



**FAKULTA
STROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav automobilů, spalovacích motorů
a kolejových vozidel

Recirkulace spalin na vodíkovém
experimentálním motoru

Exhaust Gas Recirculation for Hydrogen
Experimental Engine

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
2024

Petr Herčuth

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový
Vedoucí práce: Ing. Jindřich Hořenín



ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Herčuth** Jméno: **Petr** Osobní číslo: **508835**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávací katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**
Studijní obor: **bez oboru**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Recirkulace spalin na vodíkovém experimentálním motoru

Název bakalářské práce anglicky:

Exhaust Gas Recirculation for Hydrogen Experimental Engine

Pokyny pro vypracování:

- Navrhněte okruh pro chlazenou recirkulaci spalin na experimentálním vodíkovém motoru o vrtání 120mm a zdvihu 140mm.
- 1) Vytvořte 3D modely navrhovaného okruhu.
 - 2) Vytvořte dokumentaci pro modifikaci a výrobu nových komponent.
 - 3) V 1D modelu motoru v GT-Power proveďte kontrolu tlakových poměrů ve výfukovém a plicním systému a navrhněte škrtení výfuku pro dosažení dostatečných průtoků recirkulovaných spalin

Seznam doporučené literatury:

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

Ing. Jindřich Hořenin ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS

Jméno a pracoviště druhého(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: **19.04.2024**

Termín odevzdání bakalářské práce: **10.07.2024**

Platnost zadání bakalářské práce: _____

Ing. Jindřich Hořenin
podpis vedoucí(ho) práce

doc. Ing. Oldřich Vitek, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

Datum převzetí zadání

Podpis studenta



Anotační záznam

Jméno autora:	Petr Herčuth
Název práce:	Recirkulace spalin na vodíkovém experimentálním motoru
Anglický název:	Exhaust Gas Recirculation for Hydrogen Experimental Engine
Rozsah práce:	54 stran 24 obrázků 4 tabulek 20 grafů
Akademický rok:	2023/2024
Ústav:	12 120 Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel
Studijní program:	B2342 Teoretický základ strojního inženýrství
Vedoucí práce:	Ing. Jindřich Hořenín
Klíčová slova:	Spalovací motor, vodík, recirkulace spalin (EGR)
Key words:	Combustion engine, hydrogen, exhaust gas recirculation (EGR)



Abstrakt

Práce se zabývá redukcí vyprodukovaného množství škodlivin vodíkového spalovacího motoru využitím chlazené recirkulace spalin. Je navrženo šest různých variant řešení cesty spalin z výfukového systému do plnicí soustavy motoru a zvolena nejvýhodnější možnost. Dále je ukázáno použití ejektoru jako hnacího prvku spalin pro tzv. aktivní EGR. Taktéž je nasimulován chod motoru s pasivní a aktivní recirkulací spalin a výsledky jsou společně porovnány z hlediska teplot spalování, účinnosti a výkonu motoru.

Abstract

This thesis deals with the topic of reduction of pollutants produced by a hydrogen internal combustion engine using cooled exhaust gas recirculation. Six options of the exhaust gas path from the exhaust system to the engine intake system are presented. Furthermore, the use of an ejector as an exhaust gas driving element for the so-called active EGR is proposed. Afterwards, the operation of the engine with passive and active exhaust gas recirculation is simulated and the results are compared in terms of combustion temperatures, efficiency and engine performance.



Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma: “Recirkulace spalin na vodíkovém experimentálním motoru” vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu zdrojů, jenž tvoří poslední kapitolu této práce.

V Praze dne: 1.6. 2024

.....

Petr Herčuth



Poděkování

Děkuji jak původnímu vedoucímu doc. Ing. Jiřímu Vávrovi, Ph. D, tak především současnému vedoucímu Ing. Jindřichu Hořenínovi za vedení mé bakalářské práce, užitečné rady a věnovaný čas. Děkuji též prof. Ing. Michalu Takátsovi, CSc., Ing. Vítu Dolečkovi, Ph. D. a Ing. Ivanu Bortelovi, Ph.D. za poskytnuté konzultace a cenné rady. Děkuji také své rodině a přátelům za jejich podporu během studia.



Obsah

1 Úvod.....	9
2 Vodík jako palivo.....	10
2.1 Vlastnosti vodíku	10
3 Spalovací motory	12
3.1 Druhy spalovacích motorů.....	12
3.1.1 Motory zážehové	12
3.1.2 Motory vznětové	12
3.2 Oběhy spalovacích motorů.....	13
3.3 Přepřehování.....	14
3.3.1 Turbodmychadlo.....	14
3.3.2 Objemová dmychadla	14
3.4 Spalování vodíku	15
3.4.1 Vstřikování do sacího potrubí.....	15
3.4.2 Přímé vstřikování	15
4 Výfukové plyny a výfuková potrubí	17
4.1 Složení výfukových plynů.....	17
4.2 Výfuková potrubí	18
4.3 Měření emisí.....	19
5 Recirkulace spalin	20
5.1 Účinek recirkulace spalin na vodíkové motory.....	20
5.2 Shrnutí	24
6 Výpočet množství kondenzátu	25
6.1 Postup výpočtu	25
6.2 Výsledky výpočtu	26
7 Konstrukční návrh EGR linky.....	27
7.1 Brzdové stanoviště	27
7.2 Nádoza na kondenzát.....	28
7.3 Výchozí návrh cesty spalin.....	28
7.4 První varianta – dlouhá cesta horkých spalin	29
7.5 Druhá varianta – zkrácená cesta horkých spalin	30
7.6 Třetí varianta – úprava návrhu dva	31



7.7 Čtvrtá varianta – změna umístění EGR chladiče a ventilu.....	32
7.8 Pátá varianta – optimalizace předchozích variant	33
7.9 Šestá varianta – použití ejektoru	37
7.10 Porovnání návrhů recirkulace spalin	38
8 Simulace v programu GT Power	40
8.1 Model motoru v GT Power	40
8.2 Pasivní EGR	41
8.3 Aktivní EGR	42
8.4 Porovnání pasivního a aktivního EGR.....	43
8.5 Optimální množství recirkulovaných spalin.....	49
9 Závěr	50
10 Seznam použité literatury.....	51
11 Seznam obrázků.....	53
12 Seznam příloh	54



1 Úvod

V současné době je trendem snaha o co nejmarkantnější snížení produkce skleníkových plynů, ať už v dopravě, energetice nebo jiných výrobních odvětvích. Regulace mají největší dopad na dopravu osobní, ale i nákladní, a proto se hledají vhodné alternativy k nahrazení spalovacích motorů. Možnou volbou se jeví pohánění vozů bateriemi nebo palivovými články, případně použití stávajících spalovacích motorů s úpravou na některá alternativní paliva, jako je například vodík. Při spalování vodíku unikají do ovzduší pouze oxidy dusíku a vodní pára, a navíc lze množství vyprodukovaných oxidů zmenšit následným ošetřením spalin třícestným katalyzátorem nebo jejich recirkulací.

Cílem této práce je vhodně navrhnout cestu recirkulovaných spalin pro snížení emisí, zefektivnění samotného spalování a případné navýšení výkonu motoru. Součástí práce je příprava výkresové dokumentace pro jednotlivé díly v programu PTC Creo 7 a simulace chodu motoru s integrovanou recirkulací spalin v programu GT Power.

Odebírání spalin z výfukového potrubí je prováděno z ustalovací nádoby před škrťací klapkou, která je použita pro regulaci množství spalin tekoucích do sání. Škrťací klapka má ovšem při výrazném snížení průtoku výfukových plynů negativní vliv na motorový výkon. Tento nechtěný jev je možné do jisté míry omezit využitím venturiho dýzy v sací soustavě, která sníží tlakový poměr mezi sáním a výfukem, tudíž škrcení výfukové klapky je mírnější.

Práce se zabývá návrhem chlazené recirkulace spalin za použití EGR chladiče a ventilu od společnosti Zetor. V práci je popsáno šest návrhů cesty spalin pro pasivní EGR, přičemž každá další varianta optimalizuje nebo upravuje návrh předešlý. První varianta ukazuje možnost umístění EGR chladiče do velké vzdálenosti od ustalovací nádoby. Ve druhé variantě je cesta horkých spalin zkrácena. Další návrh upravuje návrat chladných spalin do sání. Čtvrtá možnost nabízí jiný směr vedení cesty spalin. Následující návrh upravuje návrat spalin do sání předešlé varianty. Poslední alternativa bere v úvahu přidání ejektoru do plnicí soustavy motoru, pracujícího na principu Venturiho dýzy, který by sloužil jako hnací prvek spalin při aktivním EGR. Závěrem práce je na výsledcích ze simulací v programu GT Power ukázán vliv množství recirkulovaných spalin na teplotu spalování, účinnost motoru, jeho výkon a kroutící moment pro variantu bez použití ejektoru i s ním.



2 Vodík jako palivo

S nápadem na využití vodíku jako paliva do spalovacích motorů přišly už před desítkami let společnosti jako Ford, BMW nebo Mahindra & Mahindra. Pro účely jeho spalování upravily již fungující zážehové motory. Tyto upravené pohony však měly malý úspěch z důvodu vysokých výrobních nákladů a kvůli absenci infrastruktury pro přepravu a skladování. [1]

V dnešní době se zájem o pohánění motorů tímto alternativním palivem obnovuje vzhledem k několika faktorům – jednak se zvyšují požadavky na maximální množství vyprodukovaných škodlivin, což omezuje motory na uhlovodíková paliva, a jednak došlo k pokroku ve výrobě vodíku. V současnosti je možné jej vytvořit několika způsoby. Nejrozšířenější a zároveň nejlevnější cesta k získání vodíku je parní reforming zemního plynu. Dalším, prakticky bezemisním způsobem jeho výroby je kombinace reformingu zemního plynu s technologií Carbon Capture Storage, při níž jsou zachytávány emise CO₂. Nejméně rozšířenou, ale do budoucna nejpodporovanější metodou výroby, je elektrolýza vody. V kombinaci s použitím energie z obnovitelných zdrojů je tato cesta nejefektivnějším způsobem, jak při výrobě vodíku snížit produkci skleníkových plynů. [2] [1] [3]

Produkce škodlivin se netýká pouze vozů pro osobní dopravu, ale také nákladních vozů a těžké techniky. U té prozatím není možné zavést baterie nebo palivové články, proto se zdá být vodíkový agregát vhodnou volbou.

2.1 Vlastnosti vodíku

Vodík disponuje určitými vlastnostmi, kterými se výrazně liší od uhlovodíkových paliv a vzhledem k nimž může být výhodný pro spalování. V následující tabulce (Tab. 1) lze vidět srovnání těchto vlastností.

Vlastnost	Benzín	Nafta	Vodík
Hustota při 15°C [kg/m ³]	760	830	0,09
Výhřevnost [MJ/kg]	42,5	42,8	120
Iničiační energie [mJ]	0,24	0,24	0,02
Teplota samovznícení [°C]	230-450	>225	585
Objem směsi při stechiometrickém poměru [%]	1,9	1,7	29,5
Stechiometrický poměr	14,7	14,5	34,3
Rychlost laminárního plamene [cm/s]	~40	~40	230
Rozsah zápalnosti směsi [% obj.]	4-76	0,6-5,5	1-7,6

Tabulka 1 Srovnání paliv [4]



Jak je z tabulky patrné, vodík má mnohonásobně menší hustotu než benzín nebo nafta, což zapříčiňuje nutnost velkého stlačení pro skladování (350-700 bar). Tato vlastnost má taktéž spojitost s malou hustotou energie, což znamená, že pro získání podobného výkonu jako při spalování fosilních paliv musí být spáleno větší množství vodíku. [5] [4]

Menší iniciační energie znamená, že pro vznícení směsi je třeba méně energie, ovšem to může vést k nechtěným jevům jako předčasné zapálení nebo zpětný zášleh. K předčasnému zapálení dochází při kontaktu směsi s místy se zvýšenou teplotou, jako jsou například zapalovací elektrody. Teplejší místa sacího potrubí mohou vést k zapálení vodíku ještě během sání, což vede k výše zmíněnému zpětnému zášlehu. [6]

Teplota samovznícení definuje teplotu, která je zapotřebí pro zapálení směsi bez vnějšího zdroje. Vzhledem k vysoké hodnotě tohoto ukazatele se mohou u vodíku při jeho spalování používat větší kompresní poměry, čímž lze dosáhnout větší termodynamické účinnosti. [5]

Při stechiometrické směsi zabírá vodík oproti uhlovodíkovým palivům až 17násobek objemu, což snižuje výkon motoru při stejných podmínkách. Na druhou stranu rychlost laminárního plamene vodíku je několikanásobně vyšší vzhledem k rychlejší difuzi vodíkových částic, díky čemuž se směs rychleji spaluje a spalovací cyklus se přibližuje k ideálnímu oběhu. [7] [8]

Další výhodou vodíku oproti uhlovodíkovým palivům je jeho široký rozsah zápalnosti, díky čemuž lze motoru dodávat chudou pracovní směs. Výhodou takové směsi je snížení teploty spalování, čímž se redukuje riziko předčasného vznícení, a zároveň se snižuje vyprodukované množství oxidů dusíku. [5]



3 Spalovací motory

Spalovací motor je typ tepelného motoru, který využívá vnitřní spalování směsi. Pracovním médiem jsou spaliny, které vznikají při hoření směsi paliva se vzduchem. Mechanická energie je produkována spalovacím motorem na základě periodicky se opakujících pracovních oběhů v objemu uzavíraném pístem.

Práce, která je motorem vykonána, udává kroutící moment, který roztáčí hnané nápravy. Tato práce závisí na množství spáleného paliva úměrného množství vzduchu přivedeného do motoru. Vyššího kroutícího momentu je možno dosáhnout zvýšením hustoty vzduchu, čímž se zvyšuje i množství vstřikovaného paliva. Zvýšení hustoty vzduchu lze dosáhnout intenzivnějším chlazením. [9]

3.1 Druhy spalovacích motorů

Spalovací motory můžeme rozdělit dle typu spalovaného paliva a způsobu zapálení směsi na motory zážehové a vznětové.

3.1.1 Motory zážehové

První zážehové motory vznikly na konci 18. století a byly poháněny nejprve plynem, a posléze kapalným palivem, např. ligroinem neboli lehkým benzínem. V dnešní době se jako palivo používá benzín.

Existují motory čtyřdobé a dvoudobé, u kterých je do válce nasávána směs vzduchu s palivem, jež je stlačena a následně zapálena elektrodou.

Zapalovací směs se vytváří dvojím způsobem. Prvním způsobem je použití karburátoru. Zde se mísí palivo se vzduchem pomocí jehlového ventilu ovládajícího plovák, který určuje průtok paliva. Palivo se rozpráší v turbulentním proudění vzduchu a pokračuje do spalovací komory. Druhým způsobem je vstřikování paliva do přivedeného vzduchu, které může být provedeno třemi způsoby. První možností je vstřikování paliva do společného sacího potrubí, při užití druhého způsobu se vstřikuje palivo k sacímu ventilu každého válce a poslední alternativou je vstřikování paliva přímo do válce. [7] [9]

3.1.2 Motory vznětové

Na konci 19. století přišel Rudolf Diesel se svým prvním vznětovým motorem, který byl poháněn petrolejem, ve vozidlech se ale začal užívat až ve 20. století. V dnešní době se v tomto motoru jako palivo používá nafta.

U vznětového motoru se do spalovací komory nasává jen čistý vzduch, který se stlačí. Při kompresi se dovnitř vstříkne palivo, které nově vytvořenou směs vznítí. U vznětových motorů se proto používá větší kompresní poměr než u motorů zážehových. [9] [7]



3.2 Oběhy spalovacích motorů

Každý z výše uvedených typů spalovacích motorů pracuje podle určitého tepelného oběhu. Ty dle zjednodušení můžeme dělit na ideální, termodynamické, výpočtové nebo skutečné. Diagram skutečného oběhu neboli indikátorový diagram ukazuje závislost změny tlaku ve válci na okamžité velikosti spalovacího prostoru.

Proces konání práce spalovacího motoru se uskutečňuje ve čtyřech nebo dvou fázích.

1. Sání – do spalovací komory se vtáhne přes otevřené sací ventily směs paliva se vzduchem, případně jen čistý vzduch. Tato fáze začíná pístem v horní úvrati a končí v dolní úvrati.

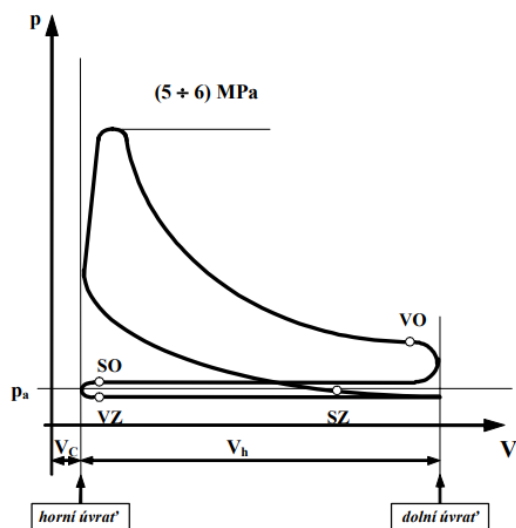
2. Komprese – při ní je směs, případně vzduch, co nejvíce stlačen. Píst se pohybuje z dolní úvrati do horní a tlak rychle roste.

3. Zážeh (expanze) – dochází k zapálení směsi. Velmi rychle roste ve spalovací komoře tlak i teplota, což stlačuje píst do dolní úvrati a roztáčí klikovou hřídel.

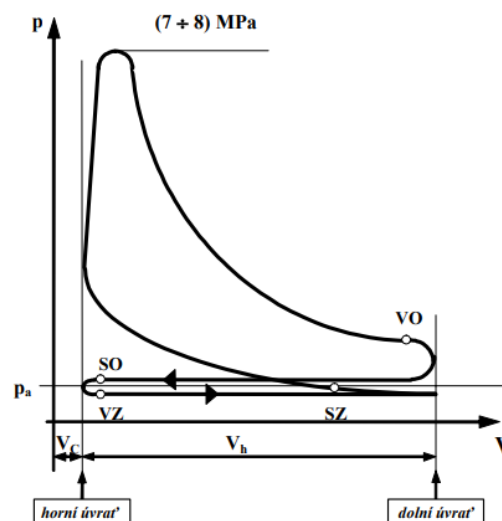
4. Výfuk – při něm se otevírají výfukové ventily a spaliny jsou vyháněny pohybem pístu do výfukového potrubí.

U dvoudobého motoru se sání kombinuje s kompresí, tudíž při stlačování se do komory vhání zapalovací směs a dochází k zahájení zážehu. V druhé fázi se kombinuje expanze s výfukem, kdy zážeh pokračuje a následně dochází k odtahu spalin ven z komory.

Na indikátorových diagramech níže (Obr. 1 a 2) lze porovnat oběhy vznětového a zážehového motoru. Jedním z rozdílů je, že u zážehového motoru se pracovní směs stlačuje na 6 MPa, kdežto u vznětového se čerstvý vzduch stlačuje až na 8 MPa, což zvyšuje i samotnou teplotu v komoře. [9] [10] [11]



Obrázek 1 Indikátorový diagram zážehového motoru [9]



Obrázek 2 Indikátorový diagram vznětového motoru [9]

3.3 Přeplňování

Přeplňování pomáhá zvýšit výkon spalovacího motoru bez nutnosti měnit jeho konstrukci, což znamená, že není třeba zvyšovat zdvihový objem nebo počet válců. Tato technologie pracuje na principu zvýšení hustoty vzduchu, případně spalovací směsi před vstupem do válce. To je umožněno zvýšením tlaku a následným ochlazením směsi, což má za důsledek možnost spálit více paliva, a tím zvýšit samotný výkon motoru. Tlak je možné zvýšit umístěním kompresoru do sací soustavy, a následně připojeným mezichladičem snížit teplotu. Přeplňování se dosahuje turbodmychadlem, anebo objemovým dmychadlem. [7] [9]

3.3.1 Turbodmychadlo

Turbodmychadlo se skládá z radiálního kompresoru a turbíny. Odstředivý kompresor nasává vzduch vstupním otvorem a přivádí ho na oběžné kolo, jehož lopatky mu předají kinetickou energii. Ta je poté v difuzoru přeměněna na energii tlakovou, což vede ke zvýšení tlaku a teploty. Kompresor je spojen hřídelí s turbínou, do které jsou vháněny výfukové plyny. Ty směřují na lopatky oběžného kola a roztáčejí ho. [9] [10]

3.3.2 Objemová dmychadla

Objemová dmychadla jsou poháněna mechanicky přímo motorem, většinou řemenovým převodem. Dmychadlo nasává vzduch vstupním otvorem a za pomoci zubů ho přesouvá k výstupnímu otvoru. Dále dochází ke stlačení vzduchu díky působení plynů vytlačených v předchozím cyklu.



Výhodou objemových dmychadel je jednoduchá konstrukce. Oproti turbodmychadlům není nutné mazání mechanismu, neboť rotory se nedotýkají. Na druhou stranu objemová dmychadla snižují účinnost motoru mechanickým spojením a sama trpí nižší účinností vzhledem k vůli mezi zuby. [10]

3.4 Spalování vodíku

Při využití vodíku jako paliva lze použít motor zážehový nebo vznětový s upravenou hlavou motoru pro umístění zapalovací svíčky. Ta se používá v zásadě studená a bez obsahu platiny, která podporuje oxidaci vodíku. Dále je motor vybaven některým z druhů přeplňování pro zajištění větší hustoty vzduchu, a tudíž pro umožnění vstřikování většího množství vodíku. [12]

Výhodou použití vodíkového motoru je jeho schopnost spalování chudých směsí, což vede ke snížení spotřeby. Výfukové spaliny navíc obsahují pouze vodní výpary a oxidy dusíku, a jejich množství lze významným způsobem omezit použitím recirkulace spalin. Tomuto tématu se podrobněji věnuje kapitola 5.

Při tvorbě pracovní směsi lze využít dvou způsobů přívodu vodíku do vzduchu – vstřikování do sacího potrubí, nebo přímé vstřikování.

3.4.1 Vstřikování do sacího potrubí

Prvním způsobem tvorby směsi je nízkotlaké vstřikování vodíku do kanálů před sací ventily při první fázi spalovacího oběhu. Tento způsob tvorby směsi s sebou přináší i jisté potíže, jako např. předčasné zapálení, klepání nebo zpětný zášleh kvůli nízké iniciační energii a vysoké rychlosti hoření. Tyto nechtěné úkazy mohou způsobit poškození škrtkové klapky, chladiče vzduchu, pístních kroužků nebo těsnění pod hlavou. Dále dochází k rychlé expanzi vodíku, který vytlačuje určité množství vzduchu z komory ven, což přináší snížení hustoty energie. Výše zmíněné faktory mají negativní vliv na výkon a účinnost samotného motoru. [5] [13] [14]

3.4.2 Přímé vstřikování

Druhým způsobem tvorby směsi je přímé vysokotlaké vstřikování vodíku do spalovací komory při druhé fázi spalovacího oběhu, kompresi. Tímto řešením se eliminuje, či případně alespoň zredukuje většina problémů, se kterými se potýká motor při vstřikování vodíku do sacího potrubí. V tomto případě dochází ke vstřikování až po uzavření sacího ventilu, tudíž nehrozí zpětný zášleh ani vytlačení vzduchu. Předčasnému zapálení se dá předejít pozdějším načasováním vstřiku.

Další výhodou je, že díky správnému nastavení provozních podmínek, jako je tlak a doba vstřikování nebo čas zážehu, lze dosáhnout optimálního výkonu a účinnosti podobné motorům poháněným uhlovodíkovými palivy. [2] [4]



Jak již bylo uvedeno výše, výfukové plyny po spálení vodíku obsahují hlavně oxidy dusíku. Tyto vedlejší produkty vznikají obvykle třemi způsoby. Prvním je jejich tvorba při spalování mazacích olejů. V tomto případě je ovšem množství takto vyrobených oxidů zanedbatelné. Druhý způsob nastává při spalování paliv, které již obsahují dusík nebo jeho oxidy, což u vodíku neplatí. Třetí mechanismus, avšak nastávající u spalování vodíku, je tzv. tepelná formace, která se řídí dle Zeldovichova mechanismu:



Účinky tepelné formace se dají snížit spalováním chudší směsi, případně vrácením výfukových plynů do spalovací komory, což má za následek zvýšení obsahu inertních plynů a následné snížení teploty spalování. [8]



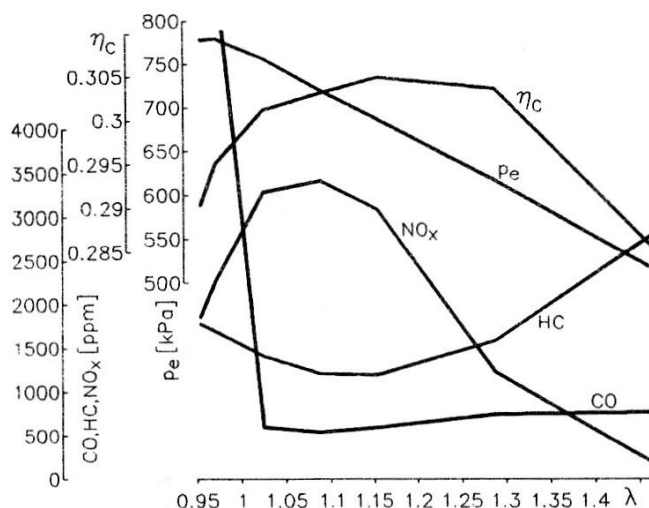
4 Výfukové plyny a výfuková potrubí

Výfukové plyny vznikají nedokonalým spalováním směsi ve válcích motoru. Jejich složení a koncentrace škodlivin závisí na teplotě spalování a na složení samotné spalované směsi. Teplota spalování koreluje s výhřevností daného paliva, proto je pro složení spalin důležitý součinitel přebytku vzduchu.

4.1 Složení výfukových plynů

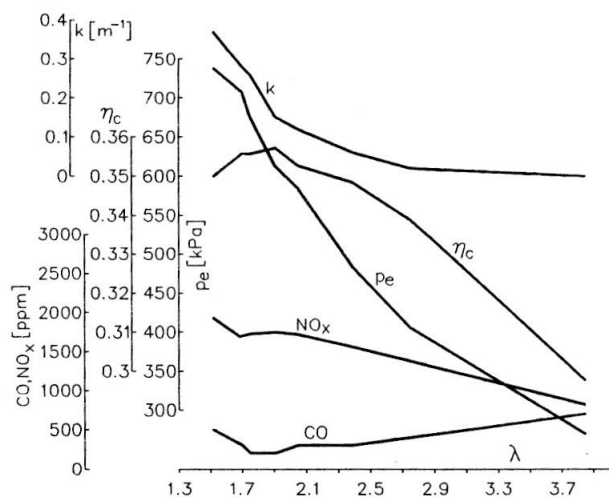
Při spalování uhlovodíkových paliv se ve výfukových plynech nejčastěji objevují oxidy uhlíku (CO), oxidy dusíku (NO_x), voda, a dále se můžou vyskytnout také nespálené uhlovodíky (HC) nebo saze. [9] [15]

Při spalování benzínu v bohaté směsi ($\lambda < 1$) roste koncentrace CO a HC v důsledku nedostatku kyslíku. U chudé směsi je oproti bohaté obsah CO nízký, ale dochází k nárůstu koncentrace HC a NO_x vzhledem ke kombinaci vysokých teplot s dostatkem kyslíku.



Obrázek 3 Produkce spalin zážehového motoru [15]

Ve vznětových motorech, jak ukazuje Obr. 4, se obvykle spaluje směs, jejíž součinitel přebytku vzduchu je výrazně vyšší než 1. Čím vyšší tento součinitel je, tím méně NO_x je ve spalinách obsaženo, a také klesá emise pevného uhlíku neboli sazí. Na druhou stranu koncentrace CO mírně roste, avšak dosahuje nižších hodnot než u zážehových motorů. [15]

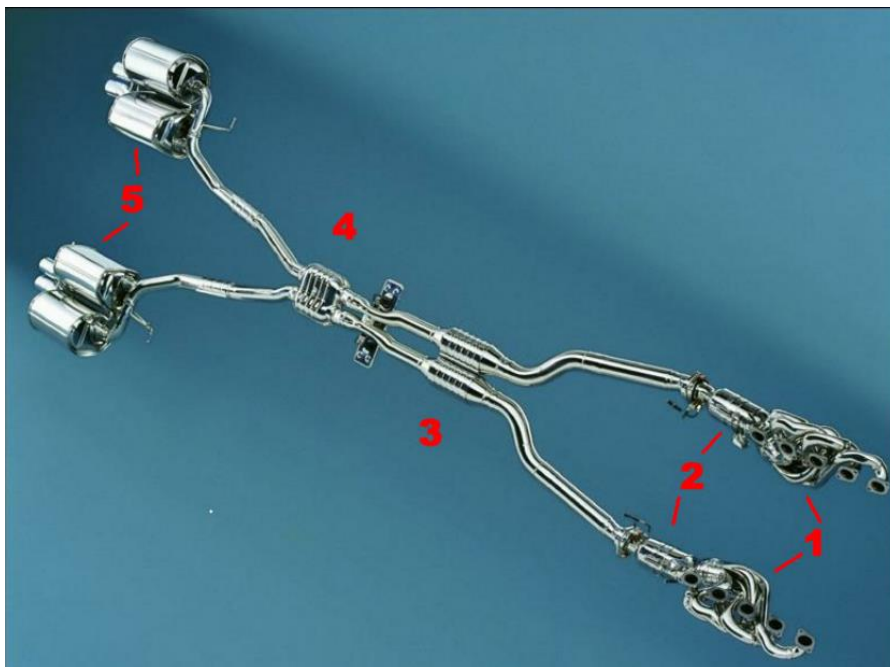


06 Základní vlastnosti vznětového motoru

Obrázek 4 Produkce spalín vznětového motoru [15]

4.2 Výfuková potrubí

Výfuková potrubí se skládají z několika částí. První je sběrné potrubí (1), které odvádí spaliny z hlavy válců. Na něj navazuje soustava omezující některé z výše zmíněných škodlivin, sestávající z předřadného katalyzátoru (2), hlavního katalyzačního tlumiče (3) a tlumiče hluku (4,5).



Obrázek 5 Výfukové potrubí [9]

Katalyzační tlumiče zachytávají tři složky spalín – NO_x , CO a HC. Ty se dále přeměňují na N_2 , CO_2 a H_2O . Vzhledem k nemožnosti přímé redukce NO_x při nižším zatížení motorů se



používají akumulční katalyzátory, které oxidy dusíku zachytávají. Při nasycení katalyzátoru dojde na chvíli k obohacení směsi a díky přebytku HC a CO nastane redukce NO_x.

Do výfukových soustav vznětových motorů se přidávají částicové filtry, které mají za úkol zachytávat částičky uhlíku, na které se váží uhlovodíky z mazacího oleje a paliva. [9]

4.3 Měření emisí

Již v roce 1952 profesor A. J. Haagen-Smit vyzoroval, že za přítomnosti slunečního svitu se při reakci oxidů dusíku s uhlovodíky vytváří tzv. smog. S přibývajícím počtem vozidel se množství oxidů dusíku, a hlavně oxidu uhličitého, v obytných oblastech začalo zvyšovat. To vedlo k zavedení prvních emisních omezení ve Spojených státech, která se později rozšířila i do Evropy a Asie. Tato omezení výrazným způsobem ovlivnila následný vývoj spalovacích motorů. [7]

Legislativní opatření mají za úkol minimalizovat dopady motorů na životní prostředí snížením škodlivých látek ve výfukových plynech na přijatelné množství. Na vozidlech se spalovacími motory se provádí testy, které zjišťují výši produkce těchto látek. Testování se liší pro vozy s hmotností do 3,5 t a pro větší vozidla či pracovní stroje. U osobních vozidel probíhá test celého vozu na dynamometru. Zde se simuluje jízda ve městě, mimoměstská, ale také jízda po dálnici, a zahrnuje se i vliv stoupání a klesání. Parametr, který se u tohoto testování zkoumá, je množství škodlivin vyprodukovaných za jednotku uražené dráhy.

Motory těžších vozidel se testují samostatně na brzdových stanovištích, kde je aplikována podobná dynamika jízdy jako u testování osobních automobilů. V tomto případě se limituje množství škodlivin vyprodukovaných za jednotku práce. [10]



5 Recirkulace spalin

Jak bylo zmíněno v předchozí kapitole, mezi škodliviny ve výfukových spalinách patří i oxidy dusíku, které se významně podílejí na tvorbě letního smogu. Z tohoto důvodu je zapotřebí co nejvíce omezit jejich produkci, což umožňuje technologie recirkulace spalin neboli EGR. Při užití této technologie se mísí určité množství výfukových plynů s přiváděným vzduchem, respektive směsí do spalovací komory – to má za následek zvýšení tepelné kapacity nové spalované směsi, čímž se sníží rychlost a teplota spalování, což vede k redukování produkce oxidů dusíku. [15] [16]

U motorů se lze setkat se dvěma přístupy k řešení recirkulace. Jedna možnost je přivádění teplých spalin přímo z výfuku do sání, což výrazně zvedá teplotu pracovní směsi a snižuje výkon. Při nízkých zatíženích teplý EGR nevede ke zvýhodnění chodu motoru. S větším zatížením se zvyšuje redukce NO_x , nicméně výkon je poměrně snižován. Druhým přístupem, avšak komplexnějším, je tzv. studený EGR, kdy je do cesty recirkulovaných spalin přidán chladič, který jejich teplotu přibližuje teplotě vzduchu v sání. Tato možnost společně se správnou regulací bohatosti směsi redukuje NO_x , a v některých případech i pozitivně ovlivňuje samotný výkon motoru. Na druhou stranu může docházet ke kondenzaci vody, která ve větším množství může mít negativní vliv na chod motoru. [16]

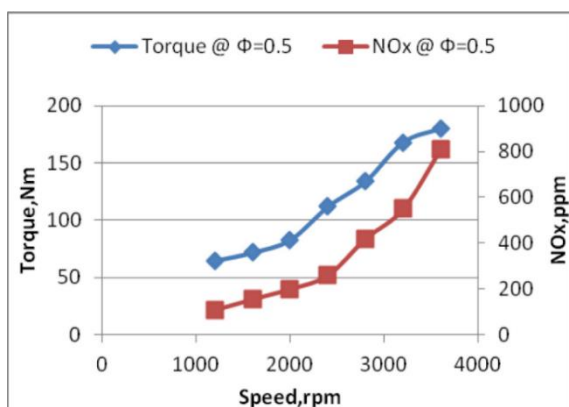
5.1 Účinek recirkulace spalin na vodíkové motory

Výzkumné ústavy napříč světem se snaží o optimalizaci chodu vodíkových motorů s použitím EGR a dosažení vyššího výkonu za současného snížení vyprodukovaných škodlivin proto, aby byl vodíkový motor jak dostatečně účinný, tak ekologický, a tedy mohl v budoucnosti nahradit motory spalující uhlovodíková paliva, a tím přispět k udržitelnější dopravě.

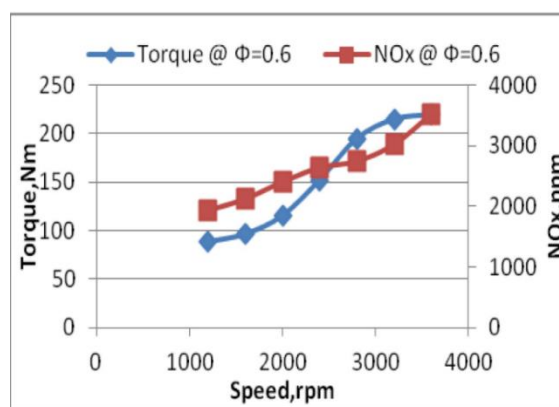
V následující části této kapitoly jsou na základě dostupných odborných článků a technických zpráv shrnuty poznatky a výsledky výzkumu na téma recirkulace spalin vodíkových motorů. Indiští vědci [17] ve své studii popisují vývoj vodíkového motoru redukujícího množství oxidů dusíku pomocí recirkulace spalin a následného ošetření výfukových plynů. Jejich cílem bylo zvýšit kroutící moment motoru při malých zatíženích, a zároveň omezit produkci oxidů dusíku. K experimentu použili čtyřválcový vznětový motor o objemu 2500 cc přepracovaný na zážehový vodíkový. Vzduch byl do motoru vháněn turbodmyčadlem a pro dávkování vodíku byla použita technologie nízkotlakého vstřikování do sacího potrubí. Pro snížení emisí oxidů dusíku a zároveň zvýšení kroutícího momentu připojili ke svému motoru tzv. studenou recirkulaci spalin a třicestný katalyzátor. Vzhledem k poměrně vysokému množství vodních výparů ve spalinách indiští vědci teplotu recirkulovaných spalin udržovali nad teplotou rosného bodu.



Motor byl poháněn chudou směsí $\lambda=2$, při které dosáhli největšího výkonu i kroutícího momentu při 3600 ot/min a 67 kW, respektive 180 Nm. Zároveň dosáhli poměrně nízkých hodnot škodlivin. Z grafu níže (Obr.6) je patrné, že při nízkém zatížení dosahoval kroutící moment výrazně nižších hodnot. Dle autorů článku je to způsobeno nedostatečným tlakem turbodmychadla. Při porovnání s provozem motoru s bohatší směsí $\lambda=1,7$ (Obr. 7) je vidět, že výrazným způsobem se zvýšil kroutící moment jak v maximálních otáčkách, tak i při nízkém zatížení. Nicméně hodnoty škodlivin se zněkolikanásobily. [17]

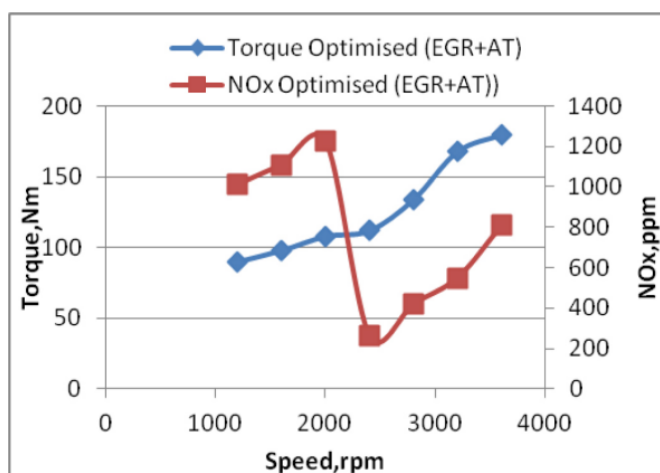


Obrázek 6 Závislost kroutícího momentu a škodlivin na zatížení $\lambda=2$ [17]



Obrázek 7 Závislost kroutícího momentu a škodlivin na zatížení $\lambda=1,7$ [17]

Po připojení a optimalizaci recirkulace spalin vědci došli k závěru, že při otáčkách do 2000 ot/min využijí bohatší směs $\lambda=1,6$, která výrazněji zvýší kroutící moment, a při překročení těchto otáček motor přejde na spalování chudé směsi $\lambda=2$. Využitím recirkulace spalin se povedlo snížit množství škodlivin již u bohatší směsi (Obr. 8). Celkově se kroutící moment při 1200 ot/min zvýšil z 65 kW na 90 kW a produkce oxidů dusíku se snížila až o 70%.



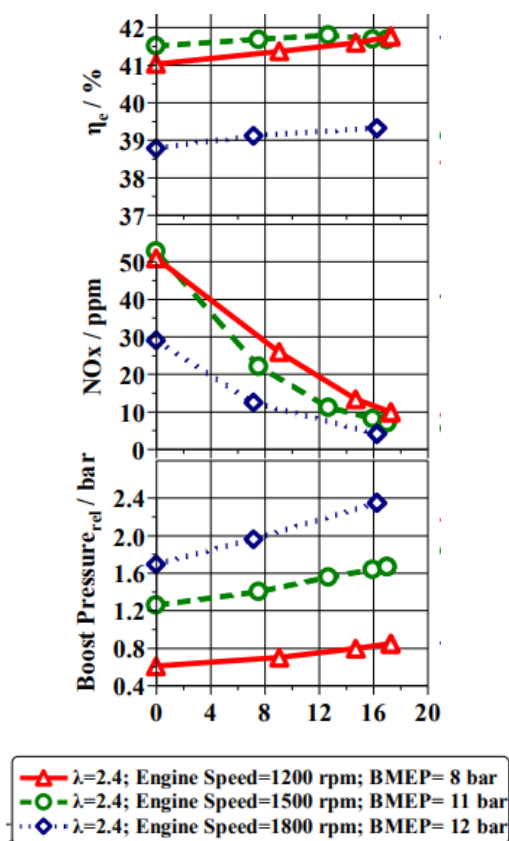
Obrázek 8 Optimalizovaná závislost kroutícího momentu a škodlivin na zatížení [17]

Německý start-up KEYOU [8] podobně jako v předchozím případě přestavil vznětový motor na zážehový motor spalující vodík. K přestavbě použil šestiválcový motor o objemu 7800 cc,



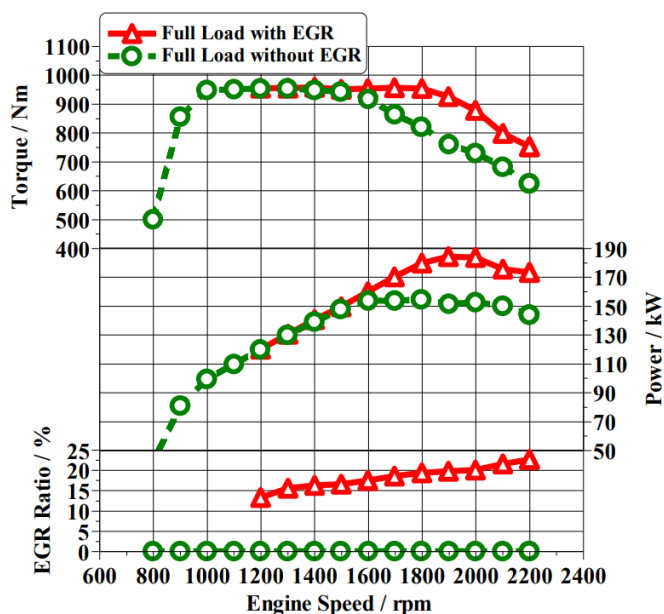
přeplňovaný turbodmychadlem, a navíc doplněný o studenou recirkulaci spalin. Vodík byl vstřikován do blízkosti ventilů v sacích kanálech.

Při prvotních testech motor dosahoval účinnosti 41 % při maximálním kroutícím momentu 950 Nm a výkonu 180 kW při 1900 ot/min. Při dalším testování se pozornost věnovala snižování oxidů dusíku v závislosti na rostoucím podílu recirkulovaných spalin v pracovní směsi. Test byl proveden s konstantní chudou směsí $\lambda=2,4$ při třech různých zatíženích. Z grafů níže (Obr. 9) lze vyčíst, že při zvyšování podílu EGR se výrazně snižuje obsah oxidů dusíku a lehce se navyšuje účinnost, konkrétně o 0,8 %. Při největším zatížení se taktéž zvyšuje tlak přeplňování, a to až o 50 %.



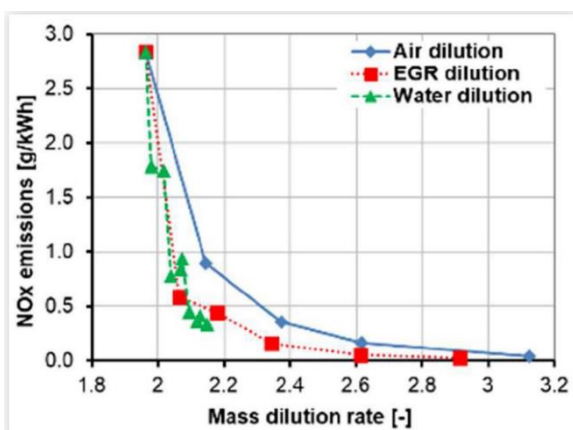
Obrázek 9 Závislost parametrů na podílu EGR [8]

Při dalším testu se zkoumaly parametry spalování bez recirkulace spalin oproti spalování s největším možným podílem EGR. Test bez recirkulace byl prováděn s konstantním součinitelem přebytku vzduchu $\lambda=2,5$, kdežto při jejím použití se směs obohacovala z důvodu předcházení zvyšujícímu se klepání. Na grafu níže (Obr.10) lze pozorovat výrazné zvýšení kroutícího momentu i výkonu, zejména v oblasti okolo 1900 ot/min.

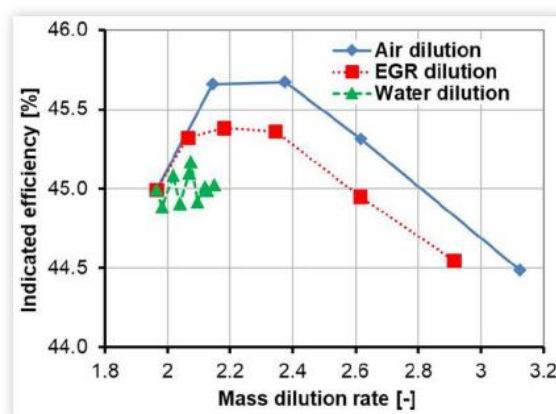


Obrázek 10 Porovnání parametrů s a bez EGR [8]

Rouleau a kolektiv [1] ke svému výzkumu použili jednoválcový motor o objemu 479 cc s přímým vstřikováním vodíku do válce a pro přeplňování zvolili mechanicky hnaný kompresor. Do sacího potrubí dále umístili vstřikování vody a zrealizovali recirkulaci spalin. Při výzkumu porovnávali vliv ředění pracovní směsi čistým vzduchem, vodou a recirkulovanými spalinami na účinnost motoru a množství škodlivin ve spalinách. Testování probíhalo při součiniteli přebytku vzduchu v rozmezí $\lambda=(2,1-2,4)$ a zátěži do 3000 ot/min. Z obrázku níže (Obr.11) lze vyčíst snižující se množství škodlivin s rostoucím hmotnostním podílem zředění jednotlivých variant. Vzhledem k faktu, že obsah vody v pracovní směsi snižuje teplotu spalování, je účinnější směs ředit vodou nebo spalinami. Z obrázku 12 je zřejmé, že vyšší účinnosti lze dosáhnout ředěním vzduchem, nicméně hodnoty se liší zhruba o 0,5 %. Při zvyšování hmotnostního podílu se účinnost u všech případů ředění snižují, nejvíce však o 1 %.



Obrázek 11 Závislost škodlivin na hmotnostním podílu [1]



Obrázek 12 Závislost účinnosti na hmotnostním podílu [1]

V závěru článku je konstatováno, že pro nejvyšší účinnost je možné motor provozovat s ředěním vzduchem a chudou směsí $\lambda=2,4$, případně s ředěním 10 % EGR a směsí se součinitelem přebytku vzduchu $\lambda=2$. Pro co největší omezení oxidů dusíku při vysoké zátěži by bylo dle simulací vhodné kombinovat ředění spaliny a ředění vzduchem. [1]

5.2 Shrnutí

Na základě všech výše uvedených odborných textů lze soudit, že použití recirkulace spalin je výhodné z několika hledisek. Jejím použitím je možné navýšit výkon motoru i kroutící moment především ve vyšších otáčkách, nicméně úpravou součinitele přebytku vzduchu v kombinaci s vhodným nastavením množství EGR pro mísení lze dosáhnout navýšení výkonu i při nízkých zatíženích, avšak s obětí v podobě zvýšených emisí oxidů dusíku. Tuto nastalou situaci však lze vyřešit následným ošetřením spalin třícestným katalyzátorem, případně kombinací ředění spalované směsi recirkulovanými spalinami zároveň s čerstvým vzduchem.

Následující část práce se zabývá návrhem variant řešení recirkulace spalin na vodíkovém motoru. Obsahem je šest různých možností, jejich srovnání a na základě požadavků výběr té nevhodnější.



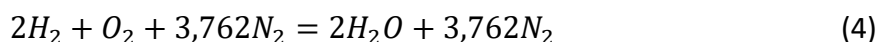
6 Výpočet množství kondenzátu

Při spalování vodíku vzniká kromě oxidů dusíku také velké množství vody. V EGR chladiči bude docházet k velkému ochlazení protékajícího plynu přiváděnou vodou a mohlo by nastat, že jeho teplota klesne pod teplotu rosného bodu, což by zapříčinilo kondenzaci vody. V konstrukčním návrhu této práce je navržena nádoba na odvod vznikajícího kondenzátu.

Níže je pomocí jednoduchého matematického modelu v programu Excel odhadnuto množství kondenzátu, které se při práci motoru vytvoří. Tento model bere v úvahu okrajové podmínky chodu motoru. Mezi ně patří teplota vzduchu v sání, ve výfuku a po ochlazení v EGR chladiči, tlak přeplňování, zatížení motoru v ot/min, součinitel přebytku vzduchu a plnicí účinnost. Z těchto hodnot se na základě níže uvedených rovnic vypočítá množství kondenzátu vyprodukovaného za určitý čas.

6.1 Postup výpočtu

Pro výpočty se uvažoval zjednodušený model čerstvého vzduchu, skládajícího se z kyslíku a dusíku, a dále dokonalé spalování vodíku dle následující rovnice:



Výpočet molárních a hmotnostních zlomků jednotlivých složek proběhl za pomoci výrazů:

$$x_i = \frac{n_i}{\sum n} = \frac{m_i}{\sum m} \quad (5)$$

Parciální tlak vodní páry ve výfuku byl aproximován pomocí vzorce:

$$p_p'' = p_{p_0}'' * 10^{\frac{8,5 * t_{EGR}}{273,15 + t_{EGR}}} \quad (6)$$

Hustota vzduchu v závislosti na teplotě byla aproximována výrazem:

$$\rho = 4 * 10^{-6} t^2 - 0,0036 * t + 1,273 \quad (7)$$

Při úvaze, že množství vzduchu vycházející z motoru do výfuku je rovno jeho množství do motoru přitékající sáním, lze toto množství spočítat jako hmotnostní průtok motorem dle vzorce:

$$\dot{m} = \frac{V * n * \eta}{60 * s} \rho \quad (8)$$

Relativní vlhkost vzduchu je spočítána dle vztahu:

$$\varphi = \frac{p_p}{p_p''} \quad (9)$$



Pomocí relativní vlhkosti se může dojít ke hmotnosti vlhkého vzduchu:

$$\dot{m}_{H_2O} = \dot{m}_{sp} * W_{H_2O} \quad (10)$$

Následně se dopočítá množství vzniklého kondenzátu dle vztahu:

$$\dot{m}_{kon} = (\varphi - 1) \frac{\dot{m}_{H_2O}}{\varphi} \quad (11)$$

6.2 Výsledky výpočtu

V následujících tabulkách (Obr. 13 a 14) lze porovnat množství vytvořeného kondenzátu za minutu, respektive za hodinu chodu motoru při dvou různých zatíženích, a to 1500 rpm a 2000 rpm.

													Množství vzduchu [kg/hod]	Množství paliva [kg/hod]	Množství kondenzátu [kg/hod]
t_{ok}	ρ	p_{mot}	t_{mot}	t_{vyr}	t_{EGR}	ρ_{mot}	n	η_{pln}	Lambda	m_{zd}	m_{pm}	m_{sp}	m_{H_2O}	m_{kon}	
Teplota okolí [°C]	Hustota vzduchu [kg/m ³]	Tlak vstup do motoru [kPa]	Teplota vstup do motoru [°C]	Teplota ve výfuku [°C]	Teplota za EGR chladičem [°C]	Hustota vzduchu vstup do motoru [kg/m ³]	Otáčky [ot/min]	Plnicí účinnost		Průtok vzduchu motorem [g/min]	Průtok paliva [g/min]	Průtok spalin v EGR [g/min]	Množství EGR (0-0,5)	Množství vody ve vzduchu [g/min]	Množství kondenzátu [g/min]
20	1,2026	220	45	300	45	1,1191	1500	0,6		805,752	11,84929	120,8628	0,15	15,99654706	13,91383

Obrázek 13 Tvorba kondenzátu při 1500 rpm

													Množství vzduchu [kg/hod]	Množství paliva [kg/hod]	Množství kondenzátu [kg/hod]
t_{ok}	ρ	p_{mot}	t_{mot}	t_{vyr}	t_{EGR}	ρ_{mot}	n	η_{pln}	Lambda	m_{zd}	m_{pm}	m_{sp}	m_{H_2O}	m_{kon}	
Teplota okolí [°C]	Hustota vzduchu [kg/m ³]	Tlak vstup do motoru [kPa]	Teplota vstup do motoru [°C]	Teplota ve výfuku [°C]	Teplota za EGR chladičem [°C]	Hustota vzduchu vstup do motoru [kg/m ³]	Otáčky [ot/min]	Plnicí účinnost		Průtok vzduchu motorem [g/min]	Průtok paliva [g/min]	Průtok spalin v EGR [g/min]	Množství EGR (0-0,5)	Množství vody ve vzduchu [g/min]	Množství kondenzátu [g/min]
20	1,2026	220	45	300	45	1,1191	2000	0,6		1074,336	15,79906	161,1504	0,15	21,32872941	18,55178

Obrázek 14 Tvorba kondenzátu při 2000 rpm

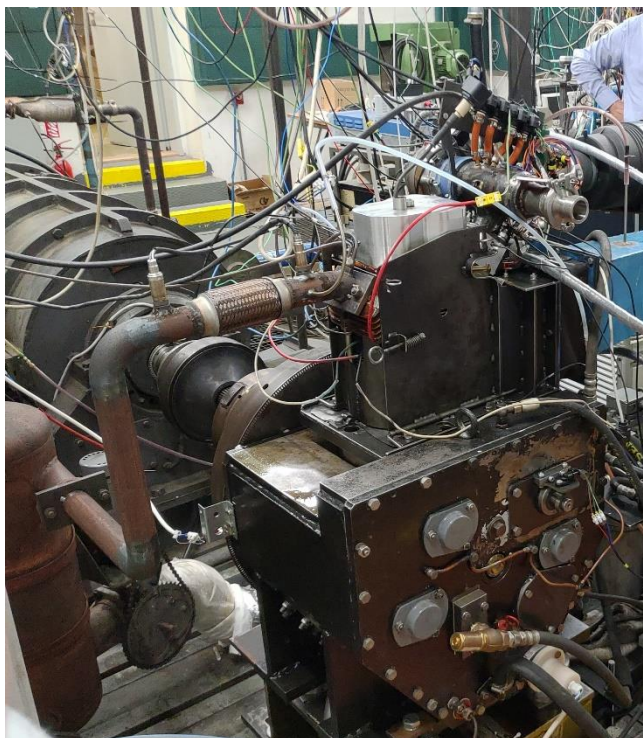
Dle výsledků výpočtu lze předpokládat poměrně velké množství vzniklého kondenzátu, a z tohoto důvodu se bude muset při konstrukčním návrhu do EGR linky zařadit nádoba na zachytávání vytvořené vody.



7 Konstrukční návrh EGR linky

7.1 Brzdové stanoviště

Zařízení pro recirkulaci spalin bylo navrženo pro experimentální motor, který se nachází na brzdovém stanovišti (Obr. 15) v laboratořích Ústavu automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel. Původní vznětový motor chlazený vzduchem pochází z dílen Tatry. Nyní je přestavěn na zážehový motor o objemu 1600 cc s přímým vstřikováním vodíku a je přeplňován objemovým dmychadlem.



Obrázek 15 Brzdové stanoviště

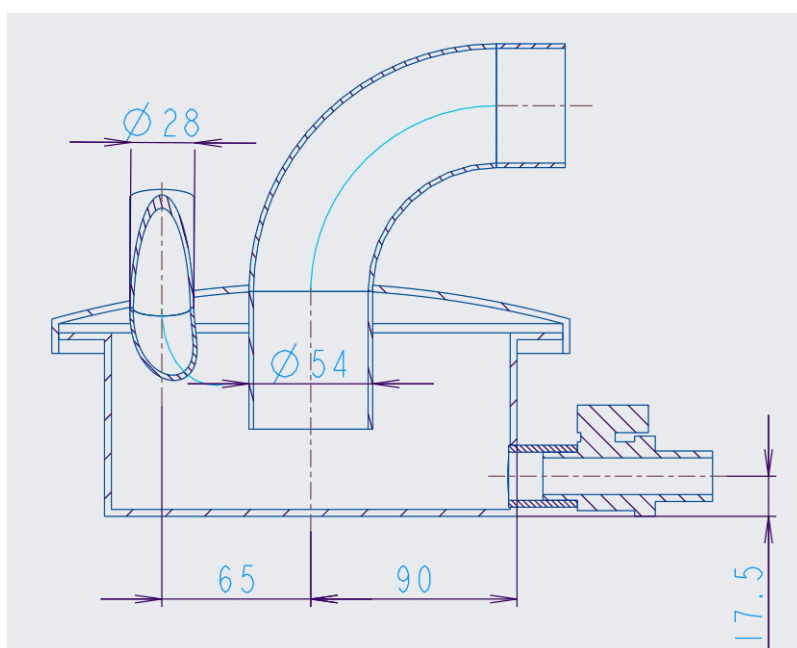
Následující část práce se věnuje představení šesti variant řešení recirkulace spalin pro snížení emisí a jejich srovnání vzhledem k zástavbovým rozměrům a tlakovým ztrátám. Taktéž bude řešeno množství kondenzátu, vznikající kondenzací vody při ochlazení spalin, a jeho odvod. V poslední části práce bude ukázán návrh cesty spalin ve výpočetním modelu v programu GT Power.



7.2 Nádoba na kondenzát

Jak ukázal výpočet množství kondenzátu vznikajícího při spalování vodíku v kapitole 6, je zapotřebí navrhnout nádobu na zachycení zkondenzované vody. Pro tento účel bylo navrženo využití tlakového hrnce, původně určeného na vaření. Pro účely tohoto řešení byl vybrán tlakový hrnec značky Alza o objemu 2,5 l, který má deklarovanou výdrž 3 bary.

Na obrázku níže (Obr. 16) lze vidět jeho zjednodušený 3D model. Do samotného hrnce je ve výšce 17,5 mm vyvrtán otvor o průměru 27 mm, do kterého je navařena krátká trubka s vnějším závitem na druhé straně. Do víka hrnce jsou vyvrtány dva otvory, jeden o průměru 54 mm je umístěn uprostřed a druhý s průměrem 28 mm je umístěn ve vzdálenosti 65 mm od středu. Tento otvor je vrtán pod úhlem 15° ke svislé ose.

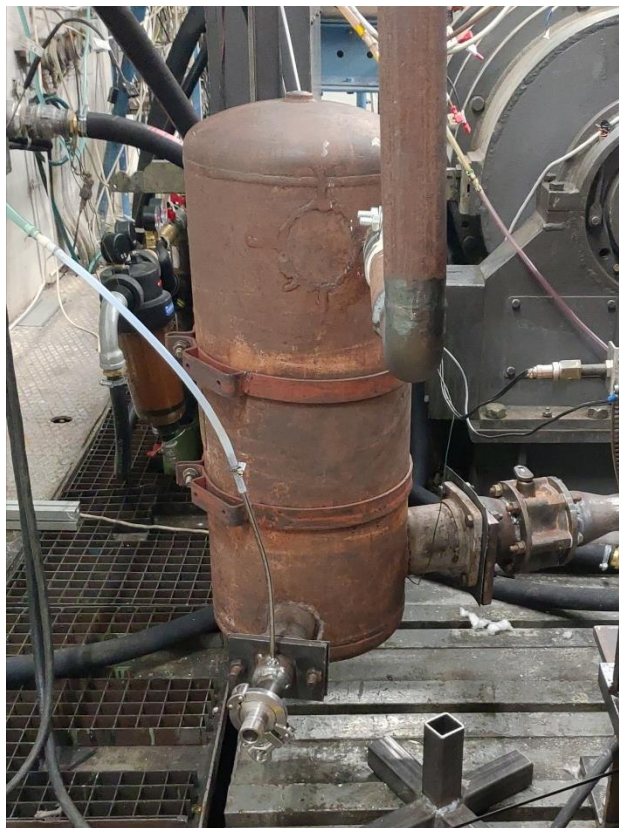


Obrázek 16 Sestavení nádoby na kondenzát

7.3 Výchozí návrh cesty spaliny

Prvotním úkolem bylo navrhnout samotnou cestu pro recirkulované spaliny s adaptací chladiče a EGR ventilu, který pochází původně z traktoru značky Zetor. K vytvoření návrhu komponent EGR linky byl použit program Creo Parametric 7.

Nejdříve bylo vybráno vhodné místo pro odvod spalin z původního výfukového potrubí. Pro tento účel bylo vhodné využít jednu z již existujících přírub vycházejících z ustalovací nádoby (Obr. 17), momentálně využívanou pro umístění průřezné membrány.

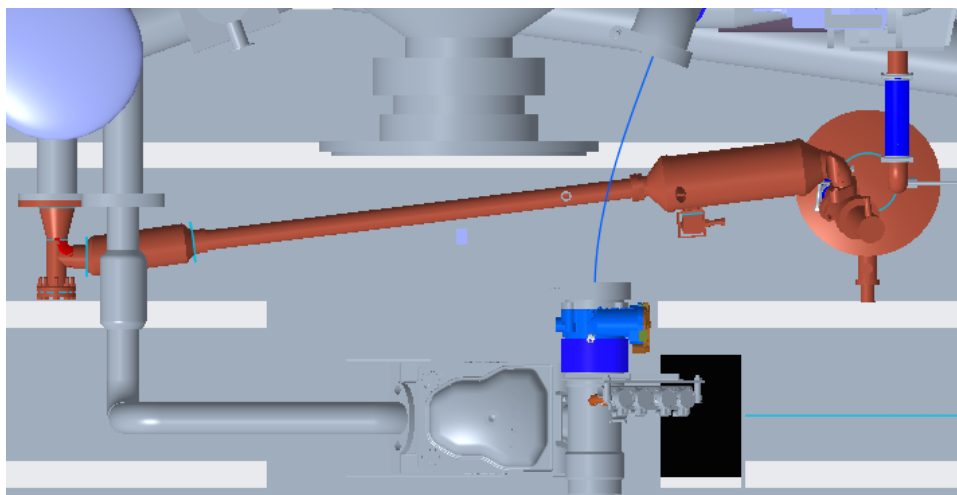


Obrázek 17 Ustalovací nádoba s průřeznou membránou

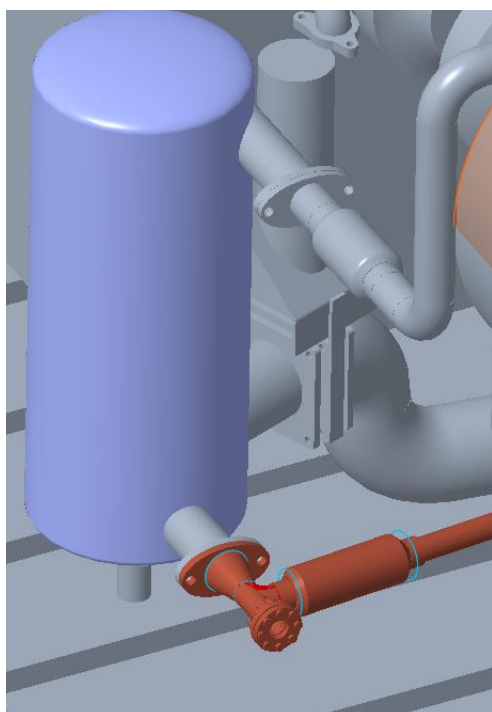
V následujících podkapitolách je popsáno šest možných variant řešení recirkulace spalin ve vodíkovém motoru. Následně jsou všechny tyto možnosti porovnány a je zvolena nejméně problematická varianta.

7.4 První varianta – dlouhá cesta horkých spalin

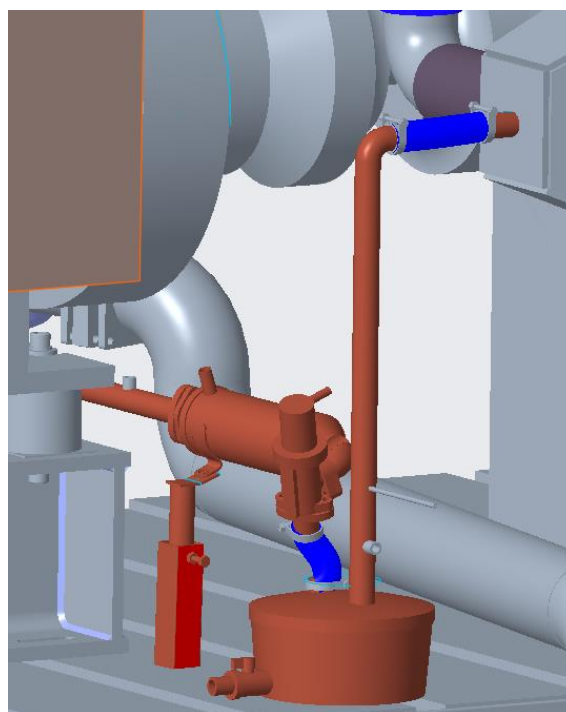
V prvním návrhu je cesta horkých spalin z výfuku výrazně delší než cesta spalin již ochlazených (Obr. 18). Taktéž je využito pružného dílu výfuku, tzv. vlnovce, který slouží k vyhnutí se loži samotného motoru. Problémem je nutnost výrazného ohnutí tohoto vlnovce, což by s velkou pravděpodobností způsobilo jeho poškození a vypouštění spalin do okolí. Podpora je uvažována pouze u EGR chladiče, což vede k velkým vibracím a možnému pohybu celého systému recirkulace spalin, a to zvyšuje pravděpodobnost jeho poškození (Obr. 19). Návrat spalin do sání se realizuje přes otvor se závitěm v boku mezichladiče. Ten je ovšem poměrně malý, takže by mohlo dojít k aerodynamickému ucpání přívodu spalin. Druhou možností by bylo převrtání otvoru na větší průměr, což by ale znamenalo komplexnější zásah do samotného mezichladiče a možnost jeho poškození (Obr. 20).



Obrázek 18 Půdorys linky spalin



Obrázek 19 Odběr spalin



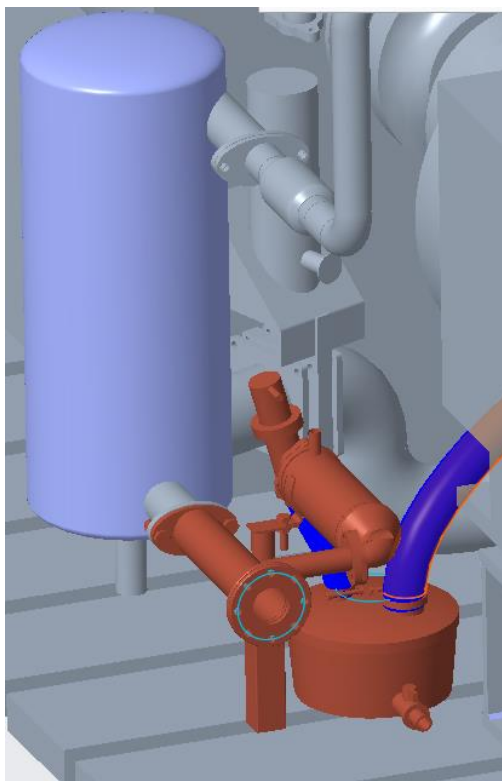
Obrázek 20 Řešení chlazení a zachycení kondenzátu

7.5 Druhá varianta – zkrácená cesta horkých spalin

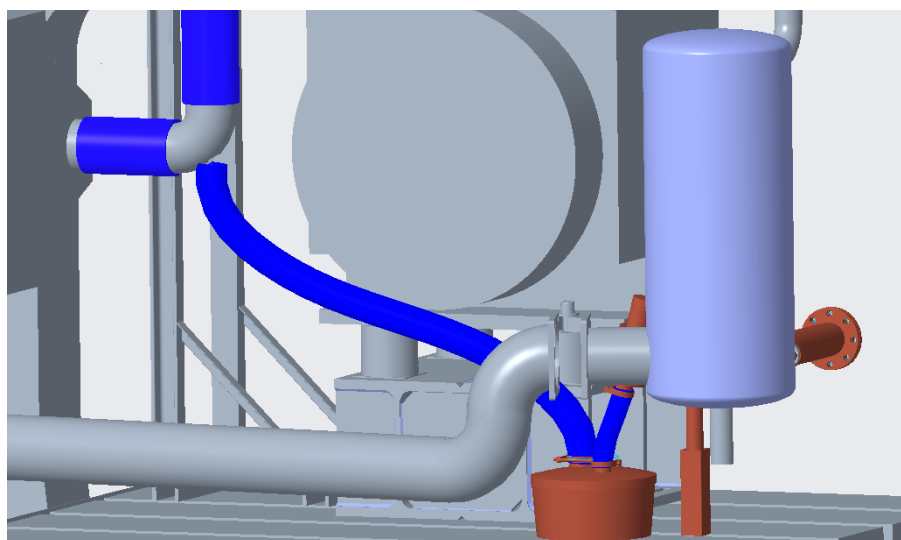
V druhém návrhu byla cesta horkých spalin výrazně zkrácena a EGR chladič byl zařazen do těsné vzdálenosti za ustalovací nádobu (Obr. 21). Ventil za chladičem byl připojen k nádobě na kondenzát silikonovou hadicí. Návrh nádoby a vstupní trubky avšak nebyl řešen jako centrifuga, tudíž nedocházelo k tak účinnému odvodu kondenzátu. Z nádoby na kondenzát vycházela svisle vzhůru trubka, která byla spojena silikonovou hadicí přímo s návarkem v kolenu za mezichladičem. Zde se objevuje hned několik problémů. Prvním je složitost vyvrtání potřebného otvoru pod daným úhlem do již existujícího kolene. Druhým problémem je příliš dlouhá silikonová hadice (Obr. 22), u které dochází k výraznému



nafukování z důvodu vysokých tlaků spalin. Návrh předpokládal určité ohýbání hadice pro dosažení kýženého propojení, což by vzhledem k její vysoké pevnosti zapříčinilo ohyby, a tedy v těchto inkriminovaných místech zúžení průměru s následným poškozením hadice.



Obrázek 21 Řešení chlazení druhého návrhu



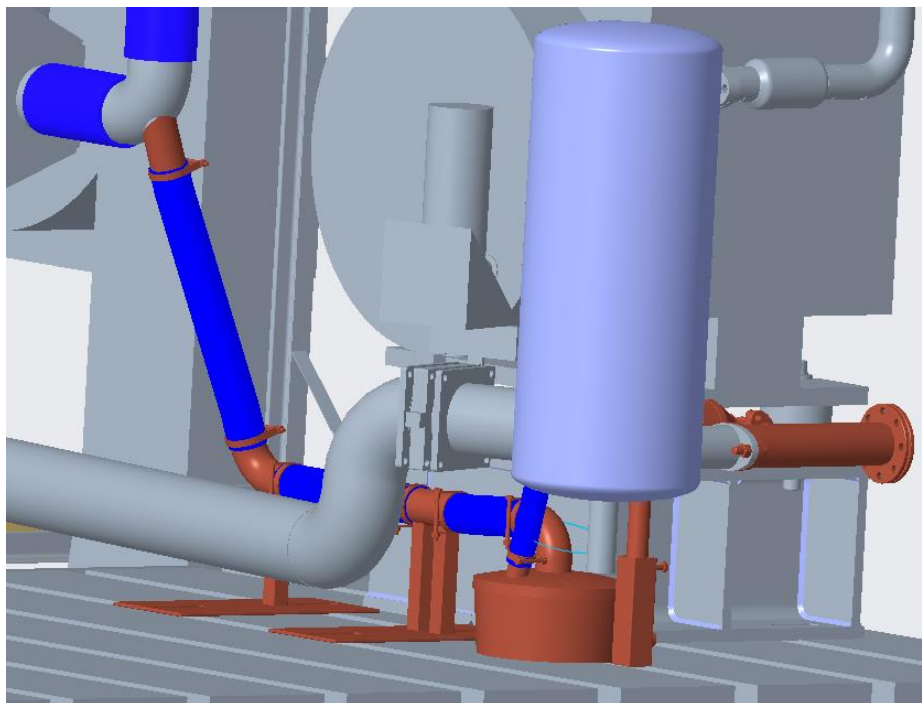
Obrázek 22 Návrat do sání druhého návrhu

7.6 Třetí varianta – úprava návrhu dva

Třetí návrh vycházel z předchozí varianty, ovšem pro zkrácení délky silikonové hadice byly použity držáky s navařenou trubkou, umístěné souběžně s motorem (Obr. 23). Tímto řešením se dosáhlo rozdělení hadice na dvě kratší části, čímž byl částečně eliminován



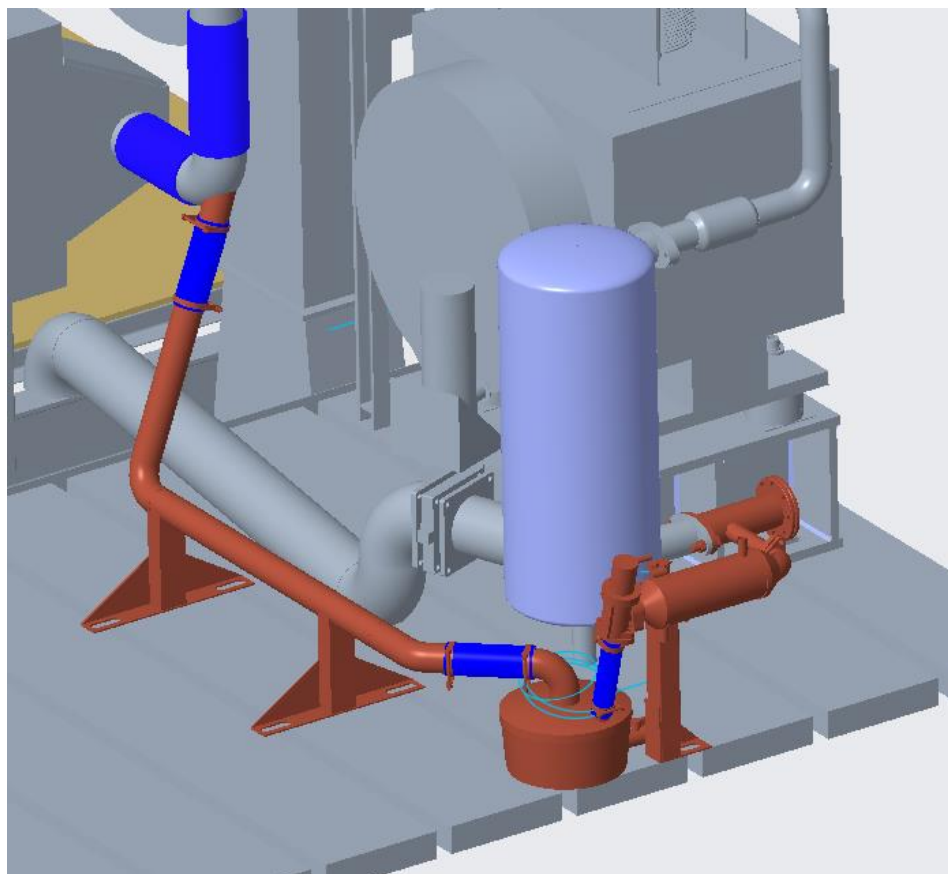
problém s ohýbáním hadice, ovšem přetrvala složitost vrtání otvoru do kolene sání. Taktéž se přidal problém s velmi omezeným prostorem pro manipulaci s trubkami vzhledem k omezeným zástavbovým rozměrům mezi ložem motoru a izolací výfukového potrubí neuvedenou ve 3D modelu.



Obrázek 23 Upravený návrat do sání třetího návrhu

7.7 Čtvrtá varianta – změna umístění EGR chladiče a ventilu

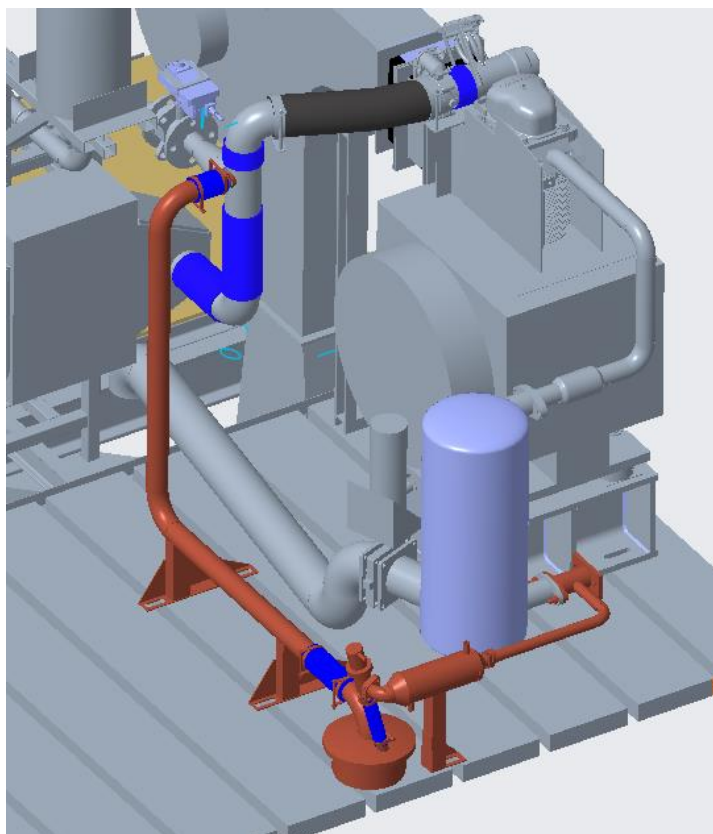
Čtvrtý návrh řešení spaliny odebírá na totožném místě jako předchozí tři návrhy, ale EGR chladič a ventil je umístěn na opačné straně ustalovací nádoby (Obr. 24). Nádoba na kondenzát je již řešena jako odstředivka a spojení jejího výstupu se sáním je realizováno dvěma krátkými hadicemi, které jsou připevněné k dlouhé svařované konstrukci trubek a kolen. Ovšem i tento návrh přináší některé obtíže. Prvním problémem je opět vrtání a navařování trubky do kolene v sání. Při navrtání otvoru dojde k porušení stěny kolene, po které se vzduch hnaný z mezichladiče stáčí ve směru proudění, což v této oblasti vyvolává velké turbulence a dochází k narušení toku vzduchu do motoru, což by mohlo ovlivnit jeho samotný chod. Druhým problémem je nedostatek místa v bezprostřední blízkosti ustalovací nádoby pro umístění nádoby na kondenzát.



Obrázek 24 Čtvrté řešení EGR linky

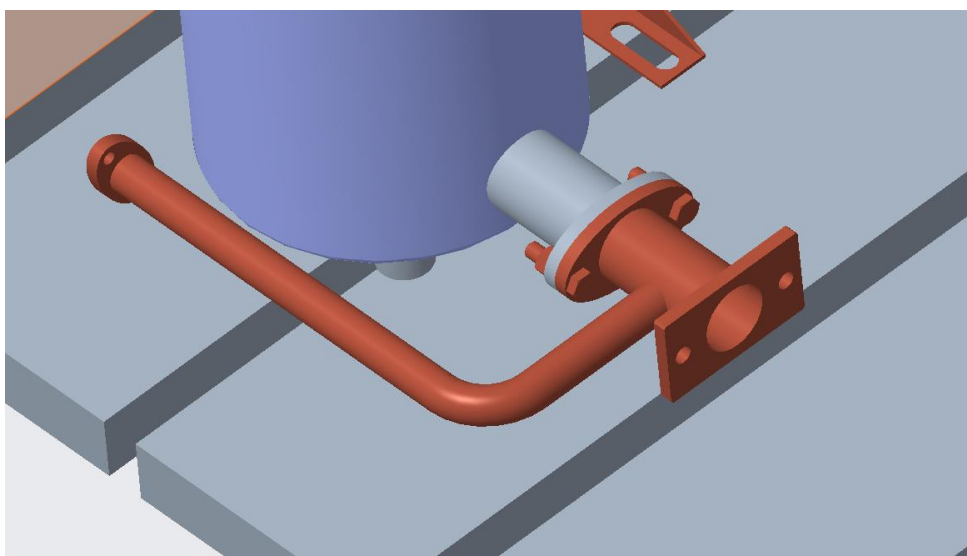
7.8 Pátá varianta – optimalizace předchozích variant

Pátý, jeden ze dvou finálních návrhů vychází z návrhu předešlého. Úvodní část vedoucí horké spaliny se mírně prodlouží pro vytvoření dostatečného místa pro umístění nádoby na kondenzát (Obr. 25). Tím se následně naskytne možnost zjednodušit i dlouhou svařovanou konstrukci. Návrat spalin do sání není realizován v koleni za mezichladičem, ale v trubce tvaru T nad ním, ve které se schází tok vzduchu z mezichladiče s obtokem dmyhadla. Toto umístění již výrazně neovlivňuje samotné proudění hnaného vzduchu a spojení dílů je též jednodušší na realizaci.



Obrázek 25 Finální návrh EGR linky

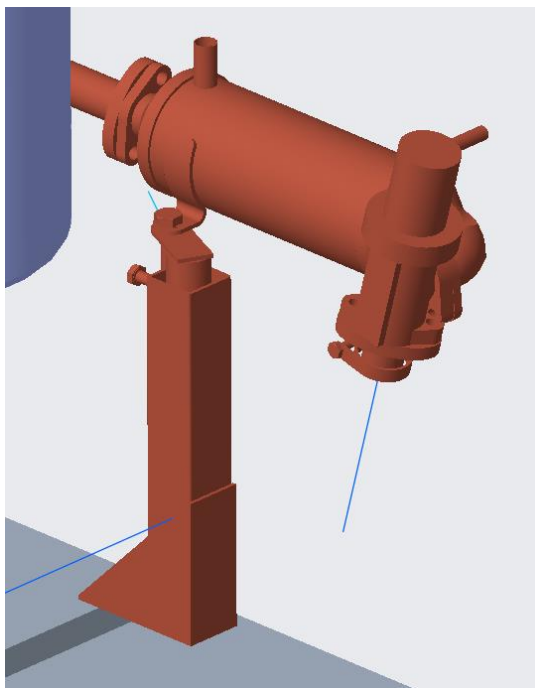
Sestava pro odběr spalin (Obr. 26) sestává z třech přírub, jedné na ustalovací nádobě, druhé na průtřzné membráně a třetí pro EGR chladič, trubky o vnitřním průměru 50 mm (dále jen 50), trubek o vnitřním průměru 25 mm (dále jen 25) a 90° kolene průměru 25 mm. Příruby jsou navařené z obou stran k trubce 50, do které je vyvrtán otvor sloužící pro umístění a navaření kolene a trubek 25, na konec jedné z nichž se přivaří příruba na přichycení chladiče.



Obrázek 26 Výstup z ustalovací nádoby

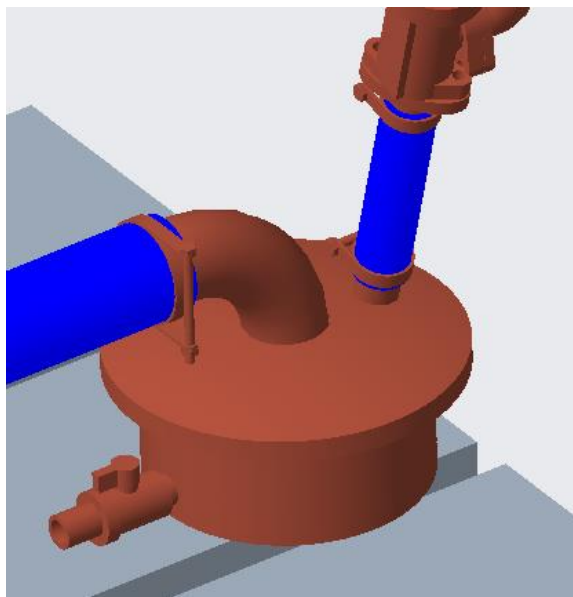


Na přírubu je našroubován EGR chladič, který je také připojen dvěma šrouby k EGR ventilu. Na EGR ventil je dvěma šrouby přišroubována identická příruba jako výše uvedená, ke které je přivařena krátká trubka 25 pro uchycení silikonové hadice. EGR chladič je podpírán držákem vytvořeným svažením ohýbaného a svařovaného plechu se čtvercovým jeklem, do kterého se zasune trubka, na jejíž vršek je přivařen plíšek s otvorem o průměru 11 mm (Obr. 27). Výška držáku se nastavuje vysunováním trubky, která je zaaretována pomocí utažení šroubu v matici přivařené k jeklu.

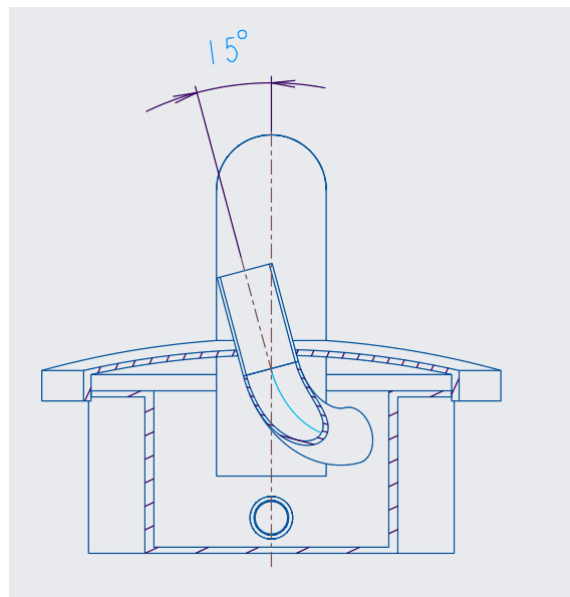


Obrázek 27 EGR chladič, ventil a držák

Výše zmíněnou silikonovou hadicí je ventil napojen na nádobu pro odběr kondenzátu. Pro vytvoření takové nádoby se použije tlakový hrnec o vnitřním průměru 160 mm a výšce 80 mm, trubka a koleno 25, dvě trubky a koleno 50 a vypouštěcí ventil s trubkovým závitem. Jak je vidět na obrázku níže, do víka hrnce jsou vyvrtány dva otvory, jeden o průměru 28 mm vrtaný pod úhlem 15° a druhý umístěný uprostřed o průměru 54 mm. V samotném těle hrnce je u dna vyvrtán otvor, do něž je přivařen návarek se závitem (Obr. 28 a 29). Do závitu je našroubován vypouštěcí ventil. Do menšího otvoru je přivařena trubka 25 s kolennem 25 směřujícím na obvod hrnce, čímž je dosaženo víření ochlazených spalin, při němž se odstředí zkondenzovaná voda. Do většího otvoru je přivařena sestava dvou trubek a kolene 50.

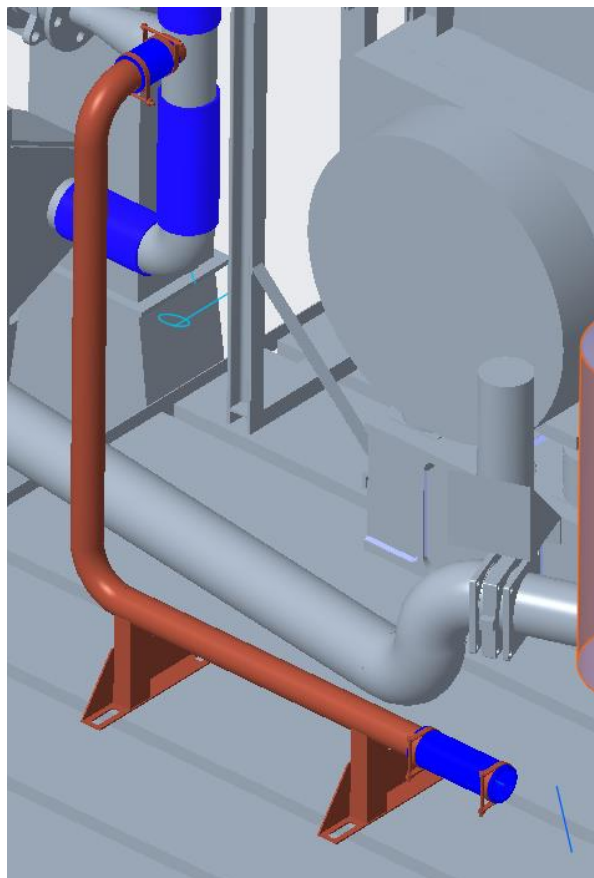


Obrázek 28 Nádoba na kondenzát



Obrázek 29 Řez nádoby vstupní trubkou

Kondenzační nádoba je spojena další silikonovou hadicí se sestavou dlouhé zadní části EGR linky (Obr. 30). Sestava je vytvořena svařením tří trubek 50 a dvou kolen 50 s dvěma podstavci svařenými z ohýbaného plechu a obdélníkového jeklu. Konec této části je další silikonovou hadicí spojen s trubkou 50, která je přivařena do již existujícího T dílu sání, ve kterém se spojují trubky vedoucí vzduch z mezichladiče a z obtoku objemového dmychadla.



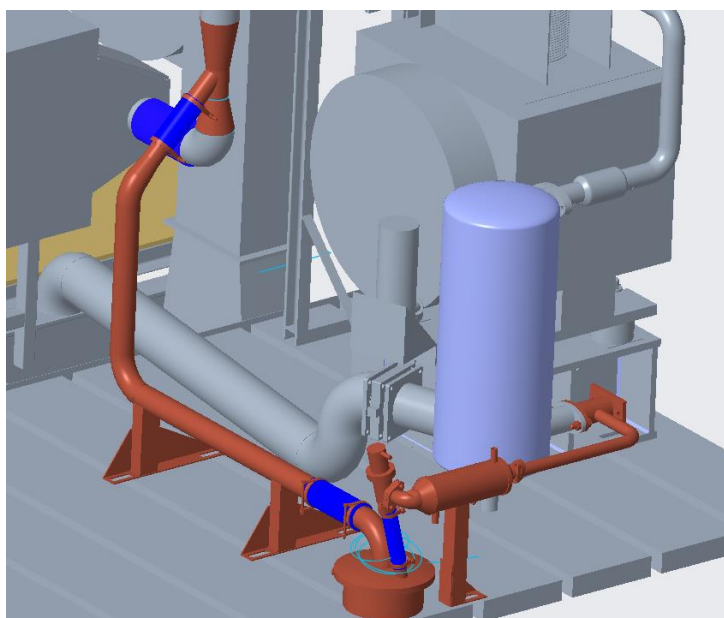
Obrázek 30 Sestava zadní části EGR linky



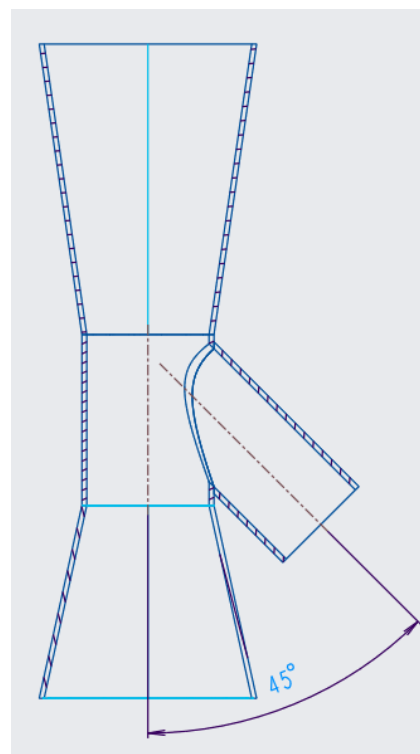
7.9 Šestá varianta – použití ejektoru

Tato varianta vychází z varianty předchozí, s tím rozdílem, že spaliny se do plnicí soustavy motoru vrací skrze hrdlo ejektoru umístěného za mezichladičem (Obr. 31 a 32). Ejektor je navržen jako venturiho trubice s vedlejším přítokem v jejím hrdle. Prvním krokem při dimenzování ejektoru je zvolení průměru hrdla, na který se potrubí zúží. Vnitřní průměr byl zvolen 50 mm pro recirkulaci 5 % až 15 % spalin a později byl upraven na 47 mm pro recirkulaci 20 % až 30 % spalin. Dále byla určena délka zúžení a rozšíření s ohledem na zástavbové rozměry na brzdovém stanovišti. Následně byly ověřeny podmínky pro možnost použití venturiho trubice se zvoleným průměrem.

Při průměru hrdla 50 mm se zvolila délka vstupu do ejektoru 79 mm a pro výstup 119 mm. Pomocí délek a rozdílu mezi průměry sání a hrdla ejektoru se vypočetly vrcholové úhly zúžení a rozšíření goniometrickými funkcemi. V případě zúžení se jedná o 25° a pro rozšíření $16,6^\circ$. Pro vyhovující venturiho trubici musí být Reynoldsovo číslo menší než 10^6 a rychlost proudícího vzduchu v hrdle musí být podzvuková. V tomto případě se Reynoldsovo číslo spočítá ze vztahu 13 v kapitole 7.10 a vychází zhruba 79 225. Rychlost proudění vzduchu spočítaná dle vzorce 12 v kapitole 7.10 je 22,5 m/s. Tato rychlost je menší než 357,5 m/s, což odpovídá rychlosti zvuku při teplotě 45°C . Obě podmínky jsou splněny, a tudíž lze použít navrženou venturiho dýzu.



Obrázek 31 Cesta spalin s venturiho dýzou v sání



Obrázek 32 Ejektor v řezu



7.10 Porovnání návrhů recirkulace spalin

Z hlediska zástavbových rozměrů brzdového stanoviště je využití možností popsaných v kapitolách 7.4, 7.5 a 7.6 velmi nepravděpodobné. Třetí varianta by byla přípustná s modifikacemi v oblasti sestavy trubek oddělující silikonové hadice, což zahrnuje zúžení plechu pro držák trubek a zanechání pouze jedné drážky pro přišroubování k podlaze. Následně by se návrat do sání realizoval přes návarek v trubce tvaru T, podobně jako v posledním zmíněném návrhu. Čtvrtý případ není možno použít vzhledem k omezenému místu okolo ustalovací nádoby. Proto se jako ideální jeví návrh pět a šest s nejhodnějším umístěním linky. To má navíc výhodu ve faktoru dosud nezmiňném, a to ve vzdálenosti od výfukového potrubí. Pokud by totiž cesta recirkulovaných spalin byla příliš blízko výfukovému potrubí, ochlazený plyn by se opět zahříval a docházelo by ke zvyšování teploty i nově smíchané směsi v sání, což by mohlo mít za následek snížení účinnosti motoru.

K porovnání z hlediska tlakových ztrát byl sestaven výpočtový model v Excelu (viz příloha *Výpočty EGR*, list *Tlakové ztráty*) s výpočty jednotlivých ztrát v trubkách a kolenech (Obr. 33).

Pro výpočet rychlosti proudění v potrubí byl použit vztah, kde m je hmotnostní tok, ρ hustota a S průřez:

$$v = \frac{\dot{m}}{\rho * S} \quad (12)$$

Reynoldsovo číslo bylo určeno dle vzorce, kde je η kinematická viskozita:

$$Re = \frac{\rho * v * d}{\eta} \quad (13)$$

Kinematická viskozita byla aproximována rovnicí:

$$\eta = 8 * 10^{-11}x^2 + 9 * 10^{-8}x + 10^{-5} \quad (14)$$

Dále se součinitel tření vypočítal ze vztahu:

$$\zeta = \frac{64}{Re} \text{ pro } Re < 2300 \text{ a } \zeta = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}} \text{ pro } Re > 2300 \quad (15)$$

A samotná tlaková ztráta v trubkách byla určena dle následující rovnice, kde ζ je součinitel tření a l délka potrubí:

$$\Delta P = \zeta \frac{l v^2}{d} \quad (16)$$



Tlakovou ztrátu v kolenu lze vyvodit z následujícího vztahu, kde ζ_{kol} je součinitel ztrát kolena:

$$\Delta P_{kol} = \rho \zeta_{kol} \frac{v^2}{2} \quad (17)$$

	Var. 1	Var. 2	Var. 3	Var. 4	Var. 5	Var. 6
Jednotlivé tlakové ztráty [Pa]	T 71,678	T 0,4557	T 0,4557	T 0,1518	T 0,1518	T 0,1518
	T 22,425	T 12,873	T 12,873	T 12,458	T 12,4586	T 12,4586
	T 8,0942	T 2,2904	T 1,621	T 2,5962	T 24,9173	T 24,9173
	T 2,7489	T 0,4767	T 0,3121	T 0,1021	K 4,6016	K 4,6016
	K 4,6016		T 0,2610	T 0,4228	T 2,6726	T 2,6726
	K 20,063		K 0,142	T 0,2468	T 0,1248	T 0,1248
	Z 2,2494			K 2,2738	T 0,3683	T 0,3683
				K 0,1421	T 0,4313	T 0,201
					T 0,0879	T 0,0879
					K 2,2738	T 2,2739
					K 0,1421	T 0,1421
						Z 0,1366
Celkové tlakové ztráty [Pa]	109,44	16,1	15,81	18,54	48,51	48,23

Vysvětlivky	
T	Trubka
K	Koleno
Z	Zúžení

Obrázek 33 Tlakové ztráty jednotlivých variant

Při využití první varianty řešení se vzhledem k dlouhé cestě teplých spalin dosahuje několikanásobně vyšších ztrát než ve zbylých návrzích. Nejnižších hodnot tlakových ztrát dosahovala druhá verze s ohledem na poměrně přímou cestu spalin silikonovou hadicí do sání, nicméně při nafukování této hadice by docházelo k navyšování ztrát. Podobných ztrátových hodnot dosahují i verze třetí a čtvrtá. Poslední, pátá verze má hodnotu ztrát zhruba ve výši trojnásobku předešlých verzí, avšak poloviční oproti verzi jedna. To je způsobeno prodloužením cesty teplých spalin pro zaručení dostatečného místa na umístění všech komponent. Na základě tohoto srovnání lze vyvodit, že z hlediska tlakových ztrát by bylo ideální použít jednu z možností, kde cesta teplých spalin je co nejkratší, a zároveň nehrozí navyšování tlakových ztrát při nafukování silikonových hadic. Na druhou stranu EGR linky v těchto návrzích jsou poměrně blízko výfukového potrubí, což bude tlakové ztráty do



jisté míry zvyšovat. Z tohoto hlediska by bylo vhodné použít jeden ze dvou posledních návrhů rozložení cesty spalín.

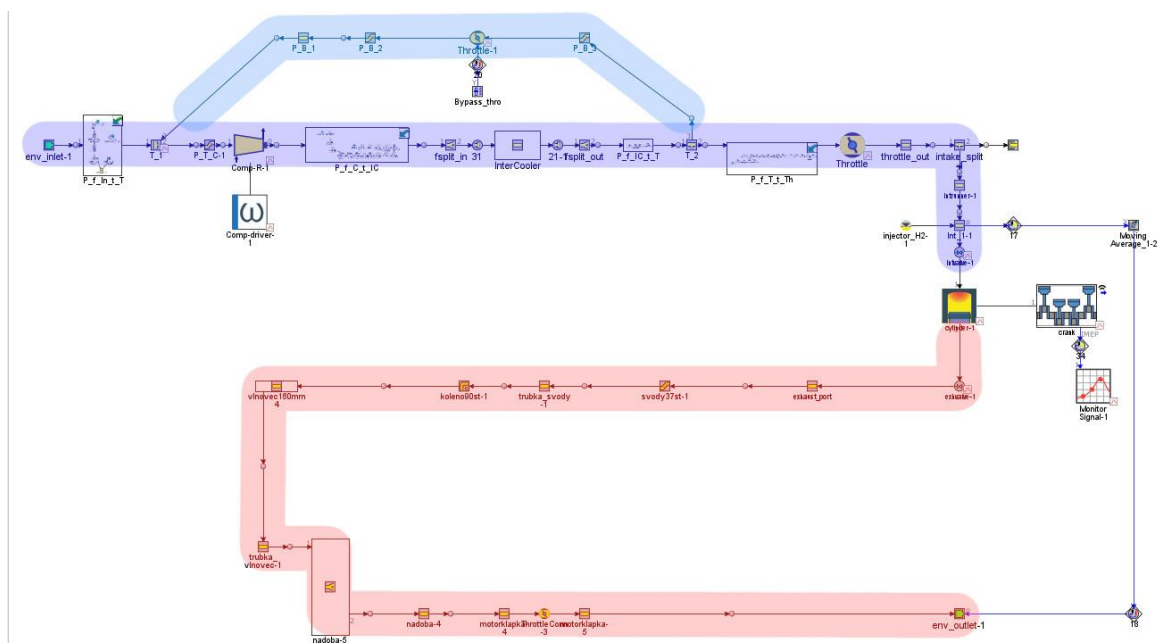
V případě, že klapkou na výfuku nebude možné spaliny škrtit na dostatečně vysoký tlak pro zaručení tlakového spádu mezi výfukem a sáním, a tím pádem pro fungování pasivního EGR, bude se muset přistoupit na alternativní návrh tzv. aktivního EGR. V tomto případě by se do sání zakomponoval ejektor fungující na principu Venturiho dýzy, do kterého by byly přiváděny recirkulované spaliny. Venturiho dýza je trubka se zužujícím se protékáním průřezem. Při zúžení trubice dochází ke zvyšování rychlosti a zároveň snižování tlaku tekutiny. Postup dimenzování tohoto ejektoru je ukázán v následující kapitole.

8 Simulace v programu GT Power

8.1 Model motoru v GT Power

Následující návrh EGR linky proběhl v programu GT Power vyvinutém společností Gamma Technologies. Tento program umožňuje vytváření 1-D modelů hnacích ústrojí a jejich následné simulování při různých provozních režimech [18].

Model na obrázku 34 odpovídá motoru na brzdovém stanovišti. Plnicí soustava je naznačena tmavě modře, obtok dmychadla světle modře a obtok výfukového potrubí se škrtící klapkou červeně. Škrtící klapka je důležitá pro simulování protitlaku, který by vytvářelo turbodmychadlo připojené za svody výfuku, a také je pomocí ní možné regulovat tlak ve výfuku, a tím zajistit tlakový spád mezi výfukem a sáním pro funkční EGR.



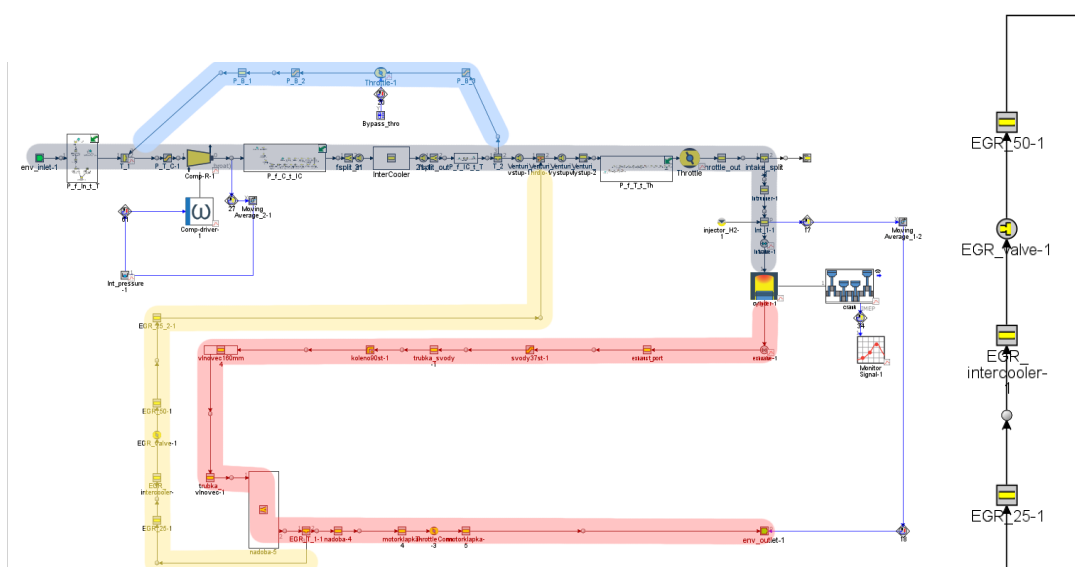
Obrázek 34 Model motoru v GT Power



Následující část práce se věnuje nasimulování chodu motoru při různých zatíženích a zjištění možnosti škrcení výfukové klapky pro zajištění správné funkce recirkulace spalin. Při simulaci je přepínání motoru od 1200 rpm udržováno PID regulátorem zhruba na 2 barech se součinitelem přebytku vzduchu $\lambda=2$.

8.2 Pasivní EGR

Obrázek 35 ukazuje cestu recirkulovaných spalin, která využívá pouze tlakový spád mezi sáním a výfukem. Do barevného schématu je přidána EGR linka označena žlutou barvou. Pro tento případ je nutné určit, do jaké míry se pomocí klapky na výfuku musejí spaliny škrtit, aby se dosáhlo výše zmíněného tlakového spádu. Návrh škrcení proběhl v případech pro recirkulaci v rozmezí 5 % až 30 %.



Obrázek 35 Model motoru s EGR linkou a přiblížení na cestu spalin



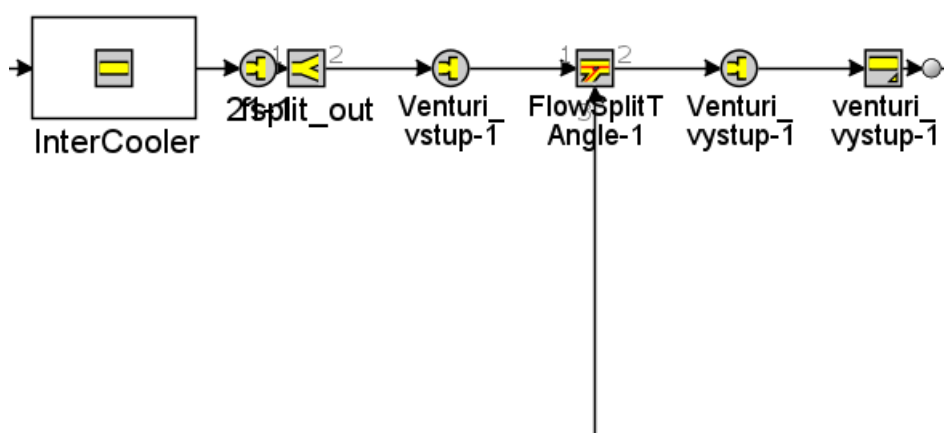
V tabulce níže (Obr. 36) lze vidět experimentálně určené hodnoty škrcení pro jednotlivá množství recirkulace a různá zatížení motoru.

Škrcení [°]	4,9	4,7	4,4	3,14	2,9	3,28	3,65	3,79	4	4,35	4,2	4,25	4,3
rpm	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000
Množství spalin [%]	5,33	5,51	5,36	5,44	5,15	5,15	5,47	5,59	5,27	5,16	5,55	5,42	5,20
Škrcení [°]	4,3	3,67	3,55	2,85	2,66	3	3,4	3,6	3,6	3,95	3,9	3,76	3,85
rpm	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000
Množství spalin [%]	10,58	10,81	10,14	10,65	10,45	10,51	10,39	10,20	10,32	10,41	10,25	10,62	10,36
Škrcení [°]	3,35	2,92	2,76	2,38	2,2	2,48	2,9	3	3,1	3,32	3,42	3,22	3,2
rpm	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000
Množství spalin [%]	16,03	15,75	15,57	15,71	15,17	15,58	15,47	15,88	15,54	15,66	15,65	15,41	15,57
Škrcení [°]	2,46	2,38	2,3	1,8	1,98	2,24	2,6	2,66	2,8	2,94	2,98	2,82	2,72
rpm	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000
Množství spalin [%]	20,12	20,09	20,23	20,44	20,05	20,22	20,69	20,63	20,08	20,14	20,67	20,43	20,64
Škrcení [°]	1,94	1,9	1,9	1,45	1,78	2,06	2,42	2,46	2,5	2,62	2,6	2,55	2,4
rpm	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000
Množství spalin [%]	25,18	25,01	25,13	25,51	25,35	25,22	25,76	25,62	25,32	25,16	25,65	25,13	24,98
Škrcení [°]	1,47	1,48	1,52	1,16	1,4	1,62	2	2,14	2,04	2,18	2,18	2,02	1,98
rpm	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000
Množství spalin [%]	30,61	30,03	30,39	30,47	29,73	30,27	30,25	29,83	29,93	29,97	30,11	31,16	30,35

Obrázek 36 Škrcení výfukové klapky pro docílení určitého množství EGR

8.3 Aktivní EGR

Tato část kapitoly se zaměřuje na návrh cesty recirkulovaných spalin s využitím ejektoru ve výpočtovém modelu motoru (Obr. 37) dle výpočtu v kapitole 7.9.



Obrázek 37 Venturiho dýza v programu GT Power

Venturiho dýza byla v programu GT Power vytvořena pomocí náhlého zúžení, na které navazuje rovná část s přívodem spalin pod úhlem 45° pro jejich usměrnění a dále postupné rozšíření na původní průměr potrubí. Rozměry pro vytvoření ejektoru byly použity z jeho dimenzování v kapitole 7.9.



Použitím ejektoru se dosáhne mírného snížení nutného škrcení výfukové klapky, které zaručuje správný tok recirkulovaných spalin, které je ukázáno v tabulce 38.

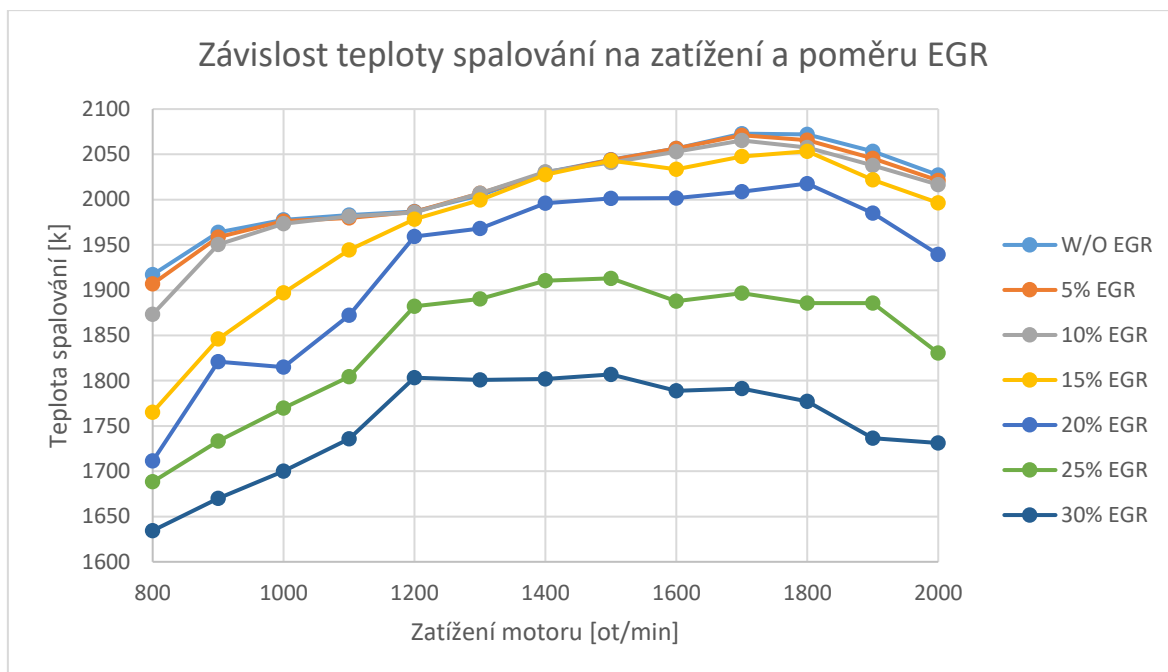
Hrdlo 50 mm													
Škrcení [°]	3,9	3,9	3,8	3,85	2,88	3,35	3,6	4,05	4,2	4,15	4,15	4,35	4,55
rpm	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000
Množství spalin [%]	5,28	5,55	5,37	4,87	5,48	5,60	5,45	5,05	5,14	5,26	5,11	5,18	5,47
Škrcení [°]	3,75	3,55	3,35	2,95	2,62	3,08	3,25	3,55	3,7	3,7	3,55	3,7	3,85
rpm	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000
Množství spalin [%]	10,94	10,93	10,43	10,55	10,19	10,06	10,31	10,64	10,57	10,36	10,88	10,14	10,61
Škrcení [°]	3,4	3,15	2,85	2,3	2,4	2,84	2,9	3,2	3,36	3,28	3,2	3,2	3,35
rpm	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000
Množství spalin [%]	15,34	15,41	15,27	15,33	14,76	15,45	15,95	15,85	15,52	15,67	15,35	15,13	15,27
Hrdlo 47 mm													
Škrcení [°]	4,82	4,9	4,78	2,36	2,45	2,94	3,02	3,3	3,35	3,28	3,08	3	3,08
rpm	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000
Množství spalin [%]	20,02	20,26	20,13	20,74	20,19	20,30	20,86	20,35	20,48	20,46	20,33	20,36	20,31
Škrcení [°]	4	4,1	3,92	2,1	2,04	2,45	2,65	2,82	2,9	2,85	2,65	2,6	2,5
rpm	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000
Množství spalin [%]	25,59	25,24	25,20	24,77	25,47	25,86	25,47	25,71	25,45	25,44	25,41	24,47	25,37
Škrcení [°]	3,4	3,4	3,08	1,75	1,65	2,05	2,3	2,4	2,5	2,4	2,25	2,1	2,05
rpm	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000
Množství spalin [%]	30,54	30,45	30,79	30,33	30,96	30,55	29,94	30,69	30,08	30,58	30,13	30,24	30,41

Obrázek 38 Škrcení výfukové klapky pro aktivní EGR

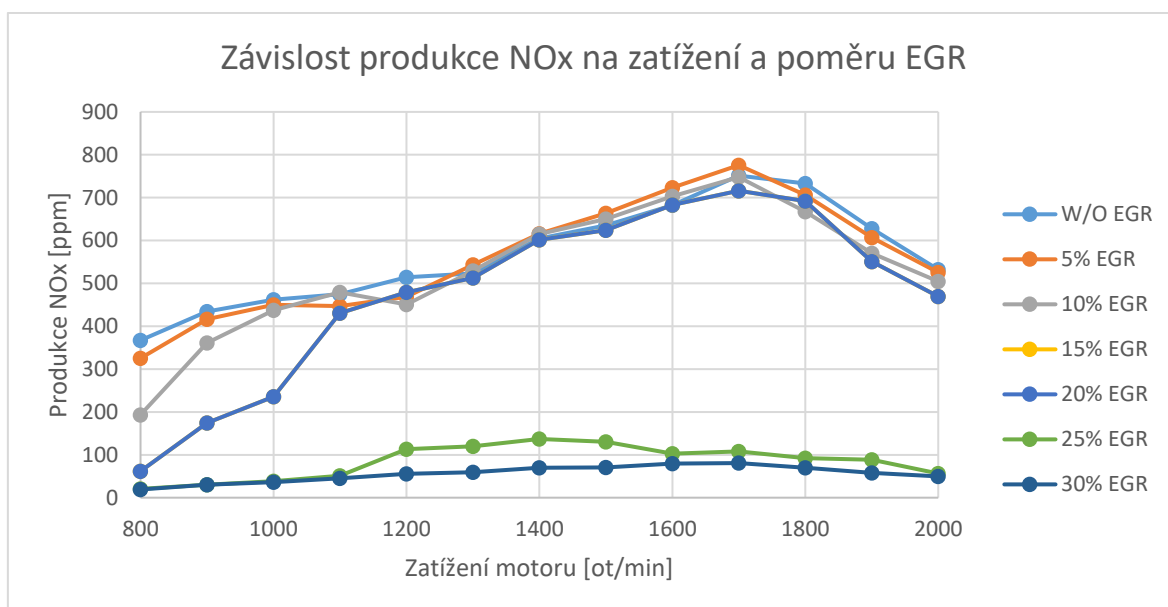
8.4 Porovnání pasivního a aktivního EGR

Recirkulace určitého množství spalin a zároveň škrcení výfuku má vliv na chod a výkon motoru, na kterém jsou úpravy prováděny. V tomto případě byly pozorovány změny teploty spalování, výkonu, kroutícího momentu, účinnosti, a orientačně též množství vyprodukovaných škodlivin.

Grafy níže (Obr. 39 a 40) ukazují závislost teploty spalování a orientační množství vyprodukovaných oxidů dusíku na zatížení motoru a množství recirkulovaných spalin.

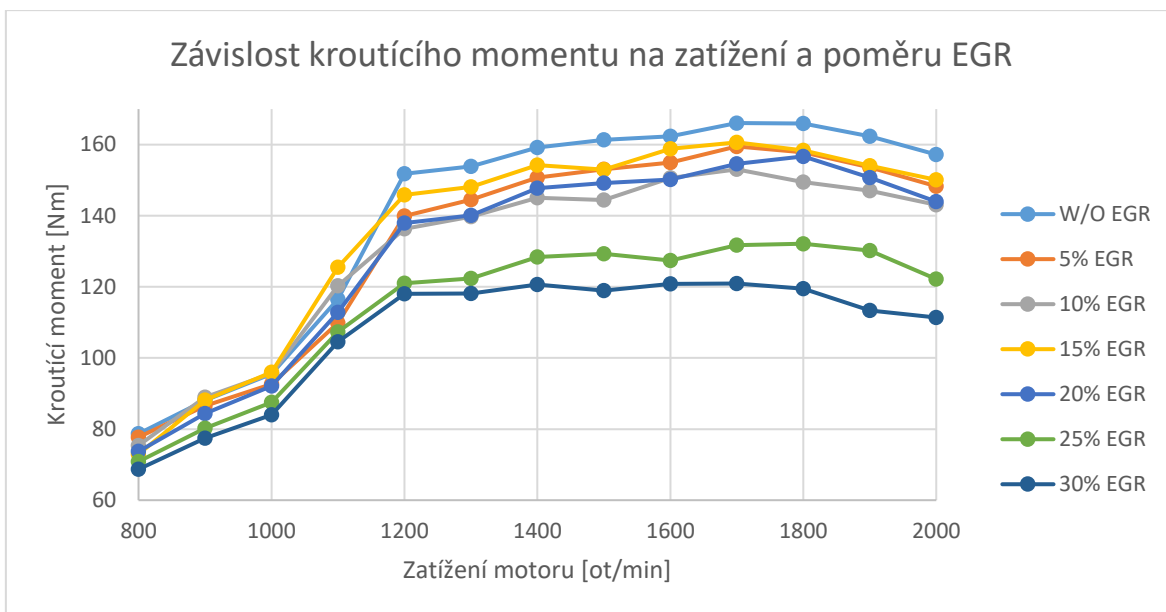


Obrázek 39 Závislost teploty spalování na množství EGR

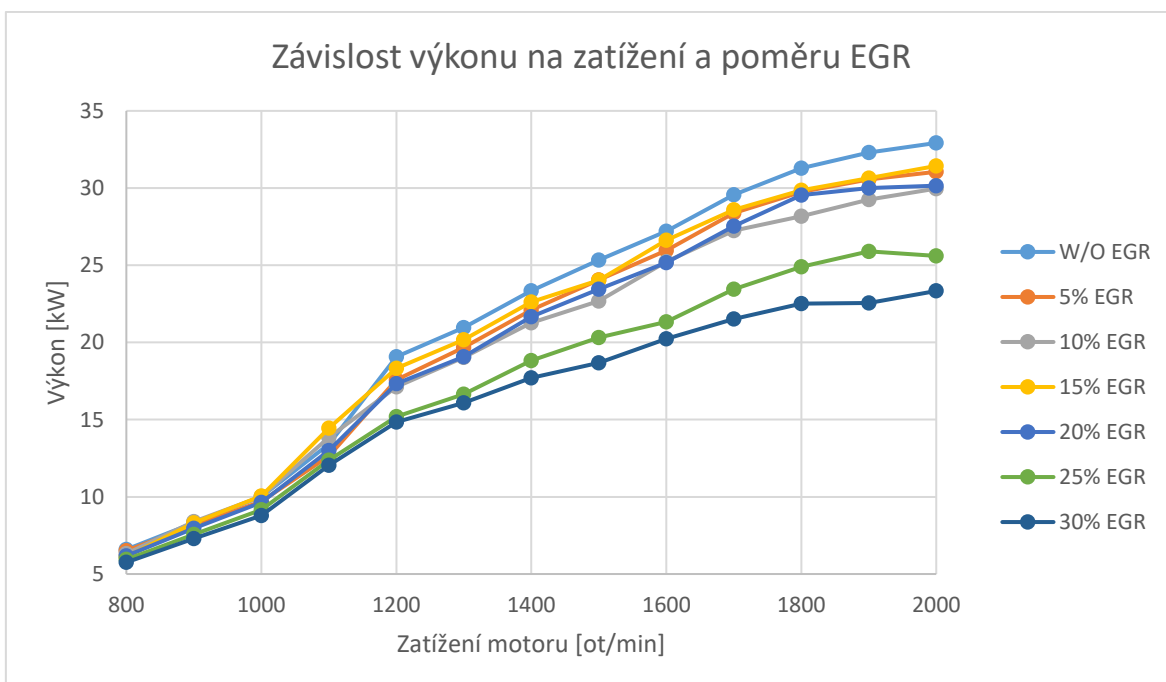


Obrázek 40 Závislost množství NOx na množství EGR

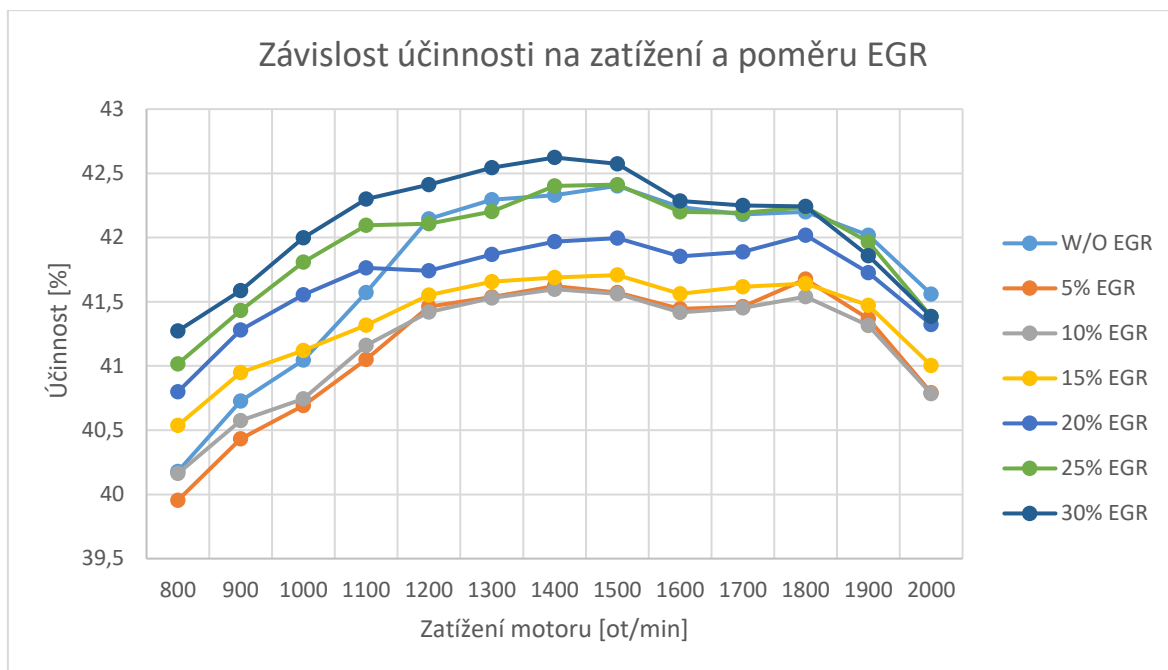
Lze vidět, že při recirkulaci do 15 % se teplota spalování výrazným způsobem nesnižuje, ale dále s rostoucím podílem EGR teplota klesá, nejvíce až o 300 K v případě recirkulace 30 % spalin. Orientační množství vyprodukovaných škodlivin se snižuje s odpovídající tendencí. Největší pokles je stejně jako v případě teploty spalování při 30 %, a to až na hodnoty okolo 40 ppm. Grafy na obrázcích 41, 42 a 43 ukazují závislost výkonu, kroutícího momentu a účinnosti motoru na jeho zatížení a množství recirkulovaných spalin.



Obrázek 41 Závislost kroutícího momentu na množství EGR



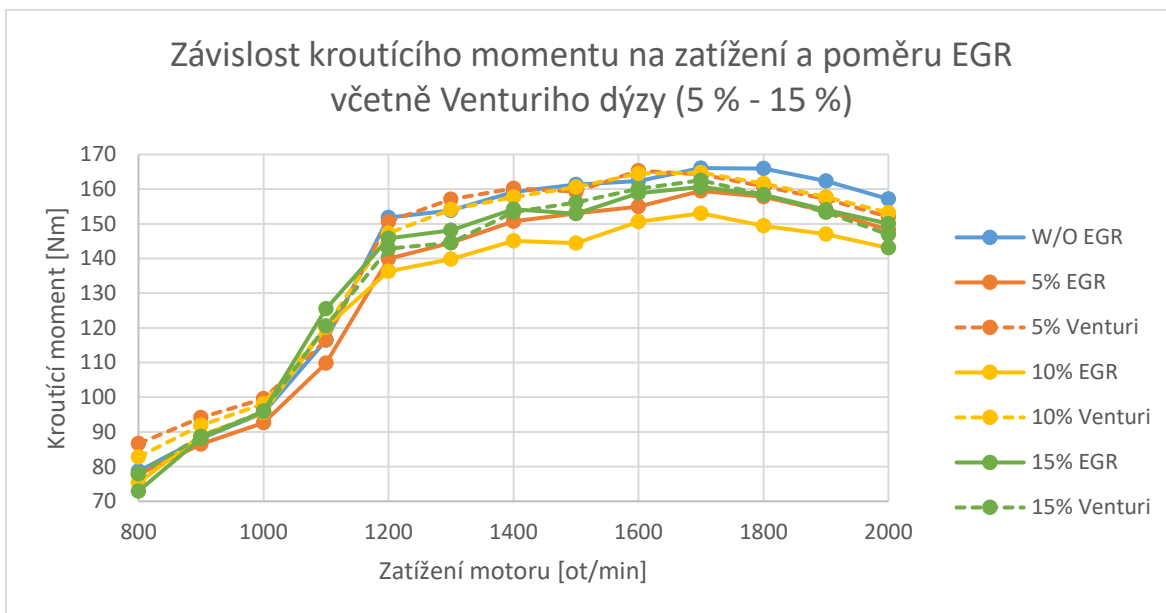
Obrázek 42 Závislost výkonu na množství EGR



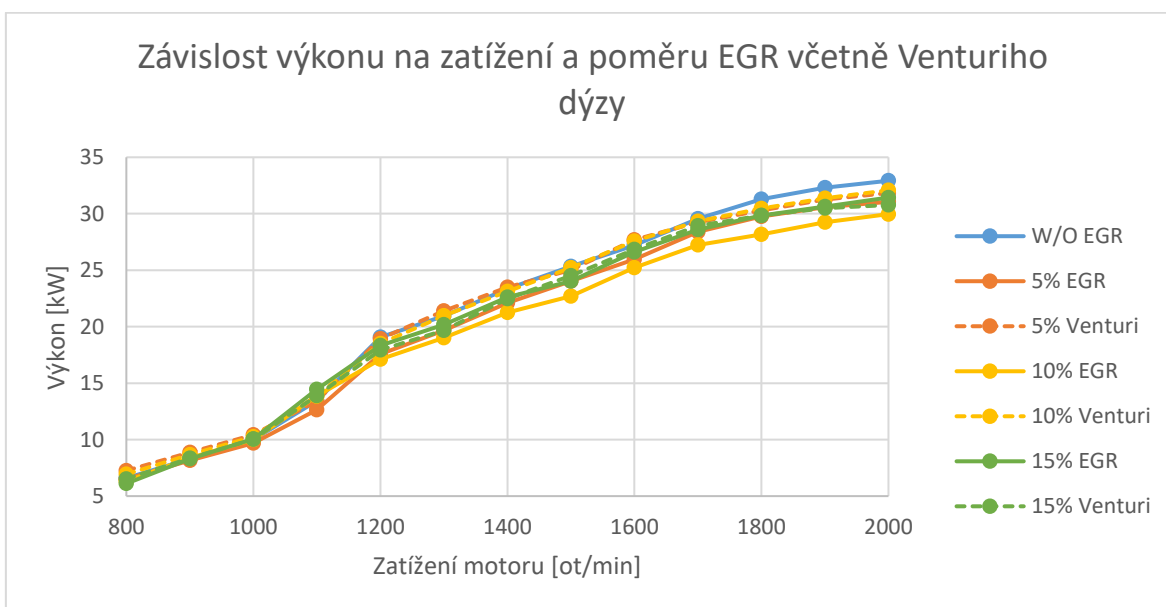
Obrázek 43 Závislost účinnosti na množství EGR

Z grafů je patrné, že v tomto případě mají recirkulované spaliny negativní vliv na kroutící moment a výkon motoru. Je možné pozorovat, že v obou případech se nejmenší propad hodnot projevuje při recirkulaci spalin mezi 5 % až 15 %. Při vyšším zatížení se rozdíl mezi hodnotami výkonu a kroutícího momentu zvětšuje. V případě účinnosti je situace odlišná, neboť lze vidět její zvýšení při vyšších procentech EGR. Při recirkulaci 20 % spalin se hodnota dosahované účinnosti pohybuje na přibližně stejné úrovni jako bez ní. Při snížení procenta využitých spalin se účinnost snižuje, kdežto při použití 25 % a více recirkulovaných spalin se účinnost naopak zvyšuje. Největší vliv na účinnost motoru má recirkulace spalin při nízkých zatíženích, a to zhruba o 1 % vyšší oproti účinnosti motoru bez recirkulace.

Následující grafy porovnávají hodnoty výkonu a kroutícího momentu motoru při recirkulovaní spalin pouze tlakovým spádem mezi výfukem a sáním s hodnotami při použití hnacího prvku v plnicí soustavě. Grafy 44 a 45 ukazují srovnání charakteristik motoru pro recirkulaci 5 % až 15 % spalin s využitím venturiho dýzy o průměru hrdla 50 mm. Pro hodnoty na grafech 46 a 47 je použitý ejektor s průměrem 47 mm.

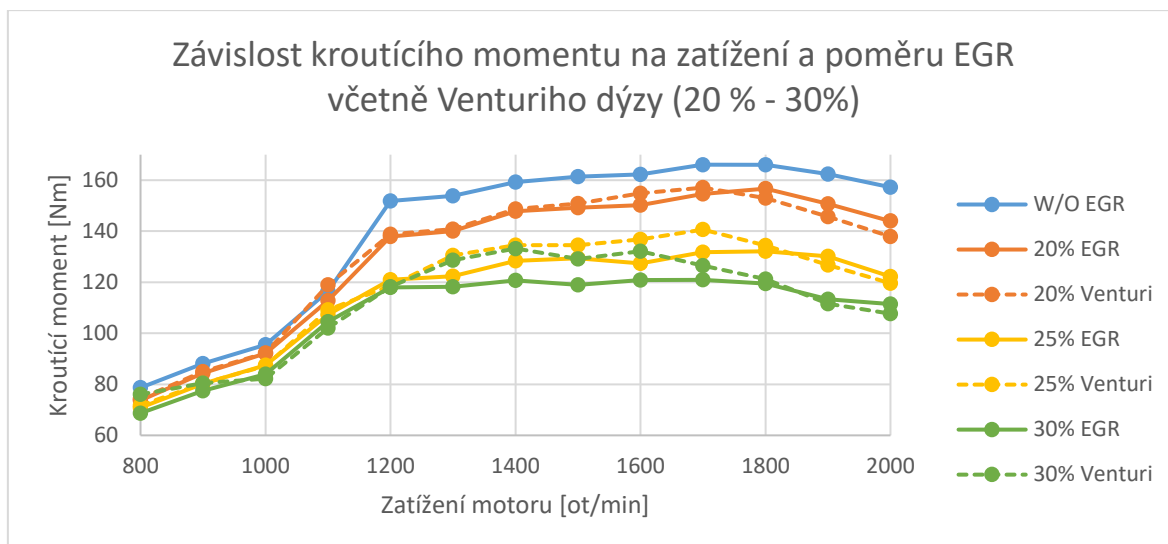


Obrázek 44 Závislost kroutícího momentu na zatížení a množství EGR s ejektorem

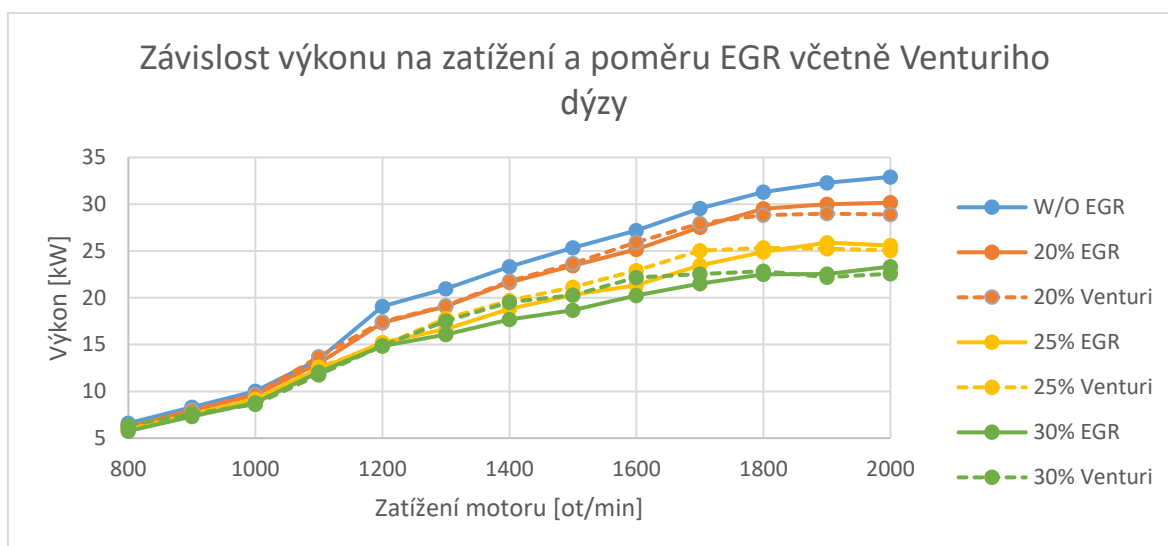


Obrázek 45 Závislost výkonu na zatížení a množství EGR s ejektorem

Z předešlých grafů lze vyčíst, že využití aktivního EGR s venturiho dýzou má pozitivní vliv na výkonnostní charakter motoru oproti EGR pasivnímu. Je patrné že pro recirkulaci 5 % a 10 % spalin se s využitím ejektoru hodnoty vyrovnávají, případně lehce převyšují hodnoty bez recirkulace. Největší nárůst lze pozorovat ve středních zatíženích, a to až o 10 Nm a zhruba 3 kW. Pro 15 % recirkulovaných spalin už nárůst výkonu a kroutícího momentu není tak výrazný, z tohoto důvodu se v simulaci pro větší množství spalin použil ejektor s průměrem 47 mm.



Obrázek 46 Závislost kroutícího momentu na zatížení a množství EGR s ejektorem



Obrázek 47 Závislost výkonu na zatížení motoru a množství EGR s ejektorem

Z předcházejících grafů je možné sledovat lehký nárůst hodnot výkonu a kroutícího momentu při zúžení hrdla ejektoru na 47 mm. Při středním zatížení motoru se výkonnostní charakteristiky motoru lehce zvyšují oproti variantě s recirkulací spalin bez použití ejektoru, avšak už se nevyrovnávají hodnotám při chodu motoru bez recirkulovaných spalin, a tudíž bez škrcení výfukové klapky. Největší rozdíl je vidět pro recirkulaci 30 %, kde se kroutící moment zvyšuje až o 10 Nm a výkon zhruba o 3 kW, tedy stejně jako v předešlém případě ejektoru s hrdlem 50 mm pro 5 % až 15 % recirkulovaných spalin.

Na základě výše porovnaných výsledků lze dojít k závěru, že umístěním ejektoru do plnicí soustavy motoru, což má za následek nutnost menšího škrcení průtoku spalin výfukovou klapkou, se dosahuje lepších hodnot výkonu a kroutícího momentu. Pro recirkulaci spalin do množství 15 % stačí využít ejektor s průměrem hrdla 50 mm, kdežto při vyšší požadované recirkulaci je vhodné využít ejektoru s užším hrdlem.



8.5 Optimální množství recirkulovaných spalin

Na základě výsledků simulací popsaných v kapitole 8 lze dojít k závěru, že pro určení optimálního množství recirkulovaných spalin je třeba najít kompromis mezi snížením teploty spalování, přičemž dojde ke snížení množství vypouštěných škodlivin, a snížením výkonu motoru. Jako nejlepší řešení se jeví použití ejektoru a 25 % recirkulovaných spalin pro mísení s čerstvým vzduchem v sání. Při této variantě se dosahuje velmi výrazného snížení teploty spalování, účinnost motoru je vyšší než v předešlých případech a snížení výkonu a kroutícího momentu není tak výrazné.



9 Závěr

Cílem této bakalářské práce bylo navrhnout cestu recirkulovaných spalin, dále připravit výkresovou dokumentaci pro jednotlivé díly v programu PTC Creo 7 a nasimulovat chod motoru s recirkulací spalin za pomoci softwaru GT Power.

Úvodní část práce se věnuje teoretickým poznatkům o spalování vodíku a funkci spalovacích motorů s různými možnostmi přeplňování. Dále je popsána tvorba a složení výfukových plynů, které vznikají spalováním vodíku, ve srovnání s uhlovodíkovými palivy. Následně se uvádí způsob, jakým se měří emise vozidel a dále je ukázán způsob, jakým se dají některé škodliviny z výfukových plynů redukovat pomocí recirkulace spalin. Poslední část shrnuje poznatky ze soudobých výzkumů zabývajících se problematikou pozitivních a negativních vlivů recirkulace spalin na chod motoru.

Praktická část práce se zabývá návrhem cesty chlazených recirkulovaných spalin. Nejdříve je vypočteno množství kondenzátu, které může vzniknout při ochlazování recirkulovaných spalin, kvůli kterému se do cesty spalin musí přidat nádoba na odstředění vzniklé vody. Dále je navrženo šest variant pro konstrukci recirkulace spalin ve vodíkovém motoru, které jsou porovnány z hlediska tlakových ztrát, místa pro manipulaci na brzdovém stanovišti a náročnosti provedení. Práce také navrhuje a hodnotí možnost použití ejektoru jako hnacího prvku spalin pro dosažení menšího škrcení výfukové klapky, pomocí které se definuje množství spalin navrátilých se do plnicí soustavy motoru. Závěrem práce je nasimulován chod motoru jak bez použití ejektoru, tak s ním, a výsledky jsou společně porovnány z hlediska teploty spalování, účinnosti motoru, jeho výkonu a kroutícího momentu.

Jako nejvhodnější byl shledán návrh, ve kterém je cesta spalin vedena až za výfukovým potrubím, což je ideální pro manipulaci s jednotlivými díly a kde vzhledem k poměrně velké vzdálenosti od výfuku nehrozí významné zpětné ohřívání již ochlazených spalin. Pro zmírnění negativního vlivu škrcení výfuku lze tento návrh modifikovat na šestou verzi s použitím ejektoru v plnicí soustavě.

Lze shrnout, že s ohledem na široký rozsah zápalnosti vodíku a jeho velkou rychlost hoření je vodík považován za výhodné alternativní palivo z hlediska účinnosti jím poháněných motorů. Navíc při použití některé z možností ošetření spalin uniká do ovzduší výrazně menší množství škodlivin, což v případě plošného nasazení těchto motorů v dopravě může přispět ke snížení produkce skleníkových plynů.



10 Seznam použité literatury

- [1] ROULEAU, L.; NOWAK, L.; DUFFOUR, F. a WALTER, B. Assessment of Dilution Options on a Hydrogen Internal Combustion Engine. online. In: *SAE Technical Paper 2023-24-0066*. 2023, s. -. ISSN 0148-7191. Dostupné z: <https://doi.org/10.4271/2023-24-0066>. [cit. 2024-04-10].
- [2] YIP, H.; SRNA, A.; YUEN, A.; KOOK, S.; TAYLOR, R. et al. A Review of Hydrogen Direct Injection for Internal Combustion Engines: Towards Carbon-Free Combustion. online. *Applied sciences*. s. 922. Dostupné z: <https://doi.org/10.3390/app9224842>. [cit. 2024-04-07].
- [3] *Česká vodíková technologická platforma*. online. In: *Česká vodíková technologická platforma*. 2024. Dostupné z: <https://www.hytep.cz/o-vodiku/ve-zkratce>. [cit. 2024-04-06].
- [4] Hydrogen Engines for Future Passenger Cars and Light Commercial Vehicles. online. *MTZ worldwide*. 2021, č. 2, s. 42-47. Dostupné z: <https://doi.org/10.1007/s38313-020-0603-1>. [cit. 2024-04-10].
- [5] FAIZAL, M.; CHUAH, L.S.; HAMEED, A.; LEE, J. a SCHANKAR, M. Review of Hydrogen Fuel for Internal Combustion Engines. online. *Journal of Mechanical Engineering Research and Developments*. 2019, roč. 2019, č. 42, s. 35-46. Dostupné z: <https://doi.org/10.26480/jmerd.03.2019.35.46>. [cit. 2024-04-06].
- [6] VERHELST, S.; DE LANDTSHEERE, J.; DE SMET, F.; BILLIOUW, Ch.; TRENSON, A. et al. Effects of Supercharging, EGR and Variable Valve Timing on Power and Emissions of Hydrogen Internal Combustion Engines. online. *SAE International Journal of Engines*. 2008, roč. 1, č. 1, s. 647-656. ISSN 1946-3944. Dostupné z: <https://doi.org/10.4271/2008-01-1033>. [cit. 2024-04-10].
- [7] HEYWOOD, John B. *Internal Combustion engine fundamentals*. 2. Mc Graw Hill Education, 2018. ISBN 978-1-26-011610-6.
- [8] THOMAS KOCH, D.; SOUSA, A. a BERTRAM, D. H₂-Engine Operation with EGR Achieving High Power and High Efficiency Emission-Free Combustion. online. In: *2019 JSAE/SAE Powertrains, Fuels and Lubricants*. 2019, s. -. Dostupné z: <https://doi.org/10.4271/2019-01-2178>. [cit. 2024-04-10].
- [9] RAUSCHER, Jaroslav. *Spalovací motory*. Studijní opory. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2005. Dostupné také z: <http://www.iae.fme.vutbr.cz/userfiles/ramik/files/Spalovaci%20motory%202005.pdf>.
- [10] PECHOUT, Martin. *Spalovací motory - základní přehled*. Studijní opora. Praha, 2019. ISBN 978-80-213-2984-3.
- [11] NOŽIČKA, Jiří. *Základy termomechaniky*. Vyd. 1. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2001. ISBN 80-01-02409-1.
- [12] ROULEAU, L.; DUFFOUR, F.; WALTER, B.; KUMAR, R. a NOWAK, L. Experimental and Numerical Investigation on Hydrogen Internal Combustion Engine. online. In: *SAE Technical*



Paper 2021-24-0060. 2021, s. -. ISSN 0148-7191. Dostupné z: <https://doi.org/10.4271/2021-24-0060>. [cit. 2024-04-10].

- [13] KLEPATZ, K.; ROTTENGRUBER, H.; ZEILINGA, S.; KOCH, D. a PRÜMM, W. Loss Analysis of a Direct-Injection Hydrogen Combustion Engine. online. In: *International Powertrains, Fuels & Lubricants Meeting*. 2018, s. -. Dostupné z: <https://doi.org/10.4271/2018-01-1686>. [cit. 2024-04-10].
- [14] NATKIN, R.J.; TANG, X.; BOYER, B.; OLTMANS, B.; DENLINGER, A. et al. Hydrogen IC Engine Boosting Performance and NO_x Study. online. In: *SAE 2003 World Congress & Exhibition*. 2003, s. -. ISSN 0148-7191. Dostupné z: <https://doi.org/10.4271/2003-01-0631>. [cit. 2024-04-10].
- [15] TAKÁTS, Michal. *Měření emisí spalovacích motorů*. 1. Praha: České vysoké učení technické, 1997. ISBN 80-010-1632-3.
- [16] YAO, H.; SUN, B.; TIAN, H.; LUO, Q. a TANG, H. A Study of Hydrogen Internal Combustion Engine EGR System. online. In: *SAE Technical Paper*. 2014, s. -. Dostupné z: <https://doi.org/10.4271/2014-01-1071>. [cit. 2024-04-10].
- [17] KRISHNAN UNNI, J.; BHATIA, D.; DUTTA, V.; DAS, L.M.; JILAKARA, S. et al. Development of Hydrogen Fuelled Low NO_x Engine with Exhaust Gas Recirculation and Exhaust after Treat. online. *SAE International Journal of Engines*. 2017, roč. 10, č. 1, s. 46-54. ISSN 1946-3944. Dostupné z: <https://doi.org/10.4271/2017-26-0074>. [cit. 2024-04-10].
- [18] *Gamma Technologies*. online. 2024. Dostupné z: <https://www.gtisoft.com/gt-power/>. [cit. 2024-04-19].



11 Seznam obrázků

Obrázek 1 Indikátorový diagram zážehového motoru [9]	14
Obrázek 2 Indikátorový diagram vznětového motoru [9]	14
Obrázek 3 Produkce spalin zážehového motoru [15]	17
Obrázek 4 Produkce spalin vznětového motoru [15]	18
Obrázek 5 Výfukové potrubí [9].....	18
Obrázek 6 Závislost kroutícího momentu a škodlivin na zatížení $\lambda=2$ [17]	21
Obrázek 7 Závislost kroutícího momentu a škodlivin na zatížení $\lambda=1,7$ [17]	21
Obrázek 8 Optimalizovaná závislost kroutícího momentu a škodlivin na zatížení [17]	21
Obrázek 9 Závislost parametrů na podílu EGR [8]	22
Obrázek 10 Porovnání parametrů s a bez EGR [8].....	23
Obrázek 11 Závislost škodlivin na hmotnostním podílu [1].....	24
Obrázek 12 Závislost účinnosti na hmotnostním podílu [1]	24
Obrázek 13 Tvorba kondenzátu při 1500 rpm	26
Obrázek 14 Tvorba kondenzátu při 2000 rpm	26
Obrázek 15 Brzdové stanoviště	27
Obrázek 16 Sestavení nádoby na kondenzát	28
Obrázek 17 Ustalovací nádoba s průtržnou membránou	29
Obrázek 18 Půdorys linky spalin	30
Obrázek 19 Odběr spalin	30
Obrázek 20 Řešení chlazení a zachycení kondenzátu	30
Obrázek 21 Řešení chlazení druhého návrhu	31
Obrázek 22 Návrat do sání druhého návrhu.....	31
Obrázek 23 Upravený návrat do sání třetího návrhu	32
Obrázek 24 Čtvrté řešení EGR linky	33
Obrázek 25 Finální návrh EGR linky	34
Obrázek 26 Výstup z ustalovací nádoby	34
Obrázek 27 EGR chladič, ventil a držák.....	35
Obrázek 28 Nádoba na kondenzát	36
Obrázek 29 Řez nádoby vstupní trubkou.....	36
Obrázek 30 Sestava zadní části EGR linky	36
Obrázek 31 Cesta spalin s venturiho dýzou v sání	37
Obrázek 32 Ejektor v řezu.....	37
Obrázek 33 Tlakové ztráty jednotlivých variant	39
Obrázek 34 Model motoru v GT Power	40
Obrázek 35 Model motoru s EGR linkou a přiblížení na cestu spalin	41
Obrázek 36 Škracení výfukové klapky pro docílení určitého množství EGR	42
Obrázek 37 Venturiho dýza v programu GT Power	42
Obrázek 38 Škracení výfukové klapky pro aktivní EGR	43
Obrázek 39 Závislost teploty spalování na množství EGR.....	44
Obrázek 40 Závislost množství NOx na množství EGR	44
Obrázek 41 Závislost kroutícího momentu na množství EGR	45
Obrázek 42 Závislost výkonu na množství EGR	45
Obrázek 43 Závislost účinnosti na množství EGR	46
Obrázek 44 Závislost kroutícího momentu na zatížení a množství EGR s ejektorem	47
Obrázek 45 Závislost výkonu na zatížení a množství EGR s ejektorem.....	47
Obrázek 46 Závislost kroutícího momentu na zatížení a množství EGR s ejektorem	48
Obrázek 47 Závislost výkonu na zatížení motoru a množství EGR s ejektorem	48



12 Seznam příloh

1. Výpočty EGR .xlsx
2. BP_EGR_kusovník .xlsx
3. 3D modely dílů verze 5 a 6
4. Modely GT Power
5. Výkres Úprava T dílu – BP-01-000
6. Sestavný výkres EGR linky – BP-01-001
7. Sestavný výkres Výstup z nádoby – BP-02-001
8. Výkres Příruba ustalovací nádoby – BP-02-002
9. Výkres Trubka 54 – BP-02-003
10. Výkres Trubka 28 – BP-02-004
11. Výkres Příruba membrána – BP-02-005
12. Výkres Koleno 28 – BP-02-006
13. Výkres Trubka 28 delší – BP-02-007
14. Výkres Trubka 28 ventil – BP-03-001
15. Výkres Příruba chladič – BP-03-002
16. Sestavný výkres hrnce – BP-04-000
17. Výkres Obrobení hrnce – BP-04-001
18. Výkres Trubka 28 hrnec – BP-04-002
19. Sestavný výkres Koleno in – BP-04-003
20. Sestavný výkres Koleno out – BP-04-004
21. Výkres Trubka 54 kratší – BP-04-005
22. Výkres Trubka 54 delší – BP-04-006
23. Výkres Koleno 54 – BP-04-007
24. Výkres Návarek – BP-04-008
25. Výkres Polotovar podstavce – BP-05-000
26. Sestavný výkres držáku EGR – BP-05-001
27. Výkres Podstavec – BP-05-002
28. Výkres Jekl – BP-05-003
29. Výkres Trubka – BP-05-004
30. Výkres Deska – BP-05-005
31. Výkres Podstavec dlouhé – BP-06-001



32. Výkres Jekl dlouhé – BP-06-002
33. Sestavný výkres dlouhé – BP-07-001
34. Výkres Trubka do sání – BP-07-002
35. Výkres Trubka 54 dlouhá – BP-07-003
36. Výkres Trubka 54 svislá – BP-07-004
37. Sestavný výkres EGR linky venturi – BP-08-000
38. Sestavný výkres Dlouhé s venturi – BP-08-001
39. Výkres Zúžení venturi – BP-08-002
40. Výkres Hrdlo venturi – BP-08-003
41. Výkres Vstup spalin – BP-08-004
42. Výkres Rozšíření venturi – BP-08-005
43. Výkres Koleno 45 st – BP-08-006
44. Výkres Trubka svislá 54 venturi – BP-08-007
45. Výkres Zúžení dlouhé – BP-08-008
46. Výkres Návarek 44 – BP-08-009
47. Sestavný výkres ejektoru – BP-08-010