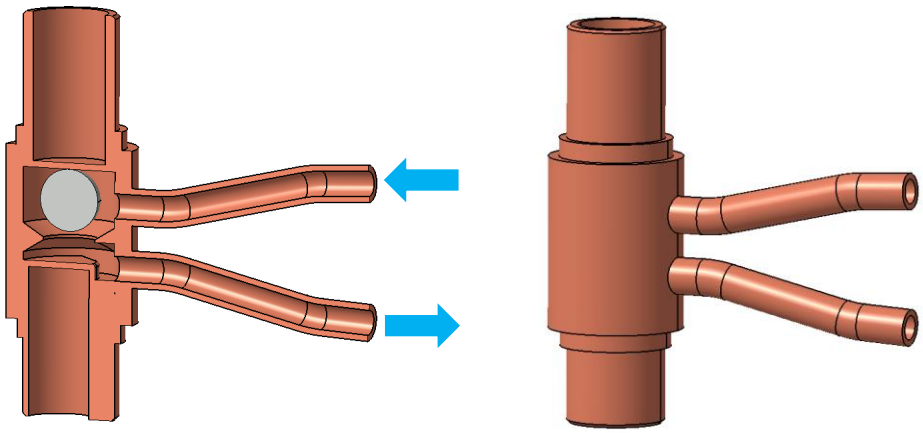
Tabulka 6: Přehled základních vlastností mědi [50]

Tepelná vodivost [$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$]	Atomová hmotnost [g/mol]	Hustota [kg/m^3]	Tažnost [%]	Teplota tání [°C]	Teplota varu [°C]
401	63,57	$8,94 \cdot 10^3$	50	1083	2560

9.2 KONSTRUKČNÍ 3D NÁVRH REGULAČNÍHO VENTILU

Vzhledem ke specifickým požadavkům kladeným na regulační ventil (viz. kapitola 7) je cílem vytvořit vlastní konstrukční řešení, které by vyhovělo všem uvedeným požadavkům. Důvodem pro návrh vlastní konstrukce ventilu je také skutečnost, že výrobci regulačních ventilů nebyli schopni navrhnout použitelnou alternativu pro tuto konkrétní aplikaci. Navrhovaný regulační ventil bude navrhován pro kapalinovou větev EHRS výměníku, kde je cílem zamezit průtoku kondenzátu do výparníku. Vzhledem k požadované dokonalé těsnosti

ventilu proti kontaminaci náplně trubice okolním vzduchem, není možné použít u žádné z variant ovládací člen vystupující z ventilu. Na základě této skutečnosti bude s největší pravděpodobností navrženo ovládání skrze permanentní magnety. Po provedení nespočtu návrhů regulačního ventilu se ukázalo, že nejvhodnější řešení pro tuto konkrétní aplikaci je použití regulačního prvku fungujícího na bázi kuličkového ventilu, který má v průmyslu široké uplatnění. Vzhledem k jednoduché konstrukci kuličkových ventilů je možné docílit i poměrně snadné a levné výroby. Koncepce kuličkového ventilu se jeví jako vhodný kandidát splňující všechny požadavky.



Obrázek 30: Konstrukční 3D návrh regulačního ventilu

9.3 NÁVRH OVLÁDACÍHO MECHANISMU REGULAČNÍHO VENTILU

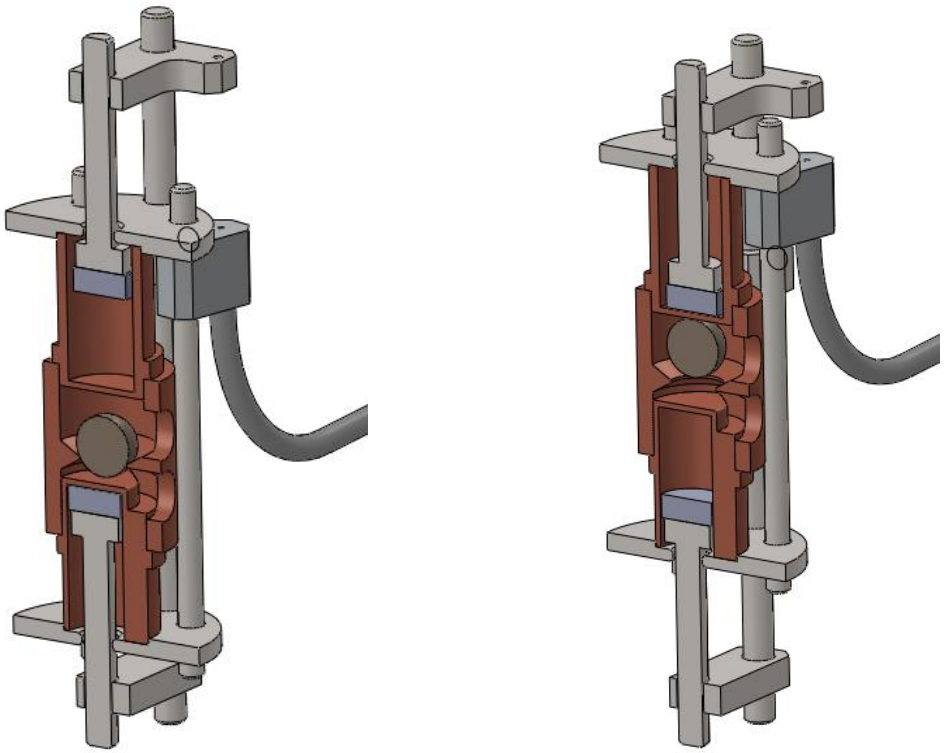
Pro zamezení kontaminace regulačního ventilu, resp. náplně smyčkové trubice EHRS výměníku okolním vzduchem, je nezbytné navrhnout ovládací mechanismus bez vně vystupujících ovládacích prvků. Vzhledem k této skutečnosti se jako jediná vhodná alternativa jeví ovládání s využitím permanentních magnetů. Při návrhu bylo přihlíženo k dostupnosti a magnetickým vlastnostem permanentních magnetů. Jako nejlepší volbou ovládacího prvku se jeví neodymové magnety, které se vyznačují dobrou dostupností s vynikajícími magnetickými vlastnostmi. Vyznačují se menšími rozměry oproti konkurenčním SmCo magnetům při zachování stejných magnetických vlastností. [51]

Obecně neodymové magnety (NdFeB) patří do skupiny PM vyráběných ze vzácných zemin. Magnetické materiály ze vzácných zemin jsou v zásadě dostupné ve třech materiálových typech (Sm, Nd) – a přechodového kovu (Co, Fe). Jejich složení je dáno příslušnou intermetalickou fází (SmCo5, SmCo17 a Nd2Fe14B). Jsou vyráběny práškovou metalurgií, nejčastěji v anizotropním provedení. Neodymové magnety jsou tvrdé a také křehké. Jejich případná úprava je možná pouze diamantovými nástroji. [51]

Magnety NeFeB jsou v porovnání se SmCo magnety náchylnější vůči korozi, která má svou příčinu v materiálové struktuře a jejich magnetické vlastnosti jsou značně závislé na teplotě. V důsledky jejich náchylnosti k oxidaci při vysoké vlhkosti vzduchu, jsou v závěrečné fázi výroby na magnety nanášeny ochranné vrstvy. Ochrana spočívá v pokovení zinkem nebo niklem, což vytváří typický lesklý vzhled. Další možné úpravy spočívají v nanášení epoxidové pryskyřice (plastu), popř. ve vytvoření ochranné vrstvy pomocí působení chemických látek. [51]

Navzdory těmto skutečnostem však vykazují lepší mechanické vlastnosti a největší maximální energetický součin ze všech ostatních dostupných magnetů. Dále mají vysokou hodnotu koercivity, což zvyšuje jejich odolnost proti demagnetizaci. [51]

NeFbB magnety jsou výrobci rozděleny do tříd podle maximální provozní teploty, ve které pracují. Obecně lze říci, že jejich maximální provozní teplota je 230°C. [51]



Obrázek 31: Regulační ventil v poloze uzavřeno (vlevo) a v poloze otevřeno (vpravo)

Na výše uvedeném obrázku č. 31 lze pozorovat sestavu navrženého regulačního ventilu s ovládacím mechanismem. V této koncepci se jedná o dvoupolohový (ON/OFF) ventil, který je ovládaný přesouváním vně umístěných permanentních magnetů. Jsou splněny požadavky týkající se absence vně vyvedených pohyblivých částí, čímž nemůže dojít ke kontaminaci náplně trubice. Jelikož je ovládání ventilu navrženo jako čistě mechanické, není zde potřeba žádného příkonu pro udržení požadovaného provozního stavu ventilu. Jak již bylo uvedeno výše, jedná se o modifikaci kuličkového ventilu, kde uzavíracím členem je feromagnetická niklová kulička. Magnety jsou umístěny na společném unášeči a jejich přesouvání je realizováno mechanicky lankem vedeném v bovdenu. Zpětný pohyb je realizován prostřednictvím pružiny.

V uzavřeném stavu je niklová kulička přitahována do sedla ventilu ze spodní strany magnetem, čímž má být zabráněno odskakování kuličky a protékání kondenzátu. V otevřeném stavu se naopak přiblíží magnet z horní strany, který kuličku vytáhne ze sedla ventilu a umožní tak průtok kondenzátu ventilem.

9.4 VOLBA OVLÁDACÍHO PERMANENTNÍHO MAGNETU

Obecně platí, že při stejném druhu feromagnetického materiálu a stejném objemu PM lze dosáhnout rozdílných přídržných sil. Vše je závislé na použitém způsobu magnetování. popř. přiložení pólových nástavců na těleso magnetu. [51]

Při návrhu permanentních magnetů (kruhových, válcových či hranolovitých magnetů) se počítá přídržná plocha v [cm^2]. Následně se stanoví poměr výšky h_m a průměru D_m magnetu. Pro přibližný výpočet průměru magnetu lze využít následujícího vztahu [51]:

$$D_m = \sqrt{\frac{S_m \cdot 4}{\pi}} \text{ [cm]}, \tag{14}$$

kde D_m je průměr magnetu v [cm], S_m je přídržná plocha magnetu [cm^2].

Z katalogu výrobce Schramberg byl vybrán magnet s označením NdFeB 55/100 pw.

Tabulka 7: Základní parametry permanentního magnetu

Průměr permanentního magnetu: D_m [cm]	**Výška permanentního magnetu: h_m [cm]**	**Poměr h_m:D_m permanentního magnetu [-]**	**Přídržná plocha S_m permanentního magnetu [cm^2]**
1	0,5	0,5	0,78

$$F = F_1 \cdot S_m \text{ [N]}, \tag{15}$$

kde F [N] je celková přídržná síla magnetu a F_1 [N/cm^2] je hodnota měrné upínací síly odečtené z grafu, který se nachází v příloze č. 29.

Tabulka 8: Stanovení přídržné síly magnetu

Průměr permanentního magnetu: D_m [cm]	**Výška permanentního magnetu: h_m [cm]**	**Poměr h:D permanentního magnetu [-]**	**Přídržná plocha S_m permanentního magnetu [cm^2]**	**Měrná upínací síla F_1 [N/cm^2]**	**Přídržná síla magnetu F [N]**
1	0,5	0,5	0,78	7	**5,46**

9.4.1 STANOVENÍ POTŘEBNÉ SÍLY PRO OTEVŘENÍ/UZAVŘENÍ VENTILU

Jako těsnící element ventilu byla zvolena niklová kulička. Rozměry kuličky byly stanoveny na základě 3D konstrukčního návrhu.

Síla působící na kuličku v gravitačním poli Země byla stanovena na základě následujícího vztahu:

$$F_K = m_K \cdot g \text{ [N]}, \tag{16}$$

kde m_k je hmotnost kuličky[kg] g je tíhové zrychlení [m/s^2].

Tabulka 9: Základní parametry těsnicí niklové kuličky

Průměr niklové kuličky: D_k [m]	**Hustota materiálu kuličky: Nikl ρ_{NI} [kg/m^3]**	**Objem kuličky V_k [m^3]**	**Hmotnost kuličky m_k [kg]**	**Síla působící na kuličku F_k [N]**
0,01	8908	$5{,}24 \cdot E^{-7}$	$4{,}66 \cdot E^{-3}$	**0,05**

Pro zvednutí kuličky ze sedla ventilu musí platit podmínka F>Fk → podmínka je splněna. Navržený magnet je záměrně předimenzován, aby došlo k eliminaci vlivu zakřivení povrchu ovládané kuličky.

9.4.2 VÝPOČET HODNOTY MAGNETICKÉ INDUKCE (HUSTOTY MAGNETICKÉHO TOKU)

Všeobecně platí, že magnetická indukce je vektorová veličina, která vyjadřuje počet indukčních siločar procházejících plochou o velikosti 1m^2. Plocha je vždy kolmá na směr siločar. V soustavě SI je jednotkou magnetické indukce B [T]. [51]

Stanovení hodnoty magnetické indukce (hustoty magnetického toku) je u permanentních magnetů zásadně ovlivněno poměrem výšky hm a průměru Dm daného magnetu. Hodnota tohoto poměru nám udává polohu pracovního bodu na tzv. demagnetizační křivce. Křivka se skládá z magnetické indukce B a intenzity magnetického pole H v pracovním režimu permanentního magnetu. Dá se říci, že čím delší magnet ve směru magnetizace, tím více se pracovní bod přibližuje hodnotě remanentní magnetické indukci Br. Empirické poměry h:D jsou zpravidla uváděny v demagnetizačních křivkách feromagnetických materiálů. [51]

Důležitým aspektem ovlivňující hodnotu magnetické indukce (hustotu magnetického toku) je poměr mezi velikostí vzduchové mezery s a průměrem permanentního magnetu Dm. Tento poměr je dán tzv. geometrickým faktorem f [51]:

$$\mathrm{f} = \frac{s}{D_m}\,[-], \tag{17}$$

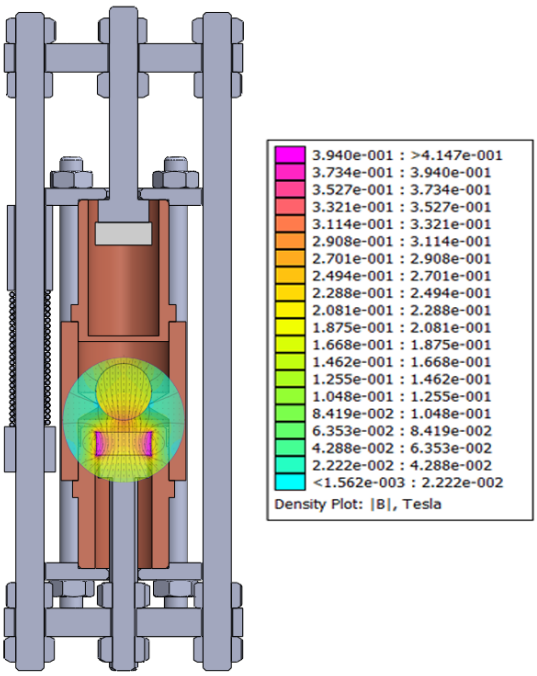
Kde s je velikost vzduchové mezery v [mm], D_m je průměr magnetu v [mm].

Obrázek 32: Neodymový magnet [49]

V následující tabulce jsou uvedeny hodnoty magnetické indukce pro zvolený magnet NdFeB 55/100pw, pro různé velikosti vzduchové mezery. Hodnoty byly odečteny z podkladů uvedených v příloze č. 29.

Tabulka 10: Hodnoty magnetické indukce pro různé velikosti vzduchových mezer

Velikost vzduchové mezery: s [mm]	Geometrický faktor: f [-]	Poměr h_m:D_m permanentního magnetu [-]	Hodnota magnetické indukce (hustota magn. toku) [mT]
1	0,1	0,5	**165**
2	0,2	0,5	**130**
3	0,3	0,5	**100**
4	0,4	0,5	**90**
5	0,5	0,5	**60**

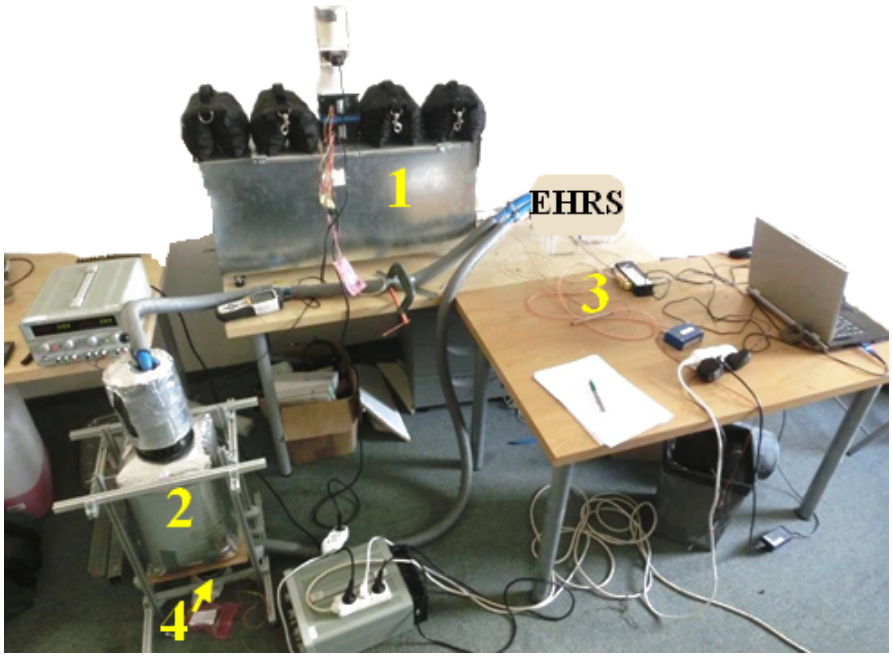


Obrázek 33: Simulace magnetické indukce v programu FEMM

10 EXPERIMENTÁLNÍ MĚŘENÍ ZA ÚČELEM OVĚŘENÍ REGULAČNÍ SCHOPNOSTI NAVRŽENÉHO VENTILU

K tomu, aby bylo možné ověřit funkci regulačního ventilu, bylo provedeno experimentální měření. Sestavená prototypová měřící trať se skládala z:

- vyvíječe simulujícího horké spaliny
- EHRS výměníku osazeného navrženým regulačním ventilem
- osmi termočlánků připojených na dataloger
- tepelně izolovaného kalorimetru simulujícího otevřený chladicí okruh
- oběhového čerpadla



Obrázek 34: Pohled na měřící trať v laboratoři společnosti vyvíjející EHRS systémy

K prototypu EHRS výměníku byl připojen vyvíječ horkých plynů (poz. 1) složený z horkovzdušných pistolí, potrubí a vrtulkového průtokoměru. Dále byl výměník napojen na chladicí okruh, který byl nahrazen izolovaným kalorimetrem (poz. 2) napojeným na oběhové čerpadlo (poz. 4). Měřící trať byla osazena celkem osmi termočlánky, které byly připojeny k datalogeru. Průběhy měřených teplot v čase byly následně přenášeny do PC.

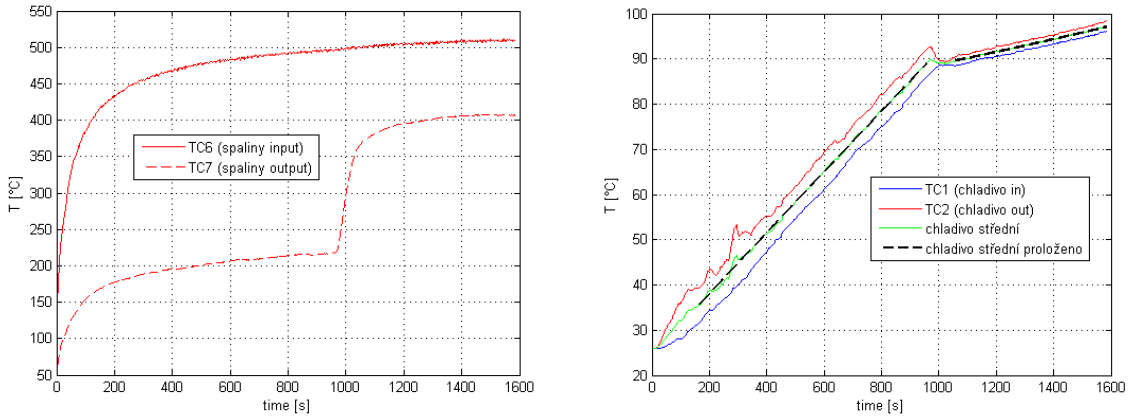
Měření probíhalo za pokojové teploty chladicí kapaliny až do doby jejího ohřátí na teplotu 90 °C, kdy byl regulační ventil mechanicky vypnut, za účelem odstavení tepelného výměníku z provozu. Po uzavření ventilu pokračovalo měření dále, aby se dostatečně projevil rozdíl mezi zapnutým a vypnutým stavem EHRS výměníku. Chladivo v kalorimetru bylo tvořeno směsí vody a glykolu v poměru 1:1.

10.1 VÝSLEDKY MĚŘENÍ

Byly provedeny celkem čtyři měření, vždy při teplotách spalin odpovídajících různým rychlostem automobilu. Přenášený tepelný tok byl vypočten na základě oteplování známého množství chladicí kapaliny podle vztahu [23]:

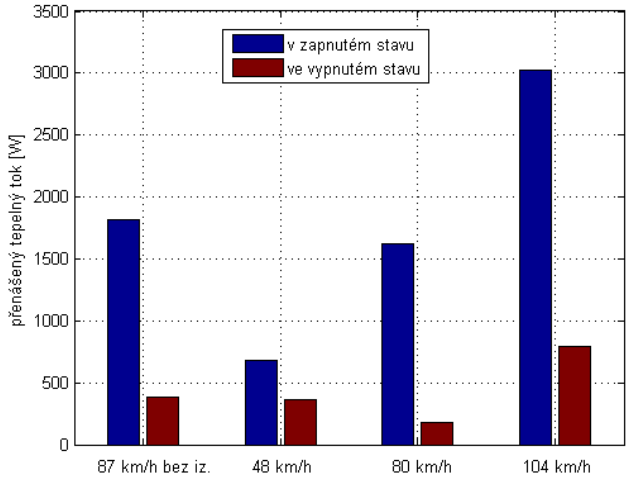
$$\dot{Q} = \dot{m}_{CHL} \cdot c_{CHL} \cdot \left(T_{C2} - T_{C1}\right) \text{ [kW]}, \tag{18}$$

kde m_{CHL} [kg/s] je průtok chladicí kapaliny, c_{CHL} [kJ/kg*K]je tepelná kapacita chladicí kapaliny, T_{c2} je teplota na výstupu z výměníku a T_{c1} teplota na vstupu do výměníku.



Obrázek 35: Teploty spalin (vlevo) a teploty chladicí kapaliny (vpravo) při 100 km/h

Z výše uvedených grafů je patrné, že k dosažení požadované teploty chladicí kapaliny došlo v čase cca 950s. V tomto okamžiku byl uzavřen regulační ventil, který zpomalil růst teploty chladiva, a naopak zvýšil teplotu spalin na výstupu. Zbylý teplotní rozdíl spalin po uzavření ventilu je způsoben zbytkovým odvodem tepla pevnými částmi, a také únikem tepla do okolí.



Obrázek 36: Ověření regulační schopnosti navrženého ventilu

11 VÝPOČET TLAKOVÝCH ZTRÁT S VYUŽITÍM CFD

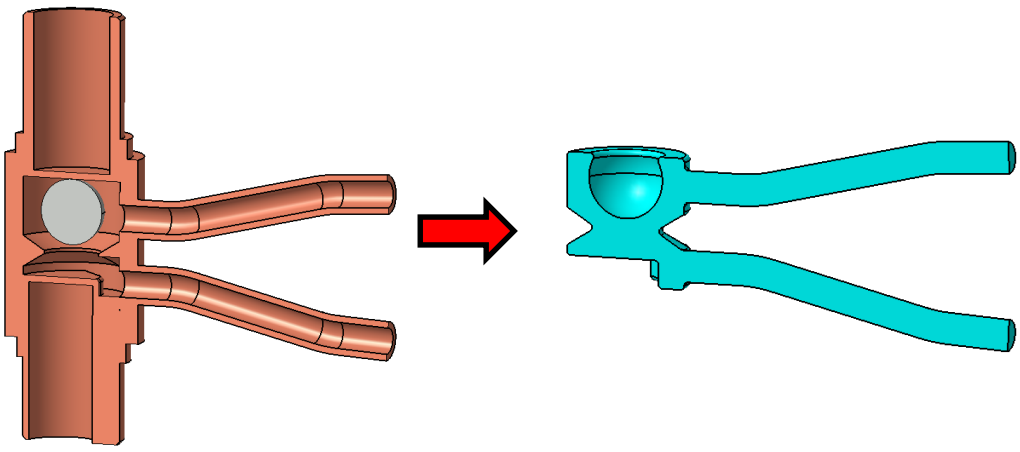
K tomu, aby mohly být jednotlivé varianty mezi sebou porovnány, je vhodné zjistit jejich tlakové ztráty během provozních stavů, ve kterých bude regulační ventil pracovat. Jedním z požadavků na navrhovaný regulační ventil jsou nízké tlakové ztráty, proto je provedení této simulace zcela namístě. Při samotném výpočtu bylo použito stále se rozvíjejícího se odvětví CFD, využívajícího při výpočtech numerické řešení parciálních diferenciálních rovnic popisujících příslušný typ proudění. Vstupem pro výpočet tlakových ztrát byly 3D modely jednotlivých konstrukčních variant.[41]

CFD výpočet se skládá z následující prvků:

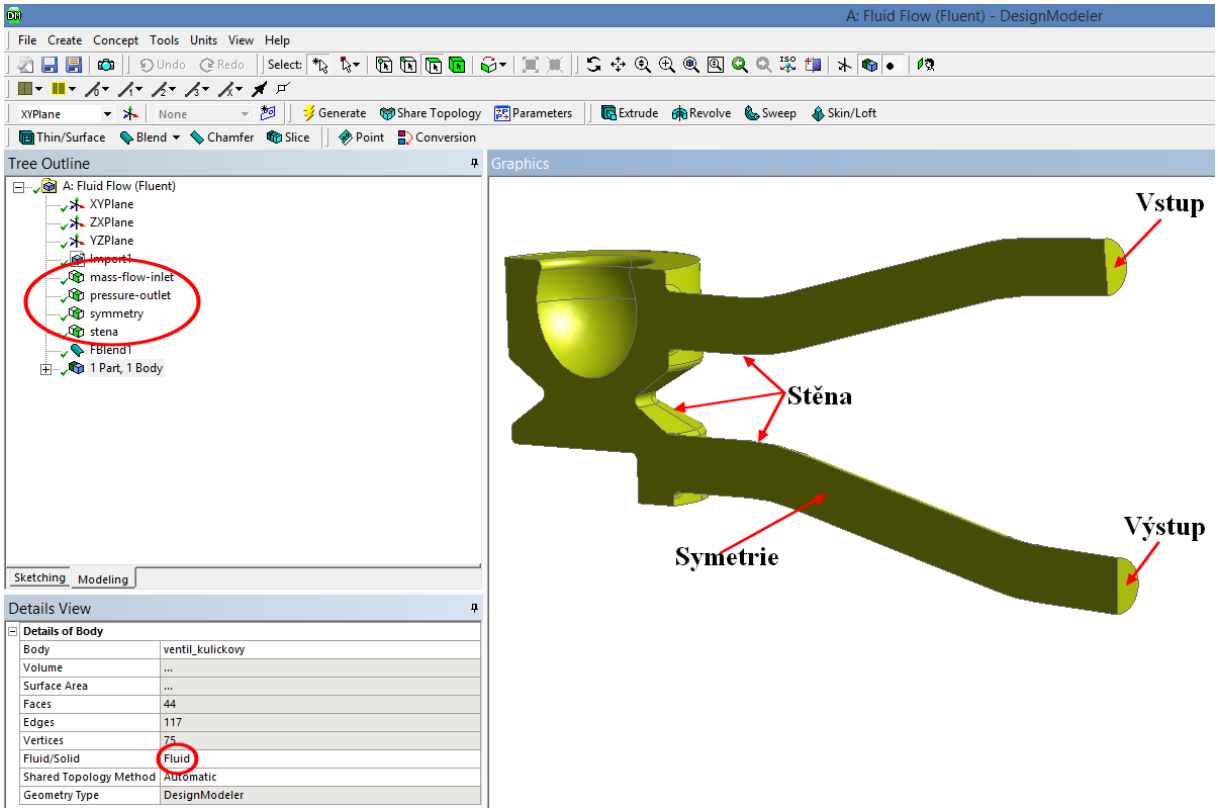
- **Pre-procesor** – skládá se z vytvoření geometrického modelu, nanesení výpočtové sítě a nastavení polohy okrajových a počátečních podmínek
- **Výpočet –** příslušný CFD program provede výpočet daného problému a výsledky uloží do zvoleného adresáře
- **Post-procesor –** jedná se o finální fázi celého výpočtu, která slouží k zobrazení veškerých výsledků v grafické, číselné, obrazové, či jiné formě. Zobrazení správných výsledků je velice důležitou částí analýzy, proto programy umožňují interpretaci celé řady výstupů všech veličin vstupujících do výpočtu [40]

11.1 TVORBA MODELU

Vytvoření modelu je nejdůležitější částí pre-processingu. Model jako takový má významný vliv na typ a kvalitu výsledné výpočetní sítě. Vytvoření geometrického modelu jednotlivých variant bylo provedeno v 3D programu CATIA V5, který nemá na použitý výpočetní CFD program Fluent žádnou návaznost. Výsledná geometrie modelu byla následně importována ve formátu STEP do prostředí Design Modeleru programu ANSYS Workbench 15.0. Snahou bylo zjednodušit vytvořený model s cílem urychlit čas výpočtů, proto bylo využito symetrie úlohy.



Obrázek 37: Ukázka tvorby geometrie modelu před importem do Design Modeleru



Obrázek 38: Naimportovaný model do prostředí Design Modeleru

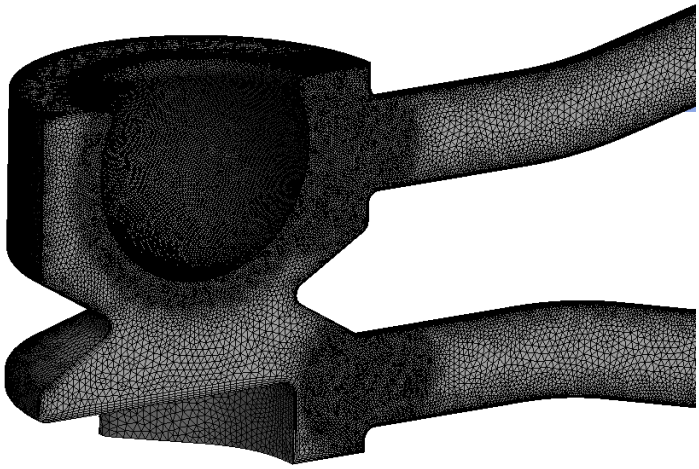
Po importu STEP modelu do prostředí Design Modeleru bylo nutné výpočtové doméně přiřadit vlastnosti tekutiny. Dále byly vybrány a pojmenovány entity, které slouží jako oblasti pro definování okrajových podmínek vstupujících do samotného výpočtu. Jedná se především o definování vstupní a výstupní plochy potrubí, kterým kondenzát vstupuje a následně vystupuje ven z ventilu. Při výpočtech bylo využito symetrie, čímž došlo ke zmenšení velikosti výpočtové domény a urychlení výpočtu. Zbylým plochám byly přiřazeny vlastnosti stěny, která významně ovlivňuje turbulentní proudění uvažované v této aplikaci.

11.2 TVORBA VÝPOČTOVÉ SÍTĚ A ZADÁNÍ OKRAJOVÝCH PODMÍNEK

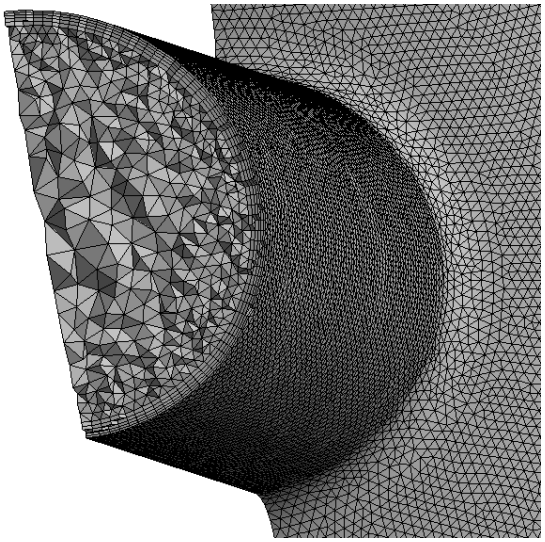
Výpočtová síť představuje systém rozdělení výpočtové domény na dílčí, na sebe navazující 2D, popř. 3D buňky. Jedná se o základ pro matematické modelování. Při samotných výpočtech je využíváno numerického řešení systému parciálních diferenciálních rovnic na základě zadaných vstupních okrajových podmínek. Možnosti pro samotnou realizaci úlohy jsou značně závislé na výkonu výpočetní techniky. Náročnost a rychlost samotného výpočtu je závislá na počtu rovnic matematického modelu, počtu buněk výpočtové oblasti a dále na kvalitě výpočtové sítě. [40]

Právě počet buněk patří k limitujícím faktorům matematického modelování. Jejich počet se pohybuje v řádech jednotek až desítek miliónů. Proto je snahou řešitele redukovat tento počet na nutné minimum. V případech, kdy je nutné řešit oblast mezní vrstvy, dochází k velkým nárůstům buněk. Minimalizace počtu buněk v síti by neměla být na úkor její kvality. Stále je nutné dodržet to, aby se síť skládala z přibližně stejně velikých a pravidelně rozložených elementů. Jejich velikost by měla být taková, aby bylo možné zachytit důležité fyzikální děje (turbulentní víření, jevy spojené se šířením tepla). Na základě těchto skutečností se zpravidla výpočtová síť zhušťuje v místech, která jsou z hlediska proudění tekutin nebo sdílení tepla

zajímavá. V opačných případech bývá výpočtová síť řidší. Zvláštním případem je vytvoření zhuštění tzv. mezní vrstvy v blízkosti stěn. Tohoto případu je využito i v rámci této diplomové práce, kde je snahou analyzovat turbulentní proudění v jednotlivých konstrukčních návrzích regulačního ventilu pro EHRS výměník. [40]



Obrázek 39: Pohled na výpočtovou síť vnitřního objemu ventilu



Obrázek 40: Detail vnitřní struktury sítě modelu

Vzhledem ke složitosti 3D geometrie byla vytvořena nestrukturovaná síť obsahující čtyřstěny neboli tzv. tetra prvky. V určitých místech, které mají vliv na výsledek, byla síť zjemněna, a to především v blízkosti stěn. V blízkosti stěn byly vytvořeny hexa prvky. Důležitým aspektem, který nesmí být při tvorbě sítě podceňován, je kvalita sítě. Kvalita sítě je posuzována z hlediska velikostí buněk, vhodnosti jejich uspořádání v prostoru a kvalita buněk. Důležitým kritériem při posouzení kvality buňky je nesouměrnost, která hodnotí, jak moc se tvar buňky blíží ideálnímu pravidelnému geometrickému tvaru v souladu s odpovídajícím schématem sítě. Míra zkosení buňky (angl.„skewness measure“) je udávána jako hodnota v rozmezí 0 až 1. Čím více se hodnota blíží 0, tím je výsledek lepší. U sítě složené ze čtyřstěnů by hodnota míry deformace buňky neměla přesáhnout hodnotu 0,9. V opačném případě je třeba nevyhovující buňky, popř. schéma sítě upravit. [40]

Statistics	
Nodes	443978
Elements	1742427
Mesh Metric	Skewness
Min	3,57316234100846E-06
Max	0,802418455438686
Average	0,202665794592639
Standard Deviation	0,123383802373178

Obrázek 41: Skewness výpočtové sítě

Z výše uvedeného obrázku lze vidět, že hodnota míry deformace buněk leží v povoleném rozsahu a bylo vygenerováno celkem 1 742 427 buněk.

11.3 VÝPOČET

Při samotném výpočtu bylo uvažováno turbulentní proudění, které je v inženýrských aplikacích nejčastější. Výpočet byl proveden s uvažováním stacionárního proudění nestlačitelné kapaliny.

11.3.1 VOLBA MODELU TURBULENCE

Při výpočtech byl použit dvourovnicový model k-ε turbulence, který umožňuje určení délkového i časového měřítka řešením dvou samostatných transportních rovnic. Jedná se o historicky nejpoužívanější model pro výpočet turbulence. Řešením jsou transportní rovnice pro k a ε. Reynoldsovo napětí je modelováno pomocí turbulentní viskozity μt podle Boussinesquovy hypotézy. [41]

Ve výpočtech bylo konkrétně využito modelu k-ε Realizable, který je nejnovější modifikací všech k-ε modelů. Výraz „Realizable“ udává, že model plní určité matematické překážky u Reynoldsových napětí v souladu s fyzikou turbulentního proudění. Podle provedených studií je známo, že je tento model v porovnání s ostatními modely k-ε nejvýkonnější. Model se vyznačuje dobrou konvergencí a dostatečnou přesností. Na základě výše uvedených skutečností je jeho použití ze všech dostupných modelů nejvíce doporučováno. [41]

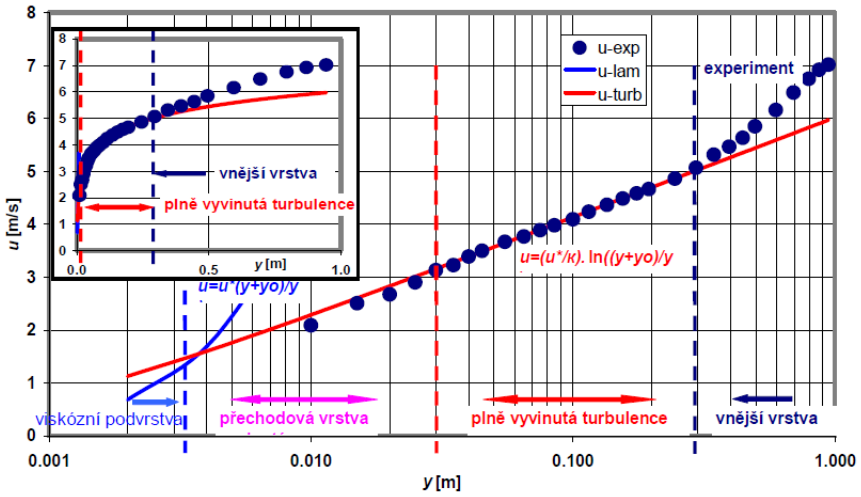
11.3.2 VOLBA OKRAJOVÝCH PODMÍNEK

Na vstupu byla zvolena okrajová podmínka hmotnostního průtoku, která je pro zvolený turbulentní model k-ε vyhovující. Byly provedeny výpočty pro všechny vypočtené hmotnostní průtoky EHRS výměníkem, respektive navrženým regulačním ventilem (viz. Tabulka 5). V případě výstupu byla zvolena tlaková okrajová podmínka. [40]

11.3.3 MODELOVÁNÍ PROUDĚNÍ V BLÍZKOSTI STĚNY

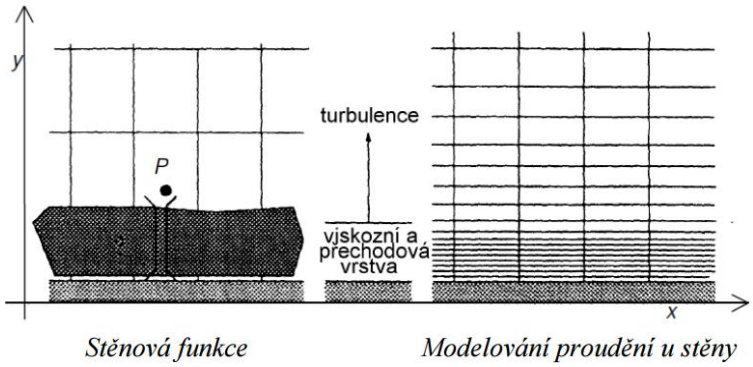
Turbulentní proudění je výrazně ovlivněno přítomností stěn. Modelování proudění u stěn má významný vliv na přesnost numerického řešení v celé výpočtové doméně. V blízkostech stěny dochází k velkým změnám sledovaných veličin a výrazně se zde uplatňuje přenos hybnosti a skalárních veličin. Turbulence se u stěny nevyskytuje, avšak ve vnější části mezní vrstvy dochází ke vzniku turbulentní kinetické energie v důsledku Reynoldsových napětí a gradientu střední rychlosti. Experimentálně bylo ověřeno, že tzv. mezní vrstva je složena z viskózní (laminární) podvrstvy, kde se vyskytuje výhradně laminární proudění. Vnější část mezní vrstvy tvoří plně turbulentní vrstva, kde hlavní roli hraje turbulence. Mezi těmito dvěma

vrstvami se nachází přechodová vrstva, kde jsou uplatňovány účinky molekulární viskozity i turbulence. Rozdělení mezní vrstvy je zobrazeno na obr. 41. [40]



Obrázek 42: Rozložení mezní vrstvy v logaritmických souřadnicích [40]

Existují dva možné přístupy, kterými lze modelovat proudění v blízkosti stěny. První možnost spočívá ve využití semi-empirických vztahů nazývaných stěnové funkce (angl. „wall functions“), které překlenou laminární a přechodovou podvrstvu. Další možností je podrobné modelování proudění přímo u stěny, kde je model turbulence upraven tak, aby bylo možné řešit oblast až ke stěně, včetně laminární (viskózní) podvrstvy. Oba výše uvedené přístupy mají zcela rozdílné požadavky na jemnost sítě u stěny.[41]

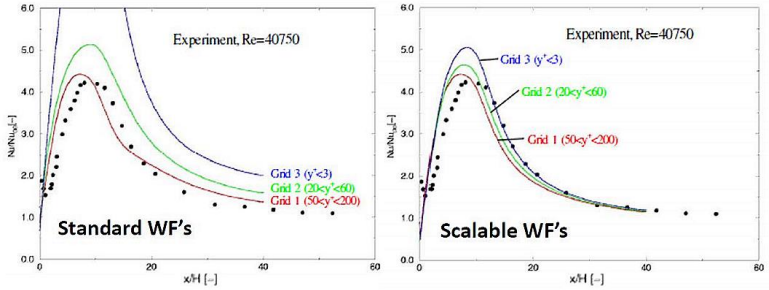


Obrázek 43: Možné způsoby modelování proudění v blízkosti stěny [41]

Stěnové funkce během výpočtu propojují řešené proměnné v buňce u stěny s korespondující hodnotou na stěně. Obsahují logaritmické zákony pro střední rychlost, teplotu či jiné skaláry, a také vztahy pro turbulentní veličiny v blízkosti stěny. Při jejich použití při výpočtu odpadá řešení oblasti ovlivněné molekulární viskozitou. Na základě těchto skutečností může být výpočetní síť relativně hrubá. Při použití stěnových funkcí v případech proudění s velkým Reynoldsovým číslem dochází ke snížení nároků na výpočet při současně dostatečně přesném řešení pro většinu inženýrských problémů. Ovšem při nízkých Reynoldsových číslech je použití stěnových funkcí nevhodné a je nutné podrobně modelovat proudění u stěny.

U zvoleného turbulentního modelu k-ε jsou v programu Fluent nabízený čtyři možnosti řešení oblastí v blízkosti stěn:

- **Standard Wall Functions –** tyto stěnové funkce používají logaritmický zákon, pokud je y^*>11,255. V opačném případě je použit laminární vztah. S klesající hodnotou y* přilehlých buněk směrem ke stěně výrazně narůstá počet chyb v řešení. Doporučené jsou hodnoty y^+>30.
- **Scalable Wall Functions –** umožňují snížení závislosti řešení při použití Standard Wall Functions. Je aplikován „limiter“ $\tilde{y}^* = \max(y^*, 11,225)$, který je následně použit ve vztahu standardní stěnové funkce místo y^*. Na obrázku č. 44 lze vidět, že je díky tomuto dosaženo mnohem reálnějších výsledků. Přesto se doporučuje používat adekvátní rozlišení mezních vrstev.



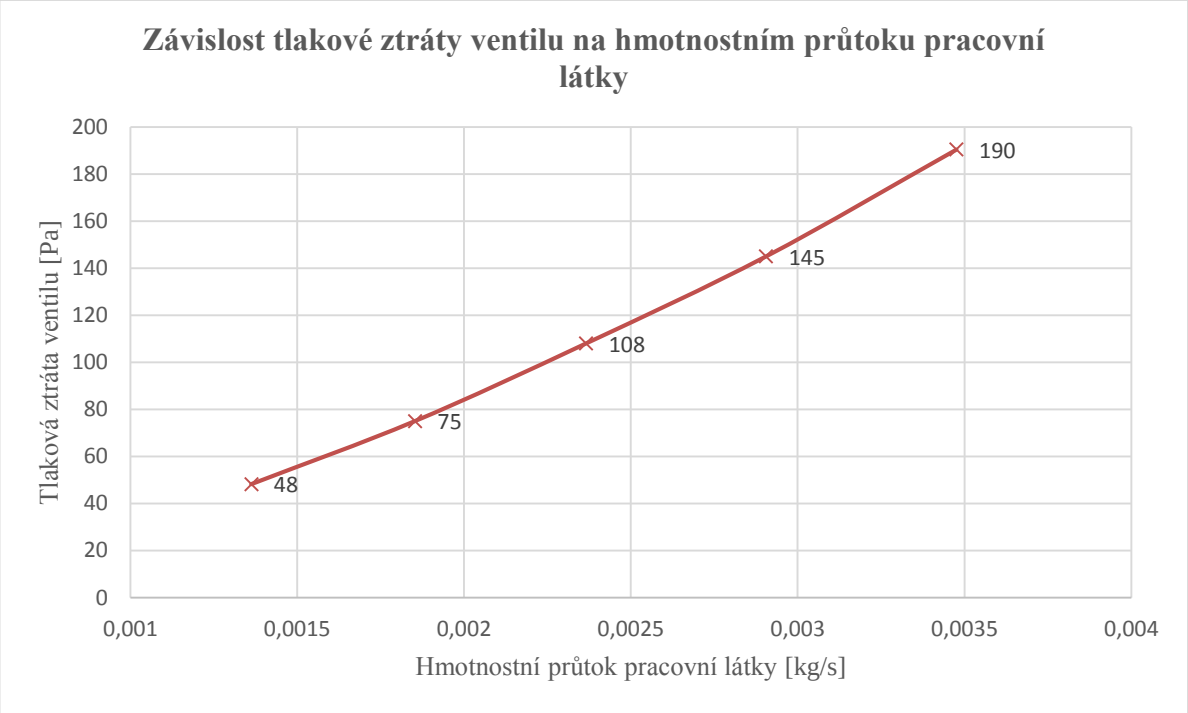
Obrázek 44: Závislost přenosu tepla v potrubí na rozlišení sítě u stěny [41]

- **Non-Equilibrium Wall Functions –** jedná se o nerovnovážné stěnové funkce, pomocí kterých může být dosaženo přesnějších výsledků v místech, kde nejsou splněny podmínky lokální rovnováhy. Typickým případem je proudění v blízkosti stěny, kde dochází k velkým tlakovým gradientům. Logaritmický zákon je upřednostňován v závislosti na účinku tlakového gradientu a bilance turbulentní kinetické energie a disipace v buňce sousedící se stěnou. U této funkce je výpočet prováděn ve dvou vrstvách tj. laminární a turbulentní.
- **Enhanced Wall Treatment –** tato metoda, modelující proudění v blízkosti stěn, kombinuje dvouvrstvý model s tzv. vylepšenými stěnovými funkcemi. Požadavkem pro použití je dostatečně jemná síť ($y^+ \approx 1$), aby bylo možné řešit viskózní podvrstvu. U této funkce je použit dvouvrstvý model, který řešenou oblast rozdělí na část s projevujícím se vlivem viskozity a část s plně turbulentní oblastí. V případě hrubší sítě, je možná kombinace se stěnovou funkcí. Doporučuje se vyhnout se středně jemné síti (2<y^+<15), kde dochází ke snižování přesnosti.[41]

Vzhledem k dostačující kvalitě a hustotě výpočtové sítě byla při výpočtech úloh v této diplomové práci využívána právě zmiňovaná metoda „Enhanced Wall Treatment“.

11.4 VÝSLEDNÉ TLAKOVÉ ZTRÁTY NAVRŽENÉHO VENTILU

Výsledek analýzy tlakových ztrát navrženého regulačního ventilu lze vidět na níže zobrazeném grafu. Výpočet byl proveden pro všechny hmotnostní průtoky pracovní látky, které odpovídají všem provozním režimům EHRS výměníku. Z grafické interpretace je zřejmé, že s rostoucím hmotnostním průtokem roste i velikost tlakové ztráty ventilu.

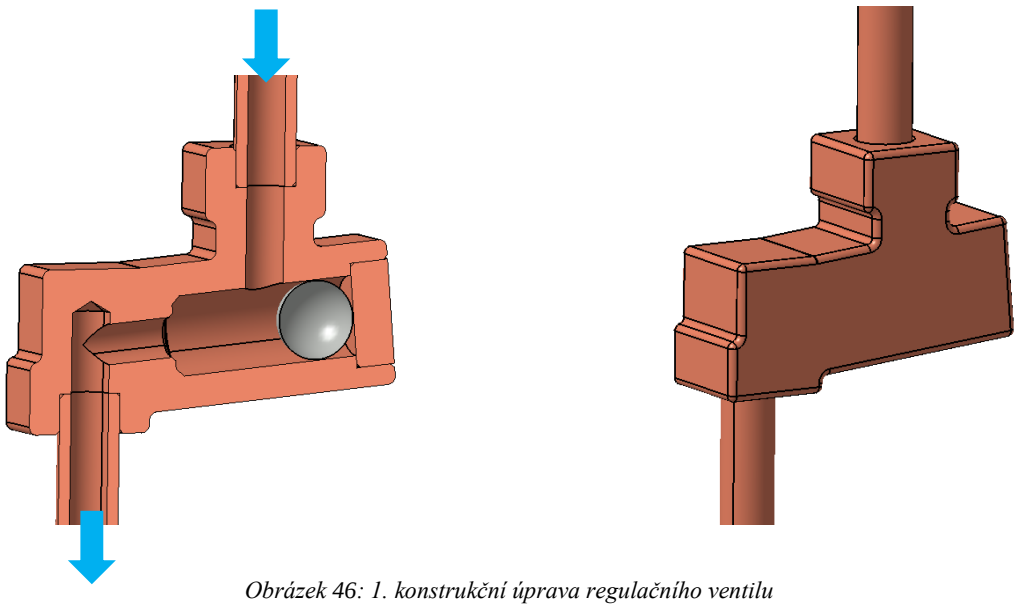


Obrázek 45: Tlakové ztráty navrženého regulačního ventilu

12 NÁVRH KONSTRUKČNÍCH ZMĚN PRO ZLEPŠENÍ PARAMETRŮ VENTILU EHRS VÝMĚNÍKU

Jelikož se koncepce kuličkového ventilu na základě provedeného experimentu osvědčila, byla při návrhu konstrukčních úprav tato koncepce zachována. Cílem konstrukčních úprav, uvedených v této kapitole, je snížení tlakových ztrát první navržené, resp. vyrobené varianty regulačního ventilu.

12.1 NÁVRH 1. KONSTRUKČNÍ ÚPRAVY

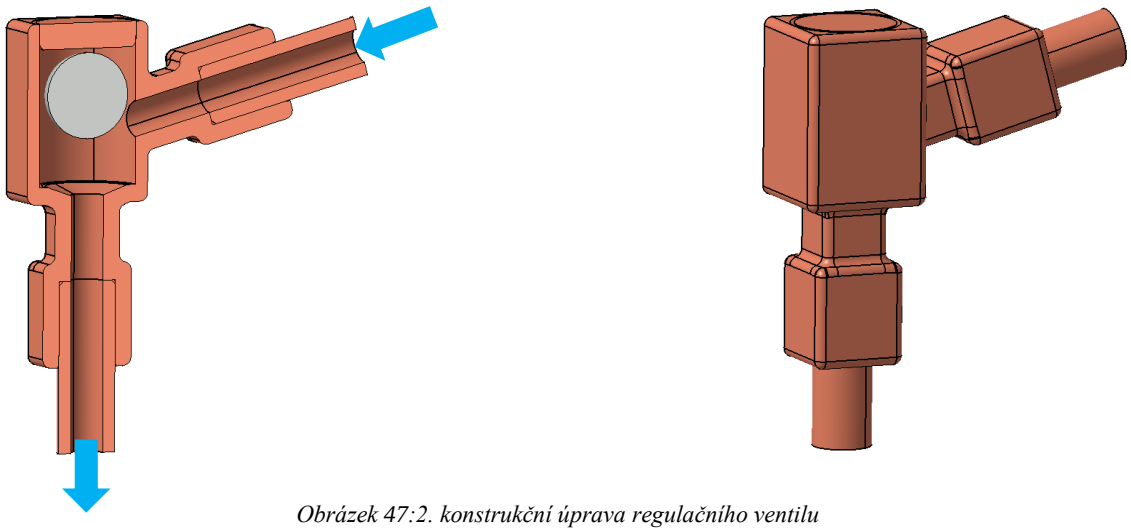


Obrázek 46: 1. konstrukční úprava regulačního ventilu

První navržená úprava kuličkového ventilu uvažuje vstup kondenzátu do ventilu skrze potrubí orientované ve vertikální rovině. Uvnitř těla ventilu se s malou vůli nachází feromagnetická niklová kulička o průměru 10 mm. Sklon otvoru pro vedení kuličky činí 5°. Orientace výstupního potrubí je podobně jako u vstupního potrubí vertikální. U této konstrukční úpravy ovšem hrozí omezení průtoku kondenzátu a jeho hromadění v těle ventilu z důvodu nevhodně orientované polohy sedla kuličky. I v otevřeném stavu by totiž mohla být pracovní látka zadržována v těle ventilu, což by mělo významný vliv na účinnost celého EHRS výměníku.

12.2 NÁVRH 2. KONSTRUKČNÍ ÚPRAVY

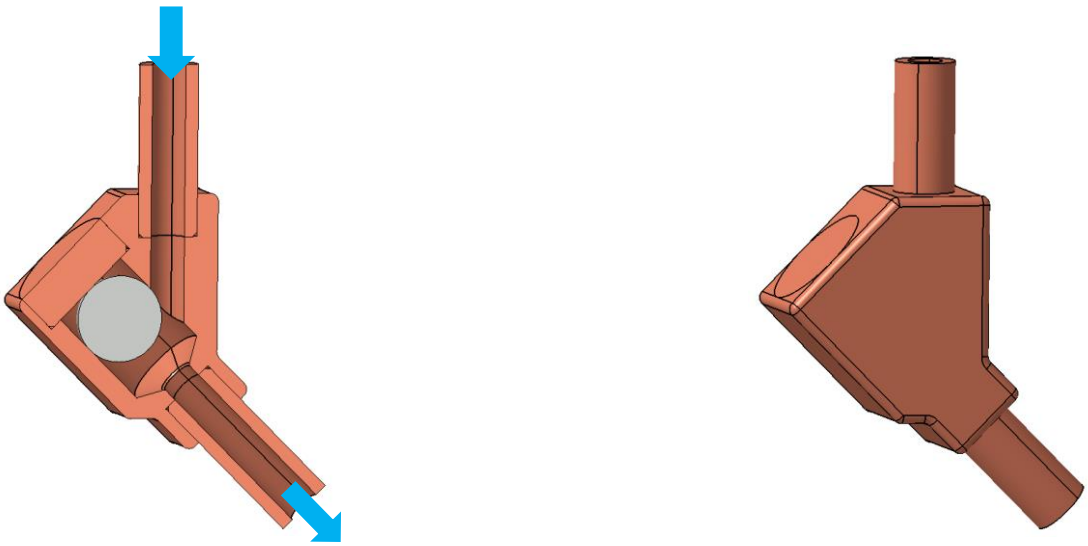
V případě druhé varianty bylo taktéž využito myšlenky ventilu s niklovou kuličkou orientovaného ve svislé rovině. Rozdílem oproti první navržené variantě je odlišná orientace vstupního a výstupního potrubí. Konstrukce vychází z návrhu vyrobeného a změřeného regulačního ventilu, avšak vhodně navržená výstupní část ventilu by mohla mít příznivý vliv na velikost tlakové ztráty. Použitá niklová kulička má podobně jako v předchozích návrzích průměr 10 mm. Ovládání je taktéž uvažováno pomocí permanentních magnetů v kombinaci s vhodným přesuvným mechanismem. Úhel svíraný mezi vstupní a výstupní připojovací částí činí 135°. Uvažovaná jednoduchá konstrukce ventilu předpokládá výrobu těla ventilu z jednoho kusu.



Obrázek 47:2. konstrukční úprava regulačního ventilu

12.3 NÁVRH 3. KONSTRUKČNÍ ÚPRAVY

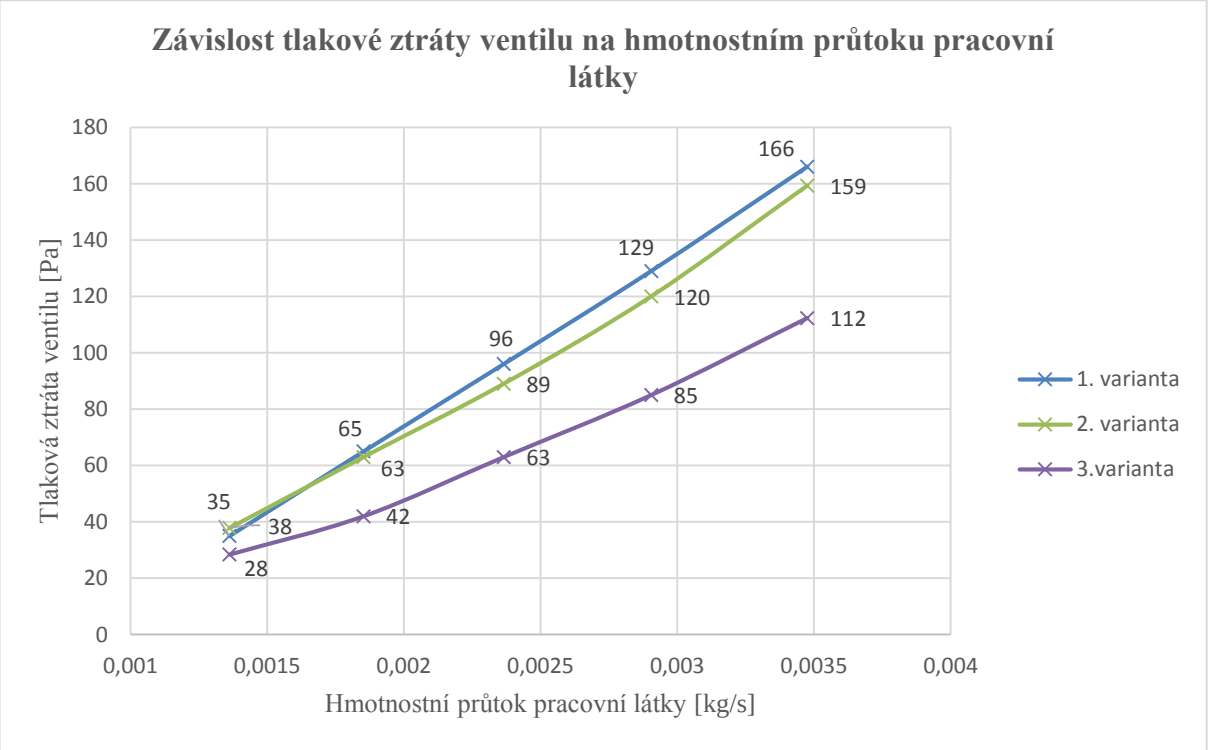
Poslední zvažovaná konstrukce je pouze nepatrnou modifikací předcházející varianty. Modifikace spočívá ve změně orientace vstupního a výstupního potrubí, kde je snahou najít optimální hodnotu tlakové ztráty v závislosti na hmotnostním průtoku pracovní látky. Rozměry kuličky, světlosti potrubí a uvažované ovládání jsou identické s předešlými návrhy.



Obrázek 48: 3. konstrukční úprava regulačního ventilu

12.4 PŘEHLED TLAKOVÝCH ZTRÁT JEDNOTLIVÝCH KONSTRUKČNÍCH ÚPRAV

Vstupem pro výpočet tlakových ztrát jednotlivých konstrukčních úprav v prostředí Fluent, byly vytvořené 3D modely. Výpočty byly provedeny taktéž pro všechny provozní režimy EHRS výměníku. Snahou těchto analýz bylo nalezení takové konstrukční úpravy, která bude mít nejpříznivější vliv na velikost tlakové ztráty regulačního ventilu, respektive celého EHRS výměníku. Na níže zobrazeném grafu lze vidět závislost tlakových ztrát jednotlivých konstrukčních úprav na hmotnostním průtoku pracovní látky. Z výsledků je patrné, že nejnižší tlakovou ztrátu vykazuje poslední navržená konstrukční úprava.



Obrázek 49: Tlakové ztráty jednotlivých konstrukčních úprav regulačního ventilu

V tabulce č. 11 je zobrazena úspora tlakových ztrát jednotlivých konstrukčních úprav vzhledem k původní variantě regulačního ventilu.

Tabulka 11: Přehled úspor tlakových ztrát jednotlivých konstrukčních úprav

Hmotnostní průtok [kg/s]	1. varianta		2. varianta		3. varianta	
	ztráta [Pa]	úspora	ztráta [Pa]	úspora	ztráta [Pa]	úspora
0,00136	35	27%	38	23%	28	42%
0,00185	65	13%	63	16%	42	44%
0,00237	96	11%	89	18%	63	42%
0,00291	129	11%	120	17%	85	41%
0,00348	166	13%	159	16%	112	41%

ZÁVĚR

Pro svou důležitost se staly systémy využívající odpadní teplo spalovacího motoru samostatným vědním oborem. Jejich obrovský potenciál je uplatňován zejména při zvyšování účinnosti spalovacích motorů, a to především jejich předehřevem v zimních měsících. Další možností využití je jejich kombinace s TEG za účelem výroby elektrické energie.

V diplomové práci byl řešen konstrukční návrh regulačního ventilu pro EHRS výměník určený pro předehřev chladicí kapaliny. Motivací pro vývoj tohoto výměníku byla snaha o zvýšení účinnosti a životnosti spalovacího motoru. S případnou aplikací tohoto zařízení v automobilu lze očekávat i příznivý dopad na velikost spotřeby paliva a s tím spojené množství produkovaných emisí.

Okrajové podmínky vstupující do výpočtů základních parametrů pro konstrukční návrh ventilu, byly stanoveny z výpočtového modelu EHRS výměníku, jenž byl součástí zadání. Při konstrukci bylo nutné dodržet několik zásadních provozních požadavků, kterým žádné na trhu dostupné řešení nebylo schopno vyhovět. Z tohoto důvodu se jako jediná možnost jevila vlastní koncepce.

Pro ověření funkčnosti regulačního ventilu bylo provedeno experimentální měření na sestavené prototypové měřící trati. Byla provedena celkem čtyři měření, vždy při teplotách spalin odpovídajících různým rychlostem vozidla. Měření však ve všech případech zcela jasně prokázala funkčnost a správnost zvolené koncepce regulačního ventilu.

V závěru práce byl proveden výpočet tlakových ztrát navrženého a experimentálně změřeného ventilu metodou CFD. Vzhledem k malým hmotnostním průtokům byly vypočtené tlakové ztráty malé, ale v aplikaci EHRS výměníku však nezanedbatelné. Za účelem jejich snížení byly navrženy celkem tři konstrukční úpravy. U všech těchto konstrukčních úprav byly taktéž analyzovány tlakové ztráty metodou CFD a výsledky ukázaly, že ve všech případech bylo dosaženo jejich snížení. U první konstrukční úpravy došlo ke snížení tlakových ztrát v průměru o 15%, u druhé varianty přibližně o 18% a u poslední varianty přibližně o 42%.

Na základě provedených analýz lze pro případný prototypový vývoj obdobné varianty EHRS výměníku doporučit třetí navrženou konstrukci regulačního ventilu, která vykazuje zcela nejnižší hodnoty tlakových ztrát. V případě potřeby rychlejší regulace přenášeného tepla výměníkem by bylo zcela vhodné umístit regulační ventil na parní větev smyčkové trubice.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

[1] REMEK, Branko. *Automobil a spalovací motor: historický vývoj.* 1. vyd. Praha: Grada, 2012, 159 s. ISBN 9788024735382.

[2] KOŠŤÁL, Jan a Bohuslav SUK. *Pístové spalovací motory.* 1. vyd. Praha: Nakladatelství Československé akademie věd, 1963, 830 s., příl.

[3] JAN, Zdeněk a Bronislav ŽDÁNSKÝ. *Automobily*. 2. vyd. Brno: Avid, 2003, vii, 305 s.

[4] JAN, Zdeněk a Bronislav ŽDÁNSKÝ. *Automobily (3)*: Motory. Brno: Avid, 2007. ISBN 9788090367173.

[5] H HROMÁDKO, J., HROMÁDKO, J., HÖNIG, V., MILER, P., *Spalovací motory*. 1.vyd., Praha: Grada Publishing, a.s., 2011. 296 s. ISBN 978-80-247-3475-0.

[6] FERENC, Bohumil. *Spalovací motory*. 1. vyd., Praha: Computer Press, 2004. 388 s. ISBN 80-251-0207-6.

[7] Evropská unie. Úřední věstník Evropské unie: Předpis č.83 EHK/OSN – Jednotná ustanovení pro schvalování vozidel z hlediska emisí znečišťujících látek podle požadavku na motorové palivo. In: 2011. Dostupné z: http://www.unece.org/trans/main/wp29/wp29wgs/wp29gen/wp29fdocstts.html

[8] Milestones in Auto Emissions Control. [online]. [cit. 2015-01-13]. Dostupné z:http://www.epa.gov/oms/consumer/12-miles.pdf

[9] Emission Standards [online]. [cit. 2014-04-13]. Dostupné z: https://www.dieselnet.com/standards/eu/ld.php

[10] Reduction of pollutant emissions from light vehicles [online]. 2013 [cit. 2015-01-17]. Dostupné z: http://europa.eu/legislation_summaries/environment/air_pollution/l28186_en.htm

[11] Emission standards for light and heavy road vehicles [online]. 2012 [cit. 2015-01-06]. Dostupné z: http://www.airclim.org/sites/default/files/documents/Factsheet-emissionstandards.pdf

[12] ANDRÉS, Jaroslav. Pracoviště pro měření emisí silničních motorových vozidel [online]. 2008 [cit. 2014-12-10]. Dostupné z: http://dspace.upce.cz/bitstream/10195/30402/1/AndresJ_Pracoviste%20pro%20mereni_MG_2008.pdf. Diplomová práce. Univerzita Pardubice Dopravní fakulta Jana Pernera. Vedoucí práce doc. Ing. Milan Graja CSc.

[13] Emisní norma EURO 5 [online]. [cit. 2014-12-07]. Dostupné z: < http://kamionaci.cz/legislativa-v-doprave/emisni-norma-euro-5>

[14] Emisní norma EURO 6: razantní snížení škodlivých exhalací [online]. [cit. 2014-11- 07]. Dostupné z: < http://news.autoroad.cz/zajimavosti/36354-emisni-norma-euro-6-razantni-snizeni-skodlivych-exhalaci/>

[15] HORNÍČEK, Jan. *Jezdíme ekonomicky: jak jezdit s nižší spotřebou paliva*. Vyd. 1. Brno: Computer Press, 2007, 147 s. ISBN 978-80-251-1624-1.

[16] SAJDL, Jan. *Studený start*. [online]. [cit. 2015-02-01]. Dostupné z: http://cs.autolexicon.net/articles/studeny-start/

[17] DYK, Antonín. *Paliva a maziva pro automobily*. Vyd. 2., upr. a dopl. Praha: SNTL, 1976, 181 s.

[18] Oleje.cz – *Informace ze světa maziv* [online]. Ekolube s.r.o. 2005. [cit. 2014-01-11]. Dostupný z WWW: http://www.oleje.cz/

[19] Zajímavosti pro tribotechniky [online]. Česká strojnická společnost, odborná sekce Tribotechnika. [cit. 2014-02-10]. Dostupný z WWW: http://www.tribotechnika.cz/

[20] Stirlingův motor [online]. © 2010 - 2012 [cit. 2015-04-15]. Dostupné z: http://stirlingmotor.cz/index.html

[21] MACHÁČEK, Jan. *Stirlingův termodynamický cyklus*. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta elektrotechniky a komunikačních technologií, 2009. [cit. 2015-04-15]. Dostupné z: http://hdl.handle.net/11012/4049

[22] CENGEL, Yunus A. a Michael A. BOLES. *Thermodynamics*: An Engineering Approach. 6. vyd. Boston: McGraw-Hill, 2008. ISBN 978-0-07-352921-9.

[23] PAVELEK, Milan. *Termomechanika*. 1. vyd. Brno: Akademicke nakladatelstvi CERM, 2011. ISBN 978-80-214-4300-6.

[24] ROSEBRO, Jack. *Honda Researching Advanced Hybrid Drive with Rankine Cycle Co-Generation*. [online]. 2008 [cit. 2015-04-15]. Dostupné z: http://www.greencarcongress.com/2008/02/honda-researchi.html

[25] Ford study shows Rankine waste heat recovery system on a light-duty vehicle could almost meet full vehicle accessory load on highway cycle. [online]. 2011 [cit. 2015-04-15]. Dostupné z: http://www.greencarcongress.com/2011/10/ford-study-shows-rankine-waste-heat-recovery-system-on-a-light-duty-vehicle-could-almost-meet-full-v.html.

[26] HUSSAIN, Quazi a David BRIGHAM. Organic Rankine Cycle for Light Duty Passenger Vehicles. In: [online]. 2011 [cit. 2015-04-15]. Dostupné z: http://www1.eere.energy.gov/vehiclesandfuels/pdfs/deer_2011/wednesday/presentations/deer11_hussain.pdf

[27] BMW Study on Rankine Cycle for Waste Heat Recovery Shows Potential Additional 10% Power Output at Highway Speeds. [online]. 2009 [cit. 2015-04-15]. Dostupné z: http://www.greencarcongress.com/2009/05/bmw-rankine-20090503.html

[28] Current articles: Saving with steam. In: [online]. BMW Group, 02.02.2006 [cit. 2015-04-15].Dostupné z: http://www.bmwgroup.com/

[29] VOKÁČ, Luděk. Fyzika v praxi podle BMW. Parní turbíny a elektřina z tepla. [online]. 2011 [cit. 2015-04-15]. Dostupné z: http://auto.idnes.cz/fyzika-v-praxi-podlebmw-parni-turbiny-a-elektrina-z-tepla-p3a-/automoto.aspx?c=A110911_225827_automoto_vok

[30] BRAZDIL, Marian. Možnosti využiti termoelektrickych jevů pro vyrobu elektricke energie z odpadniho tepla. *TZB-info* [online]. 12. 8. 2013. [cit. 2015-04-18]. Dostupné z:http://energetika.tzb-info.cz/kogenerace/10220-moznosti-vyuziti-termoelektrickychjevu-pro-vyrobu-elektricke-energie-z-odpadniho-tepla

[31] SAIDUR, R., M. REZAEI, W.K. MUZAMMIL, M.H. HASSAN, S. PARIA a M. HASANUZZAMAN. Technologies to recover exhaust heat from internal combustion engines. Renewable and Sustainable Energy Reviews [online]. 2012, roč. 16, č. 8, s. 5649-5659 [cit. 2015-04-15]. DOI: 10.1016/j.rser.2012.05.018.

[32] CONKLIN, James C. a James P. SZYBIST. A highly efficient six-stroke internal combustion engine cycle with water injection for in-cylinder exhaust heat recovery. Energy. Elsevier, 2010, č. 35, s. 1658-1664. ISSN: 0360-5442.

[33] Turbodmychadlo. Car Prestiz [online]. [cit. 2015-04-18]. Dostupné z: http://www.carprestiz.cz/turbodmychadla.php#!prettyPhoto

[34] TEG. Thermoelectric Waste Heat Recovery [online]. [cit. 2015-04-18]. Dostupné z: http://people.clarkson.edu/~bhelenbr/Research_Pages/Thermoelectrics.html

[35] BMW Turbosteamer - Hybrid Engine Technology - Motor Trend. MOTOR TREND. [online]. 2006 [cit. 2015-04-18]. Dostupné z: http://www.motortrend.com/features/editorial/112_0606_technologue_hybrid_qa/photo_02.html

[36] KANG, Shung-Wen, Meng-Chang TSAI, Chih-Sheng HSIEH a Jian-You CHEN. *Thermal performance of a loop thermosyphon. Tamkang Journal of Science and Engineering* [online]. 2010, roč. 13, č. 3, s. 281-288 [cit. 2015-04-16]. Dostupné z: http://www2.tku.edu.tw/~tkjse/13-3/07-ME9707.pdf

[37] CHERNYSHEVA, MA a Yf MAYDANIK. 3D-model for heat and mass transfer simulation in flat evaporator of copper-water loop heat pipe. *Applied Thermal Engineering* [online]. PERGAMON-ELSEVIER SCIENCE LTD, 201202, 33-34, s. 124-134 [cit. 2015-04-16]. Dostupné z: http://www.sciencedirect.com.ezproxy.lib.vutbr.cz/science/journal/13594311

[38] NGUYEN, Xh, Bh SUNG, J CHOI, Sr RYOO, Hs KO a C KIM. Study on heat transfer performance for loop heat pipe with circular flat evaporator.International Journal Of Heat And Mass Transfer [online]. PERGAMON-ELSEVIER SCIENCE LTD, 2012, roč. 55, č. 4, s. 1304-1315 [cit. 2015-04-16]. Dostupné z: http://www.sciencedirect.com.ezproxy.lib.vutbr.cz/science/article/pii/S0017931011005072

[39] HENDRICKS, Terry, Naveen KARRI, Tim HOGAN a Charles CAUCHY. New Perspectives in Thermoelectric Energy Recovery System Design *Optimization. Journal of Electronic Materials* [online]. Boston: Springer US, 201307, roč. 42, č. 7, s. 1725-1736

[cit. 2015-04-16]. Dostupné z: http://link.springer.com.ezproxy.lib.vutbr.cz/article/10.1007/s11664-012-2406-x

[40] KOZUBKOVÁ, Milada. *Modelování proudění tekutin FLUENT, CFX*. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2008, 1 CD-ROM. ISBN 978-80-248-1913-6.

[41] VLČEK, Petr. *Modelování turbulentního proudění* [online]. [cit. 2015-08-15]. Dostupné z: http://chps.fsid.cvut.cz/pt/2013/pdf/3509.pdf?_=1371029052

[42] URUBA, Václav. *Turbulence*. Vyd. 1. V Praze: České vysoké učení technické, 2009, 130 s. ISBN 978-80-01-04330-1.

[43] ROČEK, Jaroslav. *Průmyslové armatury*. Vyd. 1. Praha: Informatorium, 2002, 253 s. ISBN 80-7333-000-8.

[44] ZAPPE, R. W. a Peter SMITH. *Valve selection handbook engineering fundamentals for selecting the right valve design for every industrial flow application*. 5th ed.. Elsevier : Gulf Professional Pub., 2004. ISBN 0750677171.

[45] DICKENSON, T. Christopher. *Valves, Piping and Pipelines Handbook 3rd*. 3rd edition. Elsevier Science, 1999. ISBN 978-1856172523.

[46] BAŠTA, Jiří. *Hydraulika a řízení otopných soustav*. Vyd. 1. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2003, 251 s. ISBN 80-01-02808-9.

[47] MEDEK, Jaroslav. *Potrubní technika*: Určeno pro posl. strojní fak. 1. vyd. Praha: SNTL, 1973, 244 s.

[48] Kohoutkový ventil, W*ikipedia* [online] 2014, [cit.2015-05-20]. Dostupné z: http://cs.wikipedia.org/wiki/Ventil#/media/File:Seccion_valvula_de_bola.jpg

[49] Neodymový magnet. [online]. [cit. 2015-05-23]. Dostupné z: http://unimagnet.cz/624-large_default/KT-25-03-N.jpg

[50] SEDLÁČEK, Vladimír. *Neželezné kovy a slitiny*. Vyd. 1. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1979, 398 s.

[51] Permanentní magnety. Co je třeba vědět o magnetech, *Sinomag* [online]. 2006, [cit. 2015-05-22]. Dostupné z: http://www.sinomag.cz/sinomag.cz/data/sinomag/downloads/Permanentni_magnety.pdf

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

ČKD		Českomoravská Kolben Daněk
SAE		Society of Automotive Engineers
OBD		On-Board Diagnostics
EHR		Exhaust Heat Recovery
EHRS		Exhaust Heat Recovery System
EHK		Evropská hospodářská komise.
TEG		Termoelektrický genetátor
M_{HC}	[g]	hmotnost vypuštěných uhlovodíků během zkušebního testu
C_{HC}	[ppm]	koncentrace uhlovodíků v kabině
V	[m^3]	korigovaný objem komory
T	[K]	teplota v kabině
P	[kPa]	barometrický tlak
k_V	[m^3/h]	průtokový součinitel
k_{vs}	[m^3/h]	průtokový součinitel při max. otevření ventilu
k_{v100}	[m^3/h]	hodnota skutečného průtoku vody při max. otevření ventilu
k_{v0}	[m^3/h]	teoretický průtokový součinitel při plně uzavřeném ventilu
k_{vR}	[m^3/h]	nejnižší možný sklon resp. odchylka od teoretického sklonu křivky
Φ	[-]	poměrný průtokový součinitel
h	[mm]	minimální zdvih ventilu
h_{100}	[mm]	maximální zdvih ventilu
P_V	[-]	autorita ventilu
Δp_{V100}	[Pa]	tlaková ztráta plně otevřeného ventilu
Δp_{V0}	[Pa]	přetlak na uzavřený ventil
V / V_{100}	[-]	poměrný průtok ventilem
$\dot{Q}$	[kW]	tepelný tok
t_{MAX}	[°C]	maximální teplota pracovní látky
i_p^{II}	[kJ/kg]	entalpie syté páry
i_k^{I}	[kJ/kg]	entalpie syté kapaliny
ρ_k^{I}	[kg/m^3]	hustota syté kapaliny
ρ_p^{II}	[kg/m^3]	hustota syté páry

$\dot{m}_p$	[kg/s]	hmotnostní průtok páry
$\dot{m}_k$	[kg/s]	hmotnostní průtok kondenzátu
c_{CHL}	[kJ/kg*K]	tepelná kapacita chladiva
$\dot{m}_{CHL}$	[kg/s]	hmotnostní průtok chladiva
w_p	[m/s]	rychlost proudění páry
π	[-]	Ludolfovo číslo
d_p	[m]	průměr parního potrubí
d_k	[m]	průměr kondenzátního potrubí
D_k	[m]	průměr kuličky
D_m	[cm]	průměr magnetu
S_m	[cm^2]	přídržná plocha magnetu
F	[N]	celková přídržná síla magnetu
F_1	[N/cm^2]	měrná upínací síla magnetu
F_K	[N]	tíhová síla působící na kuličku
m_K	[kg]	hmotnost těsnicí kuličky
g	[m/s^2]	tíhové zrychlení
f	[-]	geometrický faktor
s	[mm]	vzduchová mezera
T_{C2}	[°C]	výstupní teplota chladiva
T_{C1}	[°C]	vstupní teplota chladiva

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 – Výrobní výkres těla ventilu.

Příloha 2 – Výrobní výkres horního dílu ventilu.

Příloha 3 – Výrobní výkres spodního dílu ventilu.

Příloha 4 – Výrobní výkres spodního krytu ventilu.

Příloha 5 – Výrobní výkres horního krytu ventilu.

Příloha 6 – Výrobní výkres horní příčky ventilu.

Příloha 7 – Výrobní výkres spodní příčky.

Příloha 8 – Výkres sestavy ventilu.

Příloha 9 – Seznam položek.

Příloha 10 – Pohled na vyrobený regulační ventil.

Příloha 11 – Statický tlak při minimálním průtoku ventilem.

Příloha 12 – Rychlost při minimálním průtoku ventilem.

Příloha 13 – Vektory rychlosti při minimálním průtoku ventilem.

Příloha 14 – Y+ na stěně při minimálním průtoku ventilem.

Příloha 15 – Statický tlak 1. upravené varianty při minimálním průtoku ventilem.

Příloha 16 – Rychlost 1. upravené varianty při minimálním průtoku ventilem.

Příloha 17 – Vektory rychlosti 1. upravené varianty při minimálním průtoku ventilem.

Příloha 18 – Y+ na stěně 1. upravené varianty při minimálním průtoku ventilem.

Příloha 19 – Statický tlak 2. upravené varianty při minimálním průtoku ventilem.

Příloha 20 – Rychlost 2. upravené varianty při minimálním průtoku ventilem.

Příloha 21 – Vektory rychlosti 2. upravené varianty při minimálním průtoku ventilem.

Příloha 22 – Y+ na stěně 2. upravené varianty při minimálním průtoku ventilem.

Příloha 23 – Statický tlak 3. upravené varianty při minimálním průtoku ventilem.

Příloha 24 – Rychlost 3. upravené varianty při minimálním průtoku ventilem.

Příloha 25 – Vektory rychlosti 3. upravené varianty při minimálním průtoku ventilem.

Příloha 26 – Y+ na stěně 3. upravené varianty při minimálním průtoku ventilem.

Příloha 27 – Vstupy pro návrh regulačního ventilu při minimálním průtoku ventilem.

Příloha 28 – Jmenovité tlaky (PN) a pracovní stupně dle ČSN 13 0010 .

Příloha 29 – Grafy pro určení přídržné síly magnetu a hodnot magnetické indukce.

Příloha 30 – Parametry magnetu NdFeB 55/100 pw výrobce Schramberg.

Příloha 31 – Elektronická verze diplomové práce.

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obrázek 1: Parní stroj Jamese Watta z roku 1769 [1] 12
Obrázek 2: Vozík s výbušným motorem Issaca de Rivaz[1] 13
Obrázek 3: Kontramotor Benz [1] 14
Obrázek 4: První motor Rudolfa Diesela [1] 15
Obrázek 5: Pracovní cyklus zkoušky typu I [7] 23
Obrázek 6:Základní městský cyklus zkoušky typu I [7] 24
Obrázek 7:Mimoměstský cyklus zkoušky typu I [7] 25
Obrázek 8: Jízdní program zkoušky typu V [7]. 27
Obrázek 9: Spotřeba paliva v závislosti na ujeté dráze [16] 30
Obrázek 10: Doporučené viskozitní třídy SAE motorových olejů podle vnějších teplot [18] . 32
Obrázek 11: Schéma Stirlingova motoru [20] 35
Obrázek 12: Schéma Rankin-Clausiova cyklu se všemi komponenty [31] 36
Obrázek 13: Schéma zástavby Rankin-Clausiova cyklu v automobilu [31] 37
Obrázek 14: Implementace RC do vozidla automobilky Honda [24] 37
Obrázek 15: Systém Turbosteamer automobilky BMW [35] 39
Obrázek 16: Tepelný výměník Turbosteameru [29] 39
Obrázek 17: TEG vyvinutý na Clarksonově univerzitě [34] 40
Obrázek 18: Schéma termoelektrické dvojice [30] 40
Obrázek 19: Termoelektrický modul [30] 41
Obrázek 20: Závislost účinnosti termoelektrických materiálů na teplotě [30] 41
Obrázek 21: TEG ve vozidle BMW X6 [30] 42
Obrázek 22: Vykonaná práce Ottova čtyřdobého (vlevo) a šestidobého cyklu (vpravo) [31] . 43
Obrázek 23: Pohled na řez turbodmychadla [33] 44
Obrázek 24: Lineární statická průtočná charakteristika [46] 47
Obrázek 25: Konstrukční charakteristiky regulačních ventilů pro Φ_0=0,04 [46] 48
Obrázek 26: Vliv autority na lineární (vlevo) a rovnoprocentní (vpravo) provozní charakteristiku [46] 49
Obrázek 27: Řez ventilem (vlevo) a izometrický pohled na ventil (vpravo)[45,48] 50
Obrázek 28: Řez solenoidovým ventilem [45] 51
Obrázek 29: Schéma EHRS výměníku s regulačním ventilem 53
Obrázek 30: Konstrukční 3D návrh regulačního ventilu 58
Obrázek 31: Regulační ventil v poloze uzavřeno (vlevo) a v poloze otevřeno (vpravo) 59
Obrázek 32: Neodymový magnet [49] 62
Obrázek 33: Simulace magnetické indukce v programu FEMM 62
Obrázek 34: Pohled na měřící trať v laboratoři společnosti vyvíjející EHRS systémy 63
Obrázek 35: Teploty spalin (vlevo) a teploty chladicí kapaliny (vpravo) při 100 km/h 64
Obrázek 36: Ověření regulační schopnosti navrženého ventilu 64
Obrázek 37: Ukázka tvorby geometrie modelu před importem do Design Modeleru 65
Obrázek 38: Naimportovaný model do prostředí Design Modeleru 66
Obrázek 39: Pohled na výpočtovou síť vnitřního objemu ventilu 67
Obrázek 40: Detail vnitřní struktury sítě modelu 67
Obrázek 41: Skewness výpočtové sítě 68
Obrázek 42: Rozložení mezní vrstvy v logaritmických souřadnicích [40] 69
Obrázek 43: Možné způsoby modelování proudění v blízkosti stěny [41] 69
Obrázek 44: Závislost přenosu tepla v potrubí na rozlišení sítě u stěny [41] 70
Obrázek 45: Tlakové ztráty navrženého regulačního ventilu 71
Obrázek 46: 1. konstrukční úprava regulačního ventilu 72

Obrázek 47:2. konstrukční úprava regulačního ventilu 73
Obrázek 48: 3. konstrukční úprava regulačního ventilu 73
Obrázek 49: Tlakové ztráty jednotlivých konstrukčních úprav regulačního ventilu 74

SEZNAM TABULEK

Tabulka 1: Přehled vývoje emisních limitů [7] 20
Tabulka 2: Porovnání produkovaných exhalací studeného a zahřátého motoru [16] 30
Tabulka 3: Viskozitní klasifikace SAE J300[19] 33
Tabulka 4: Přehled pracovních podmínek a požadavků na regulační ventil 54
Tabulka 5: Přehled hmotnostních průtoků pracovní látky ve výměníku 56
Tabulka 6: Přehled základních vlastností mědi [50] 57
Tabulka 7: Základní parametry permanentního magnetu 60
Tabulka 8: Stanovení přídržné síly magnetu 60
Tabulka 9: Základní parametry těsnicí niklové kuličky 61
Tabulka 10: Hodnoty magnetické indukce pro různé velikosti vzduchových mezer 62
Tabulka 11: Přehled úspor tlakových ztrát jednotlivých konstrukčních úprav 74