

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA STROJNÍ
ÚSTAV AUTOMOBILŮ, SPALOVACÍCH MOTORŮ A
KOLEJOVÝCH VOZIDEL



BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

System nepřímé tvorby směsi pro vícepalivový experimentální vznětový
motor

Charge Mixing System for a Multi-fuel Experimental Diesel Engine

AUTOR: Jakub Mach

STUDIJNÍ PROGRAM: Teoretický základ strojního inženýrství

VEDOUCÍ PRÁCE: Ing. Jiří Vávra Ph.D.

PRAHA 2019

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Mach** Jméno: **Jakub** Osobní číslo: **459580**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající 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:

Systém nepřímé tvorby směsi pro vícepalivový experimentální vznětový motor

Název bakalářské práce anglicky:

Charge Mixing System for a Multi-fuel Experimental Diesel Engine

Pokyny pro vypracování:

Pro experimentální vícepalivový vznětový motor navrhnete systém injektáže plynného směsného paliva do sacího potrubí. Navrhnete více variant nepřímé tvorby směsi vzduchu a paliva v sacím potrubí motoru. Varianty zhodnotíte podle vhodných kritérií a připravíte výrobní výkresovou dokumentaci nejlepších varianty. Odborný konzultant: Ing. Ivan Bortel

Seznam doporučené literatury:

AVL SCRE Manual

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:


Ing. Jiří Vávra, Ph.D., ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS


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

Datum zadání bakalářské práce: **18.04.2019**

Termín odevzdání bakalářské práce: **10.07.2019**

Platnost zadání bakalářské práce:


Ing. Jiří Vávra, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce

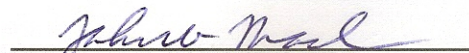

doc. Ing. Oldřich Vitek, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry


prof. Ing. Michael Valásek, DrSc.
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.

26.4.2019
Datum převzetí zadání


Podpis studenta

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto práci vypracoval samostatně, a to výhradně s použitím pramenů a literatury, uvedených v seznamu citovaných zdrojů.

V Praze dne:

.....
Podpis

Anotace

Tato práce se zabývá návrhem vhodných variant systému vstřikování plynného paliva do experimentálního vznětového motoru. Návrhy jsou následně posouzeny a jsou vybrány nejlepší varianty. K vybraným variantám je přiložena výkresová dokumentace. Závěr práce patří výpočetní kontrole pojistného ventilu na výfukovém potrubí, který zde slouží jako ochrana v případě nechtěné exploze.

Klíčová slova

Vznětový motor, dvoupalivový motor, vícepalivový motor, Common Rail, pojistný ventil

Annotation

This thesis deals with design of suitable options of gaseous fuel injection system into an experimental compression ignition engine. The designs are then evaluated and the best options are selected. The drawings of the selected options are attached to this thesis. The conclusion of the thesis belongs to computational check of the safety valve on the exhaust pipe, which serves here as a protection in case of an unwanted explosion.

Keywords

Compression ignition engine, dual-fuel engine, multi-fuel engine, Common Rail, safety valve

Poděkování

Začátkem této práce bych rád poděkoval svému vedoucímu Ing. Jiřímu Vávrovi PhD. a svému odbornému konzultantovi Ing. Ivanu Bortelovi za vstřícný přístup, důležité rady a pomoc v rámci konzultací, bez nichž by nebylo možné tuto práci vytvořit. Dále bych chtěl poděkovat své skvělé rodině a přátelům za jejich neutuchající podporu. V neposlední řadě děkuji také kolegyni Bc. Terezii Škorpíkové za konstruktivní kritiku mých studijních výsledků, díky které došlo k urychlení pokroku na této práci.

Obsah

Seznam použitých symbolů a zkratk	8
1. Úvod.....	9
2. Teoretická část	10
2.1. Vznětové motory.....	10
2.2. Vstříkovací systém Common Rail	11
2.3. Dvoupalivový motor	13
2.4. Vliv dvoupalivového spalování.....	14
2.5. Stanoviště experimentálního jednoválce v laboratoři ve VTP Roztoky.....	16
3. Experimentální část.....	20
3.1. Návrh injektáže plynného paliva.....	20
3.1.1. Varianta umístění číslo 1	22
3.1.2. Varianta umístění číslo 2.....	23
3.2. Návrh pojistného ventilu na výfukovém potrubí.....	28
4. Závěr	39
Seznam použité literatury.....	40
Seznam obrázků	41

Seznam použitých symbolů a zkratek

CR	Common Rail
CNG	Stlačený zemní plyn (Compressed natural gas)
LPG	Zkapalněný ropný plyn (Liquified petroleum gas)
NO _x	Oxidy dusíku
CO	Oxid uhelnatý
CO ₂	Oxid uhličitý
RCCI	Kompresní vznět s řízenou reaktivitou (Reactivity controlled compression ignitron)
R _a	Drsnost povrchu [μm]
L _t	Stechiometrický směšovací poměr [kg/kg]
\dot{m}	Hmotnostní průtok (mdot) [g/s]
P	Tlak [Pa]
1 bar	Tlak odpovídající hodnotě jedné atmosféry - 1bar = 100 kPa
S _L	Rychlost laminárního hoření [cm/s]
S _{L0}	Koeficient rychlosti laminárního hoření při daných podmínkách [cm/s]
ρ_u	Aktuální hustota zapálené směsi [kg/m^3]
ρ_{u0}	Původní hustota směsi před začátkem hoření [kg/m^3]
ε	Koeficient hoření [-]

1. Úvod

Od vynálezu vznětového motoru panem Rudolfem Dieselem na přelomu devatenáctého a dvacátého století už uplynulo více, než 100 let. Za tuto dobu jej mnozí odborníci postupnými vylepšeními dovedli až do dnešní podoby. Jednou z nejvíce průlomových inovací týkajících se Dieslova motoru je bezpochyby zavedení vstříkovacího systému Common rail, který tyto jednotky povznesl na úplně novou úroveň. Motory se díky němu staly úspornější, došlo k výraznému snížení všech druhů emisí od oxidů uhlíku, až po pevné částice a v neposlední řadě se podstatně zjemnil chod nových jednotek. Toto umožnilo jejich masovější rozšíření na poli osobní dopravy. Dnes se setkáváme se vznětovými motory v podstatě na každém kroku. Od úsporných, ale přesto výkonných osobních vozů, přes menší i větší nákladní vozidla, až po obrovské nákladní lodě. Dokonce i motorové generátory elektrické energie fungují na principu motoru od pana Diesela. V posledních letech je bohužel právě tento druh pohonných jednotek považován za velmi neekologický a přicházejí stále přísnější normy s požadavky na snižování emisí motorů. Jednou z možností, jak zachránit vznětové motory a prodloužit jim jejich život alespoň do doby, než bude vynalezen pohon na plně obnovitelné zdroje, je zavedení principu dvoupalivového motoru, tedy motoru, který bude fungovat primárně na plynné palivo (LPG, CNG, různá syntetická fosilní i obnovitelná paliva nebo vodík) a motorová nafta zde bude mít pouze funkci zápalného média pro tuto složku.[1], [2], [4]

Cílem této práce je navrhnout systém středotlaké injektáže plynného paliva do sacího potrubí experimentálního vznětového motoru, který funguje v laboratořích VTP Roztoky.

V teoretické části budou vysvětleny nejprve základní pojmy, tedy vznětový motor, vstříkovací systém Common Rail a dvoupalivový motor. Dále bude popsáno stanoviště experimentálního jednoválce v laboratoři ve VTP Roztoky.

V praktické části budou představeny jednotlivé navržené varianty nového systému vstříkování spolu s vyhodnocením jejich proveditelnosti a následně budou zvoleny nejvhodnější varianty, pro které bude také přiložena výkresová dokumentace. Závěr praktické části bude patřit výpočetní podpoře dimenzování nového pojistného ventilu na výfukovém potrubí. Ten plní funkci ochrany výfukového systému při případném průchodu nespálené plynné směsi skrz motor a jejímu následnému výbuchu v těchto útrokách. Předpokládá se totiž, že současný ventil je poddimenzovaný, tudíž s konstrukcí nového vstříkovače je třeba provést simulace a dimenzovat velikost nového. Ventil na sací straně je taktéž poddimenzovaný, ale jeho počítání se v této práci věnovat nebudeme. Na sací straně totiž v minulosti došlo ke zpětným výšlehům, ale tyto výšlehy nezpůsobily žádné škody na zařízení, tudíž lze prozatím ponechat stávající konfiguraci.

2. Teoretická část

2.1. Vznětové motory

Vznětové motory na rozdíl od zážehových, kde se vstřikuje smíšená zápalná směs do spalovací komory, pracují na principu tvorby této směsi přímo ve válci. Plnicím ventilem nebo ventily tedy proudí vzduch, který se ve válci v kompresním zdvihu stlačí a tím ohřeje. Následně je vstřikovačem dodáno palivo, jež se postupně vypaří a vytvoří se vzduchem difuzní směs. Tato směs se následně sama vznítí, jelikož došlo k překročení bodu vznícení důsledkem vysoké teploty a tlaku. Vzhledem k tomu, že směs je označována jako difuzní, hovoříme též o vzniklém plameni jako o difuzním. [2], [3]

U vznětových motorů je velmi důležitý poměr paliva (nejčastěji motorové nafty) a vzduchu. Při plném zatížení tvoří nafta přibližně 5% objemu celkové směsi. Pokud by bylo vstřikováno více paliva, nedošlo by k jeho spálení v celém objemu a část by ve formě nespálených kapiček odcházela výfukem ve formě černého dýmu plného sazí. K tomuto jevu občas dochází v zimním období, kdy při studeném startu vznětového motoru také nedochází ke spálení celého objemu paliva, ale pouze jeho části a to až do té doby, než dojde k zahřátí jednotky na provozní teplotu. [2], [3]

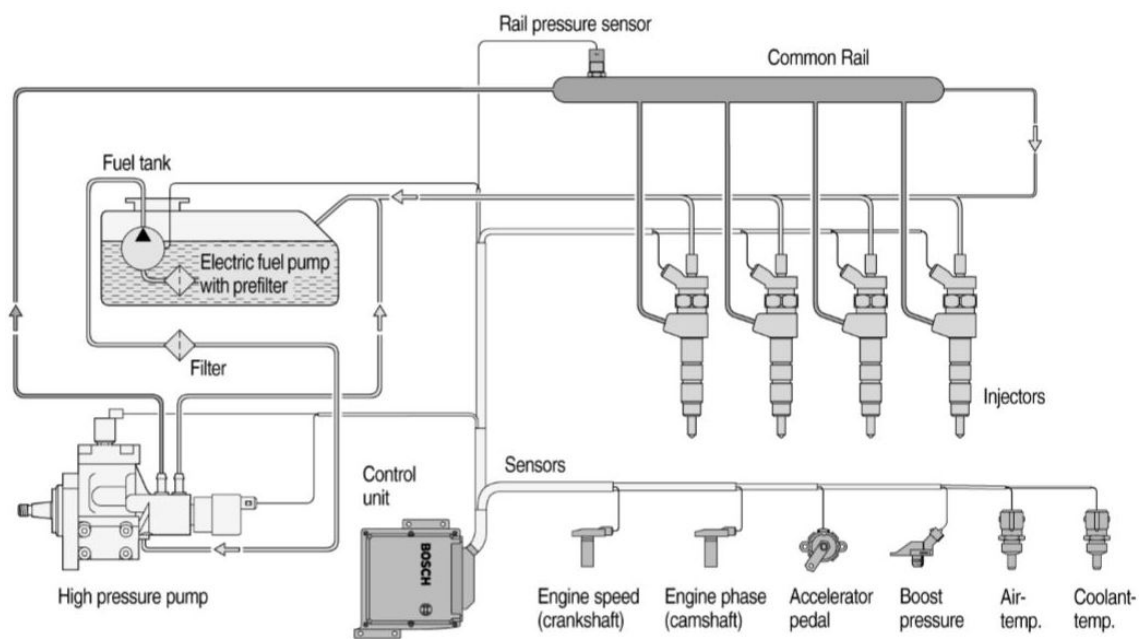
Jak tedy dosáhnout zvýšení výkonu motoru, když do stejného objemu vzduchu lze přidávat pouze omezené množství nafty? Odpovědí může být jednoznačně přeplňování. Přeplňovat motor lze buď turbodmychadlem poháněným výfukovou turbínou, nebo mechanickým dmychadlem. Oba způsoby zvýší výkon díky vyššímu průtoku vzduchu pod ještě vyšším tlakem, což umožní zvýšení průtoku paliva a jeho efektivnější využití. Dnes se přeplňování využívá u převážné většiny vznětových jednotek montovaných do osobních automobilů. [2]

Využití vznětových motorů je velmi široké. Od obrovských lodních motorů, přes pohonné jednotky všech nákladních a mnoha osobních automobilů, až po generátory elektrické energie v místech, kam nedosáhne standardní síť. Liší se také typem konstrukce, neboť existují dvoudobé (již zmíněné velké lodní motory) a čtyřdobé (střední a malé motory v automobilech a nákladních vozech). Kompresní poměr (poměr objemu nestlačené a stlačené směsi ve válci) vznětových motorů je podstatně vyšší, než u zážehových. Pohybuje se v rozmezí hodnot 12:1 – 24:1, v závislosti na typu motoru a také zda-li je motor atmosférický, či přeplňovaný. [2]

2.2. Vstřikovací systém Common Rail

Hlavní funkcí všech typů vstřikovacích zařízení je ve správný okamžik v rámci pracovního cyklu rozpráshit dané množství paliva takovou rychlostí, aby se vytvořila požadovaná směs. Zároveň je nutné, aby všechny tyto děje probíhaly s dostatečnou stabilitou v průběhu času a nedocházelo k výrazným odchylkám, jak mezi jednotlivými válci, tak mezi jednotlivými cykly. [1]

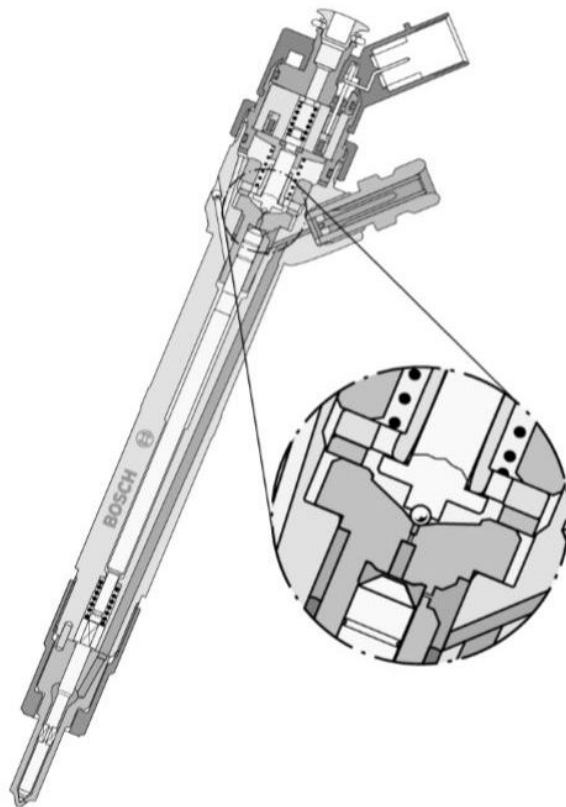
Vstřikovací systém Common Rail (dále CR) se řadí mezi systémy se stacionárním zdrojem tlaku. Palivo je dodáváno do společné (common) trubky (rail) pomocí vysokotlakého pístového čerpadla a je zde uloženo do doby, kdy jej vypustí vstřikovač. Tlak paliva je podle požadavku na vstřikovanou dávku řízen řídicí jednotkou motoru a odpouštění tlaku probíhá nezávisle na otáčkách motoru. To je podstatný rozdíl systému CR oproti systémům s nestacionárním zdrojem, kde nelze měnit tlak paliva nezávisle na otáčkách motoru a kde je vstřikovač přímo spojen s čerpadlem. [1]



Obr. 1 Schéma uspořádání systému Common Rail [4]

Schéma uspořádání CR je patrné z obrázku 1. Mechanicky nebo elektricky poháněné palivové čerpadlo posílá naftu skrze palivový filtr do vysokotlakého čerpadla, poháněného motorem. Vysokotlaké čerpadlo je schopné vyvinout tlak paliva až k hodnotám okolo 1350 - 1600 barů a poté jej skrze speciální vysokotlaké potrubí přivést do akumulárního prostoru, tedy do railu. Pracovní tlak čerpadla je pod kontrolou speciálního regulačního ventilu a tlak v railu je hlídán dalším pojistným ventilem, kterému navíc ještě pomáhá tlakový senzor, napojený na řídicí jednotku (na obrázku uveden jako „Rail pressure sensor“). Schéma posledního článku systému, tedy vstřikovače (obr. 2), se z větší části shoduje pro většinu motorů, jediná odlišnost bývá ve tvaru trysky, směru vstřiku a dalších drobností. Tyto detaily samozřejmě závisí na tvaru

a celkových proporcích hlavy válce daného motoru. Proces otevírání a zavírání trysky je řízen hydraulicky pomocí velmi rychlých elektromagnetických nebo piezoelektrických vstřikovacích ventilů. K zajištění konstantního rozptylu vstřikovaného paliva je oblast vedení v trysce potažena uhlíkem, aby došlo k minimalizaci tření. Celková geometrie sedla zajišťuje, že po celou dobu životnosti motoru bude množství paliva, jež je nutné pro pilotní vstřík, konstantní. Veškeré informace ze senzorů tlaku a teploty, rychlost motoru, poloha plynového pedálu a mnoho dalších proměnných jsou shromážděny v řídicí jednotce, která následně ovládá tlak v railu a otevírání elektromagnetických ventilů ve vstřikovačích.[4]



Obr. 2 Řez vstřikovačem[4]

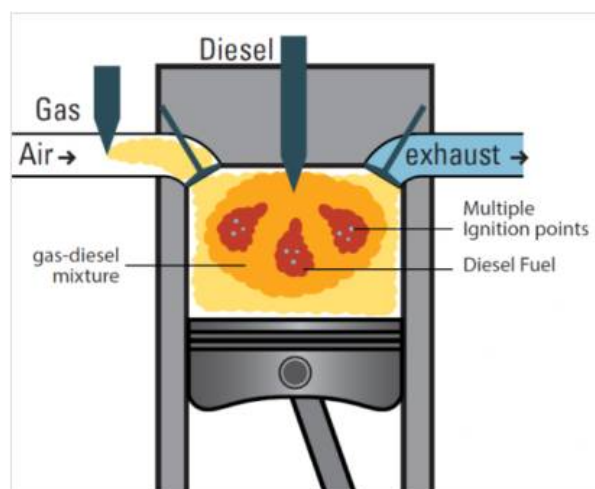
System CR byl pro sériovou výrobu v osobních dieslových vozidlech poprvé představen firmou Bosch v červnu 1997. Hlavním rozdílem oproti ostatním vstřikovacím systémům je možnost volby tlaku a časování vstřiku. Dalším rozdílem je nepřetržité setrvání vysokého tlaku paliva v railu a ne pouze v okamžiku vstřiku, jako je běžné u jiných systémů. Devizou této technologie je výrazné snížení hluku v okamžiku vznícení paliva v motoru oproti standardním systémům s přímým vstřikováním, zlepšení momentové křivky motoru (především v nízkých otáčkách) a také snížení emisí.[4]

2.3. Dvoupalivový motor

V poslední době se z důvodu nucené redukce emisí vypouštěných do ovzduší vznětovými naftovými motory řeší různé alternativy, jak dojít k jejich snížení. Jednou z nich je vícepalivový motor. Nejčastěji tedy dvoupalivový motor (anglicky Dual fuel engine).

Princip dvoupalivového motoru stojí na spalování kombinace standardní motorové nafty a plynného paliva současně v jedné spalovací komoře, přičemž plynné palivo je zde bráno jako primární a nafta pouze jako zápalné medium. Jako plynné palivo lze použít LPG, CNG, různá syntetická fosilní i obnovitelná paliva nebo vodík.

Primární palivo (plyn) je ještě před spalovací komorou vstříknuto do sacího potrubí, kde se promíchá se vzduchem. Směs je následně v komoře stlačena. Jelikož jsou výše zmíněná plynná paliva svými vlastnostmi podobná benzínu (mají vysoké oktanové číslo), nedojde u nich k samovznícení. Z tohoto důvodu je v okamžiku maximální komprese do komory injektováno malé množství motorové nafty (má vysoké cetanové číslo a má díky tomu tendenci k samovznícení), která se po rozprášení okamžitě vznítí a má zde, podobně jako zapalovací svíčka u zážehového motoru. Paprsky nafty však dokáží zapálit plynnou směs s řádově vyšší iniciační energií, než klasická zapalovací svíčka. (Obr. 3).[5]



Obr. 3 Dvoupalivový motor [www.arenared.nl]

Princip fungování je tedy v podstatě totožný s běžným vznětovým motorem, jen je třeba přidat do sacího potrubí vstříkovač plynu. Rozdíl může nastat v případě spalování kombinace LPG s naftou. V tomto případě se vstříkuje do spalovací komory předem připravená směs LPG a nafty. Ihned po vstřiku dojde k bleskovému odpaření LPG a tedy lepšímu promísení paliva se vzduchem, což má za následek nižší emise sazí a oxidů dusíku (NOx). Další možnost dvoupalivového spalování se nazývá RCCI (reactivity controlled compression ignition), neboli kompresní vznět s řízenou reaktivitou. Zde se řídí spalovací proces změnou reaktivity směsi,

tudíž se v průběhu pracovního procesu motoru různě mění poměr nafty (vysoce reaktivní palivo, neboli náchylné k samovznícení) a plynu (málo reaktivní, neboli odolné k samovznícení).[5]

Tato práce se bude zabývat „standardním“ principem dvoupalivového motoru, jak je vyobrazeno na obrázku 3, další zmíněné alternativy jsou pouze ukázkou rozmanitosti celého dvoupalivového konceptu.

2.4. Vliv dvoupalivového spalování

Vliv spalování nafty spolu s CNG na emise a efektivitu motoru otestovali kolegové z Eindhoven University of Technology v článku [5].

V rámci vypouštění sazí došlo při použití CNG k jejich výraznému snížení, především z důvodu, že ve spalovací komoře výrazně ubylo množství nafty, jejímž nedokonalým spalováním saze vznikají. Sazí tedy ubývá přímo úměrně množství přidaného CNG. Dále bylo zjištěno, že při vyšším zatížení ve spojení s méně bohatou směsí na CNG dochází k mírnému zvýšení těchto emisí, což by mohlo být způsobeno nižší teplotou oproti spalování čisté nafty. [5]

CNG se ukázalo jako vhodné i při snížení emise oxidů dusíku (NO_x), neboť tvorba těchto oxidů je způsobena vysokými teplotami hoření a nadměrnou koncentrací kyslíku. Spalování směsi s CNG probíhá při nižší teplotě a nižší tlaku, než spalování nafty, navíc díky přítomnosti CNG dochází k menší koncentraci kyslíku v sací směsi. Bylo tedy vyzorováno, že čím je směs bohatší na CNG, tím méně NO_x bude odcházet výfukovým potrubím ven z motoru.[5]

Ač se doposud zdála kombinace nafty s CNG jako ideální kombinace, její vliv na emise CO a nespálené uhlovodíky není vůbec pozitivní. Obecně lze hovořit o jejich několikanásobnému navýšení (co se týče uhlovodíků, lze hovořit o mnohonásobném množství) v porovnání se spalováním čisté nafty. Vznik CO závisí na poměru CNG/vzduchu a na teplotě hoření, která způsobuje rozklad paliva a oxidaci. Zatímco při nižších otáčkách dochází se zvyšováním zátěže ke snižování množství CO v důsledku lepšího spálení paliva, při dosažení vyšších otáček zůstává koncentrace CO ve spalínách přibližně konstantní i při vyšší zátěži, což je způsobeno kratší dobou spalování. U množství nespálených uhlovodíků nebyl pozorován rozdíl při různých otáčkách motoru, ale naopak bylo zjištěno, že hlavní vliv má velikost zátěže. Jelikož s narůstající zátěží dochází ke zvyšování teploty, dochází tím pádem i k nárůstu spáleného metanu, který se při nižších teplotách nedokáže rozložit. Emise nespálených uhlovodíků tedy výrazně klesají, ale i při vysoké zátěži jsou stále na hodnotách několikanásobně přesahujících hodnoty spalování nafty.[5]

Co se týče spotřeby paliva a účinnosti motoru s CNG, opět vychází lépe standardní vznětový naftový motor. Vzhledem k nižším teplotám spalování při nízkém zatížení dochází ke

zvýšení spotřeby paliva, která postupně se zvyšující se zátěží klesá až k hodnotám srovnatelným s čistě naftovým motorem. Stejně jako u emisí uhlovodíků nemají otáčky motoru na spotřebu vliv. Velkým negativem jsou dnes velmi sledované emise CO_2 , kterých se lze zbavit pouze spalováním paliva s menším podílem uhlíku. Jako řešení by se mohl nabízet vodík.[5]

Vliv spalování kombinace nafty s vodíkem na emise a účinnost motoru otestovali kromě kolegů z Eindhoven University of Technology [5] také kolegové z ČVUT pod vedením Ing. Jiřího Vávry Ph.D. v článku [6]. Měření byla provedena na experimentálním jednoválci, kterému bude věnována praktická část této práce.

U emisí sazí dochází při spalování vodíku k podobnému trendu, jaký byl v rámci spalování CNG, tudíž dochází k jejich výraznému poklesu. Přesněji řečeno jejich podíl klesá s nárůstem procentuálního zastoupení vodíku ve směsi. Je to logický důsledek, neboť díky vodíku ubylo palivo, jehož nedokonalým spalováním saze vznikají a navíc ve vodíku není zastoupen uhlík. Přibližně stejný trend je zachován při všech úrovních zatížení.[6]

Rozdíl oproti CNG nastává u vodíku v oblasti vypouštění částic NO_x . Jejich podíl ve výfukových plynech s narůstajícím podílem vodíku ve směsi mírně narůstá, což vzhledem k vysvětlení principu tvorby NO_x v odstavci věnujícímu se CNG dává smysl. Spalování vodíku totiž probíhá při vyšších teplotách, než spalování CNG, tudíž dochází k tvorbě většího množství NO_x . Tento trend neplatí pro nízké zátěže (mezi 4 až 6 bar), kde lze vysvětlit pokles emisí špatnou účinností spalování. Pokud porovnáme tvorbu NO_x při spalování nafty s vodíkem a při spalování čisté nafty, zjistíme, že nabývá srovnatelných hodnot.[6]

Emise oxidů uhlíku (CO_2 ; CO) jsou velmi silnou stránkou varianty na vodík. U obou sloučenin byl zaznamenán markantní úbytek, který je v podstatě na úrovni přímé úměry mezi nárůstem podílu vodíku ve směsi a poklesem množství oxidů uhlíku ve spalinách. Je to opět logický důsledek, neboť spalováním vodíku vzniká pouze čistá voda a množství CO a CO_2 závisí tedy pouze na množství spalované nafty.[6]

Trend množství nespálených uhlovodíků přibližně odpovídá trendu tvorby NO_x , tudíž s nárůstem podílu vodíku ve směsi dochází k mírnému nárůstu těchto emisí. Jediný rozdíl je patrný při nízké zátěži, kde je nárůst uhlovodíků ve výfukových plynech velmi znatelný, což bude opět způsobeno špatnou účinností spalování.[6]

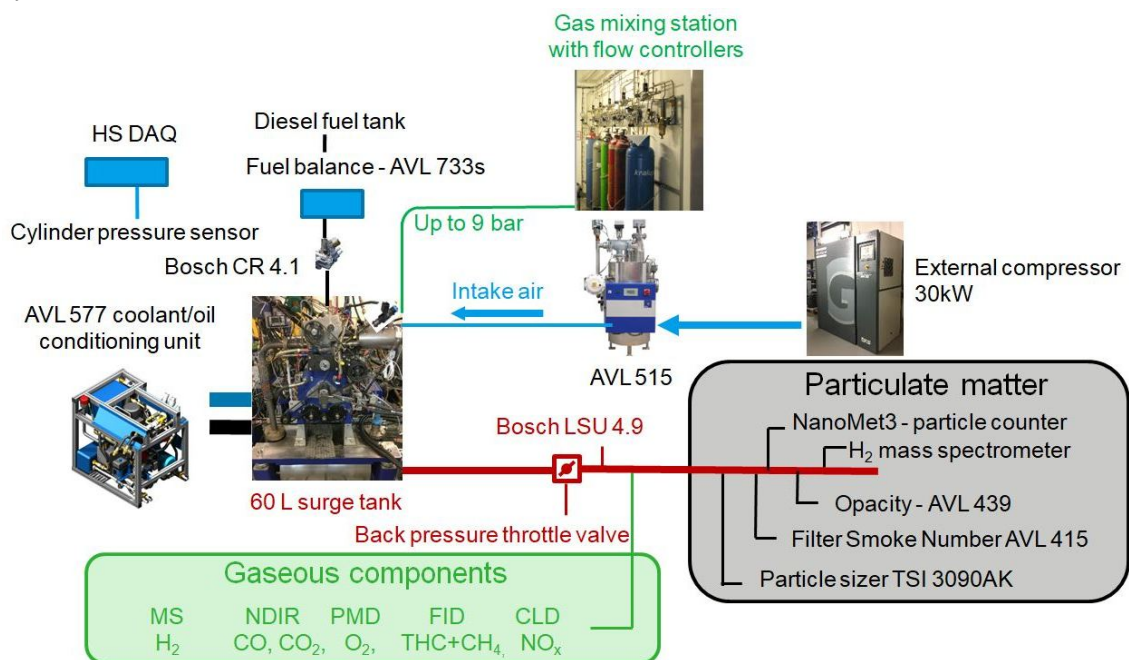
Posledním zjišťovaným faktorem byla účinnost motoru, která vyšla při porovnání s čistě naftovým motorem nižší v důsledku nedokonalého spálení veškerého množství vodíku. Přítomnost vodíku ve výfukových plynech byla vyšší v oblastech nižší zátěže a nižšího podílu vodíku ve směsi a naopak největší efektivita bylo dosaženo při vyšší zátěži spolu s vyšším množstvím spalovaného vodíku.[6]

Při porovnání pozitiv a negativ se zdá být vhodnější vodíková varianta, neboť její největší problém (tedy emise NOx) je řešitelný pomocí katalyzátorů, které se dnes běžně používají ve vozidlech s naftovými motory. Navíc v dnešní době nejvíce sledované emise (CO₂) jsou velmi silnou stránkou této varianty, což v rámci CNG vážně neplatí.

2.5. Stanoviště experimentálního jednoválce v laboratoři ve VTP Rožtoky

Veškeré konstrukční návrhy a simulace v této práci se týkají experimentálního jednoválcového motoru, nacházejícího se v laboratoři Vědeckotechnického parku v Rožtokách u Prahy.

Laboratoř je vybavena směšovací stanicí (obr. 5), která je schopna míchat směsné palivo z až 5 různých plynových nádob. Je zde tedy možnost experimentovat nejen s přidáváním jednoho plynného paliva do válce, ale lze například tvořit i směs vodíku s CNG najednou. V současnosti je ale využíváno pro výzkum spalování vodíku. Konkrétně ze dvou lahví, každá o objemu 50 litrů kapalného vodíku pod tlakem 200 bar. Směšovací stanice se nachází o patro výš, než testovací kóje s motorem (obr. 4), a palivo je dodáváno soustavou potrubí vedoucím skrze budovu až do motoru. Na všech palivových potrubích jsou nainstalovány regulátory tlaku. Pro zajištění maximální bezpečnosti se zde ještě nachází přetlakové ventily spolu s vývody mimo laboratoř, dále také elektromagnetické a manuální nouzové uzavírací ventily. Dalším bezpečnostním opatřením v laboratoři jsou detektory úniku plynu a pro zabezpečení celého provozu se zde nachází oddělený ovládací panel napojený na centrální laboratorní bezpečnostní systém. [6]



Obr. 4 Schéma testovací kóje s experimentálním jednoválcem[6]

Testovací kóje je vybavena přeplňovací jednotkou - AVL 515 Boost Unit spolu s externím kompresorem, díky nimž je možné nezávisle řídit tlak a teplotu vzduchu nasávaného do motoru. Výfukový systém je vybaven 60 litrovou uklidňovací nádrží, za jejímž výstupem se nachází pojistňovací ventil. Ten je zde jako ochrana motoru v případě úniku nespáleného paliva a následného výbuchu ve výfukovém potrubí. Posledními články výfukového systému jsou škrtecí



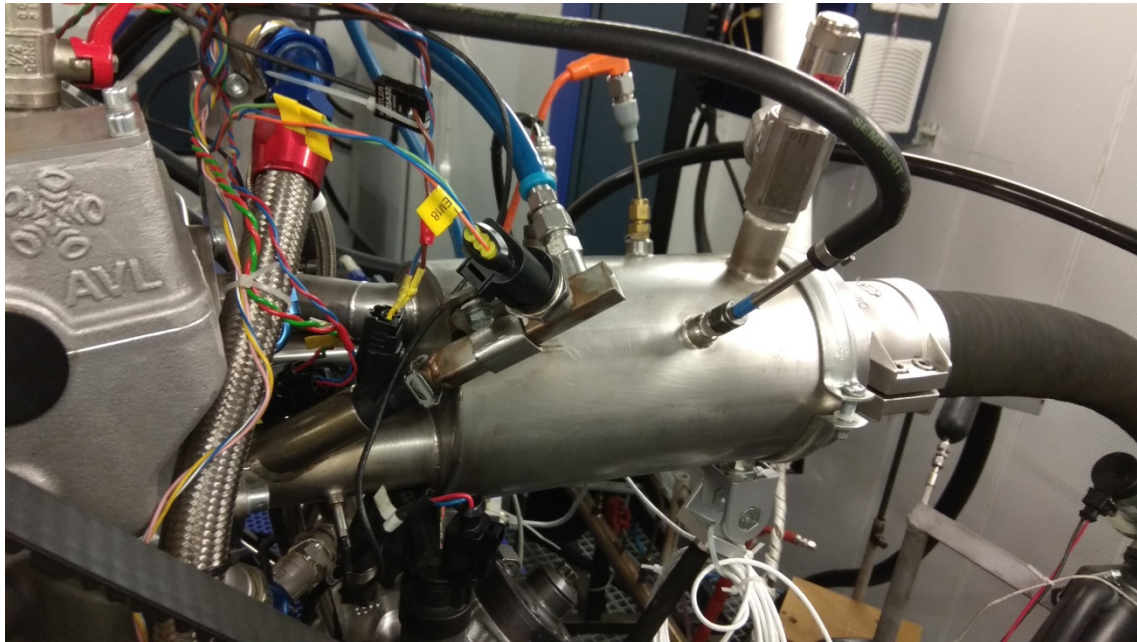
Obr. 5 Směšovací stanice

klapka výfuku pro emulaci protitlaku výfukového turbodmychadla, systému dodatečné úpravy spalin a lambda sonda Bosch LSU 4.9. Externí jednotka AVL 577 zajišťuje konstantní tlak a konstantní teplotu na hodnotách 80°C pro chladicí kapalinu a 85°C pro olej. K měření spotřeby nafty slouží jednotka AVL 733s. K zajištění hmotnostního průtoku vodíku je použit hmotový průtokový regulátor Brooks SLA5853. Nezávislá regulace vstřikování obou paliv je zajištěna řídicí jednotkou, pro kterou kolegové vyvinuli vlastní řídicí algoritmus. Ten má za úkol důkladnou kontrolu tlaku v naftovém railu a zároveň požadované přesné řízení vstřiků kapalného i plynného paliva. [6]


Pohonnou jednotkou (obr. 6), které se celé měření týká, je jednoválcový experimentální vznětový motor AVL 5402 o vrtání válce 85mm a zdvihu pístu 90mm. Geometrie vnitřního prostoru válce i poloha vstřikovače nafty byly převzaty z originálního vznětového motoru. Kompresní poměr byl snížen z hodnoty 16:1 na 14:1 z důvodu předčasného zážehu vodíku při střední a vysoké zátěži. Vstřikování nafty do jednotky je zajištěno vstřikovacím systémem CR s centrálně umístěným injektorem Bosch CR 4.1. Vzhledem ke skutečnosti, že motor ještě donedávna fungoval ke zkoušení kombinace nafta-CNG, byl na konec injektoru nasazen měděný límec zajišťující kontakt špičky vstřikovače s chlazenou stěnou hlavy válce z důvodu snížení teploty této oblasti vstřikovače a prevence před jeho ucpáním. Kvůli této úpravě muselo

následně dojít také k převrtání otvoru v hlavě válce. Sání vzduchu je zajištěno 3 sacími kanály, přičemž dvě z nich lze nezávisle otevírat a zavírat a tím zkoumat různé varianty víření a bohatost směsi. Do třetí trubky byl zaveden WV CNG vstřikovač, díky němuž je nyní motor dvoupalivový. V současné době se při testování nechávají obě uzavíratelné trubky v otevřené poloze. [6]

Na následující straně se kromě fotografie motoru (obr. 6) a jeho sacího systému spolu se vstřikovačem plynu nachází tabulka s důležitými parametry této konkrétní jednotky (obr. 7).



Obr. 6 Experimentální jednoválec a jeho sací systém

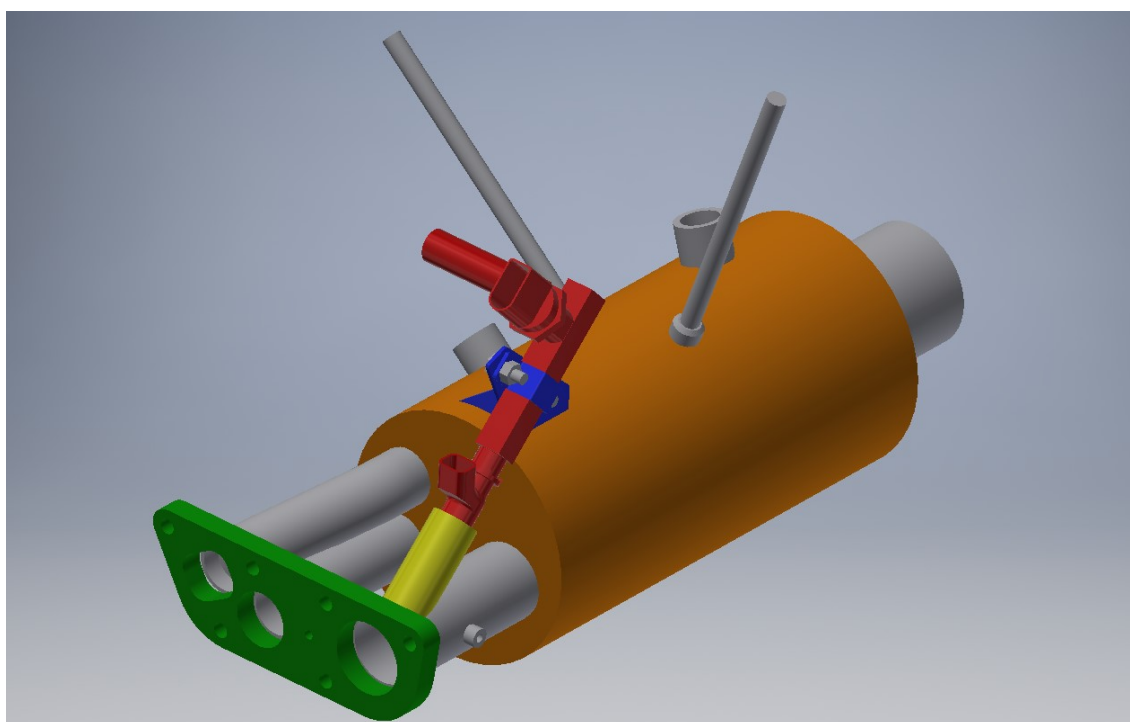
Bore x stroke, compression ratio	85 x 90 mm, 14:1	
Number of valves / swirl ratio	4 / 1.7	
Valve timing	measured at 0.3 mm valve lift	
EVO/EVC	128°/378° aTDC	
IVO/IVC	352°/578° aTDC	
Diesel injection type	BOSCH Common Rail, CP 4.1	
Diesel Injection nozzle	DLLA 162 P2160, 8 x ϕ 0.12 mm x 162°	
Piston bowl design		
Operation parameters		
Engine speed	1200 - 3200 rpm	
Intake Pressure	0.9 - 3 bar abs.	
Exhaust Pressure	Based on a fictitious turbocharger overall efficiency of 50%	
Intake temperature	35°C	
H ₂ rail pressure/ CR rail pressure	3 - 9.0 bar / 700 bar @ 1200 rpm and 2000 rpm, 1400 bar @ 3200 rpm	
Start of H ₂ injection	SOI = 350° bTDC, single injection	
Start of diesel injection	for constant CA ₅₀ = 10° aTDC or to comply with limits below	
p _{Cylmax} / R _{max}	150 bar / 10 bar/°CA	
Diesel fuel composition	Pump diesel, CN > 48, & without bio components	
Hydrogen purity	4.0	
Fuel properties from [1]	H ₂	diesel
Formula	H ₂	C _n H _{1.8} n
Molecular weight	2.015	170
Density [kg/m ³] at 0°C, 101,325 kPa at 25 °C and 70 MPa from [26]	0.089 39.24	0.84
Lower Heating Value [MJ/kg]	120	43.0
Stoichiometric air fuel ratio	34.3	14.5

Obr. 7 Tabulka parametrů motoru[6]

3. Experimentální část

3.1. Návrh injektáže plynného paliva

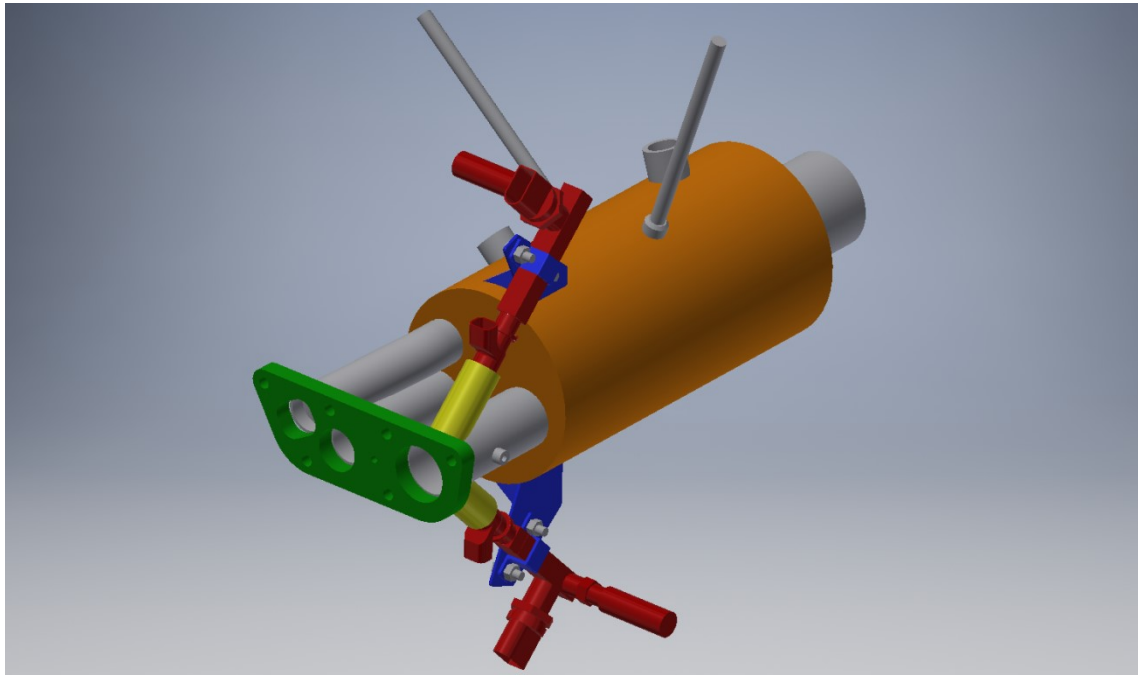
Vzhledem k tomu, že experimentální jednoválec disponuje pouze jedním vstřikovačem paliva, bylo nutné přidat minimálně jeden další. Jedním z důvodů bylo umožnění případné injektáže více druhů plyných paliv najednou a provádění měření jejího vlivu na funkci motoru. Dalším důvodem byla skutečnost, že v současnosti je v jednom kanále bohatší směs, než v ostatních, což je třeba změnit z důvodu prevence zpětného výšlehu. Umístění původního vstřikovače je kromě obr. 6 patrné lépe též z obr. 8.



Obr. 8 Umístění původního vstřikovače plynného paliva

Injektor (na obr. 8 červeně) tedy míří do kanálu s největším průměrem, kudy prochází nejvíce vzduchu. Je nakloněn pod úhlem 45° , aby bylo pokud možno dosaženo vstřiku pouze do válce a zabráněno úniku plynu do uklidňovací nádoby (na obr. 8 oranžově), kde by mohlo dojít k nevyžádané explozi. Příruba (na obr. 8 zeleně) je přišroubována k hlavě motoru, tudíž dochází k promísení směsi až v jejích útrokách. Vzhledem k faktu, že je injektor umístěn pod ostrým úhlem, musí být jeho poloha vymezena pomocí páru nerezových desek a spony (na obr. 8 modře), aby nedošlo k jeho uvolnění při otřesech, nebo kvůli zátěži hadic a kabelů (viz obr. 6).

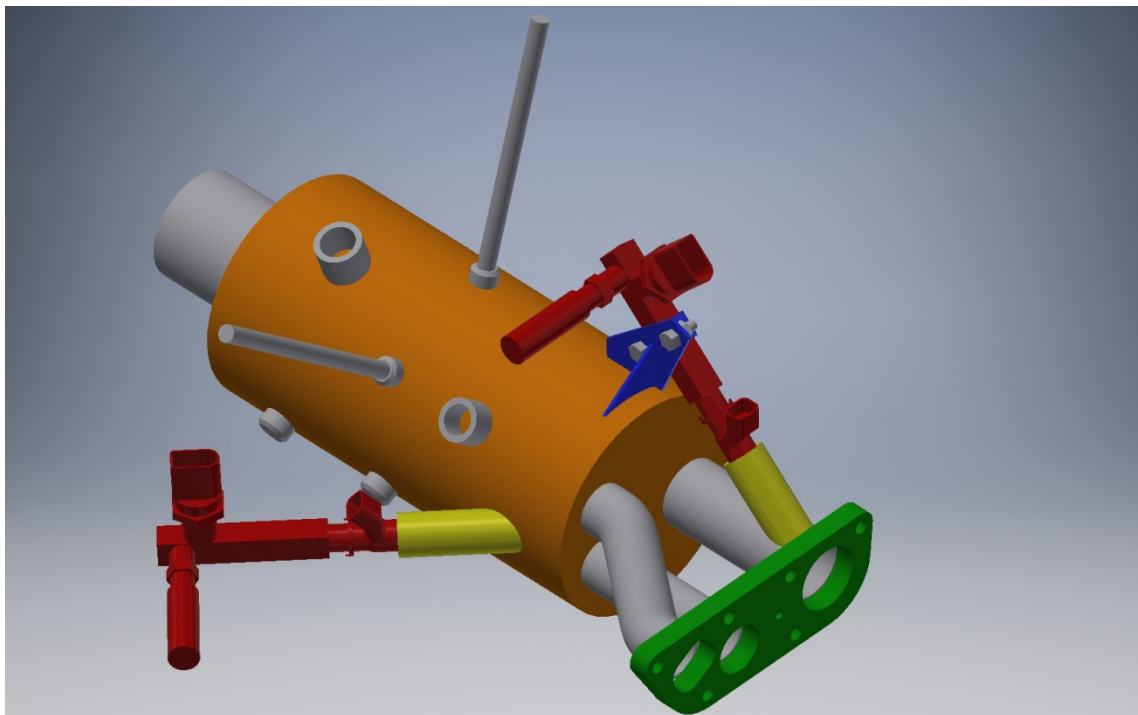
Při návrhu umístění dalšího vstřikovače byla nejprve snaha umístit jej na stejný kanál, na kterém je i původní kus. Vzhledem k umístění sondy na jedné boční straně a dalších kanálů na druhé, přicházela v úvahu pouze varianta zrcadlově proti původnímu vstřikovači (viz obr. 9).



Obr. 9 Varianta zrcadlově proti původnímu vstřikovači

Tato varianta se ale ukázala jako nevhodná, neboť po přeměření prostoru pod kanály bylo zjištěno, že se tam vstřikovač nevejde. Navíc by tímto způsobem nebylo možné zjistit vliv vstřikování jiným kanálem.

Druhou navrženou možností bylo umístění vstřikovače na uklidňovací nádobu, čímž by se obešel problém s nedostatkem místa pod kanály (viz obr. 10).

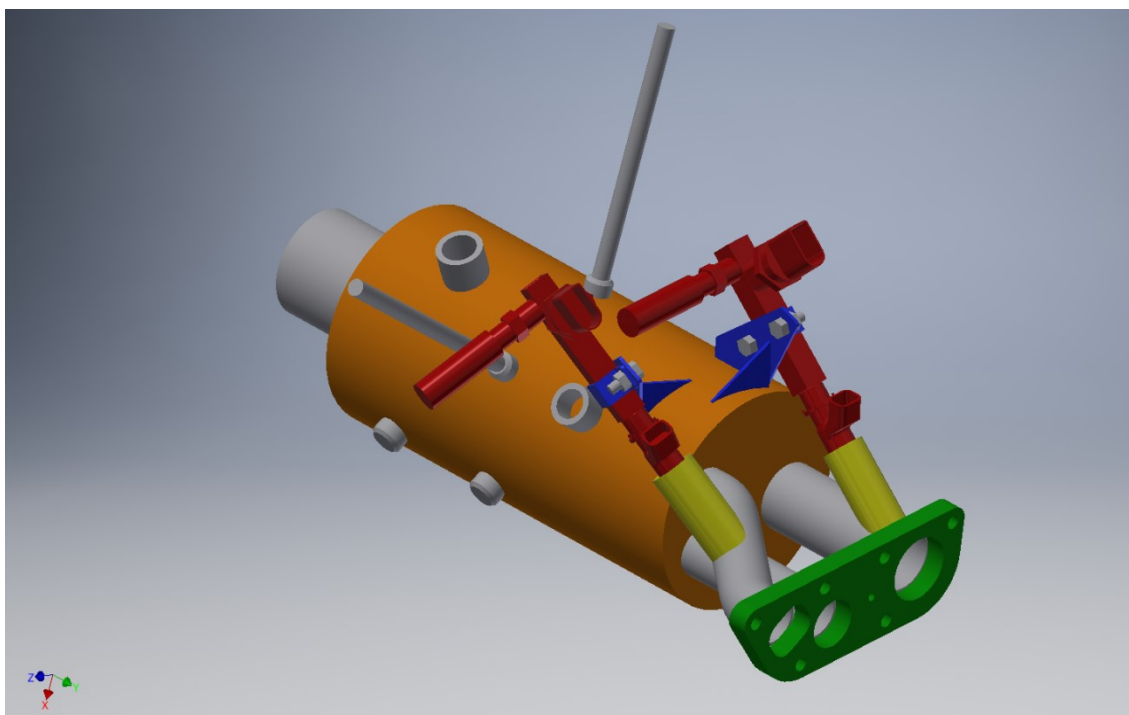


Obr. 10 Varianta umístění na uklidňovací nádobu

Volba této varianty nakonec také nebyla realizována, neboť nechceme mít zápalnou směs v objemu uklidňovací nádoby. Navíc by nebylo možné zjistit, kterým z kanálů plyn momentálně protéká a tudíž učinit závěr, který kanál je nejvhodnější.

3.1.1. Varianta umístění číslo 1

Po předchozích neúspěšných variantách přicházela v úvahu pouze jediná možnost umístění druhého vstřikovače a tou byl zakřivený kanál (viz obr. 11). Použití spodní rovný kanál nebylo možné z důvodu zakřivení horního kanálu, kvůli kterému není na spodním kanálu dostatek místa pro vstřikovač. Navíc v rámci různých módů běhu motoru bývá tento kanál občas uzavřen. Horní kanál naproti tomu zůstává stále otevřený, tudíž je i z tohoto hlediska ideální možností.

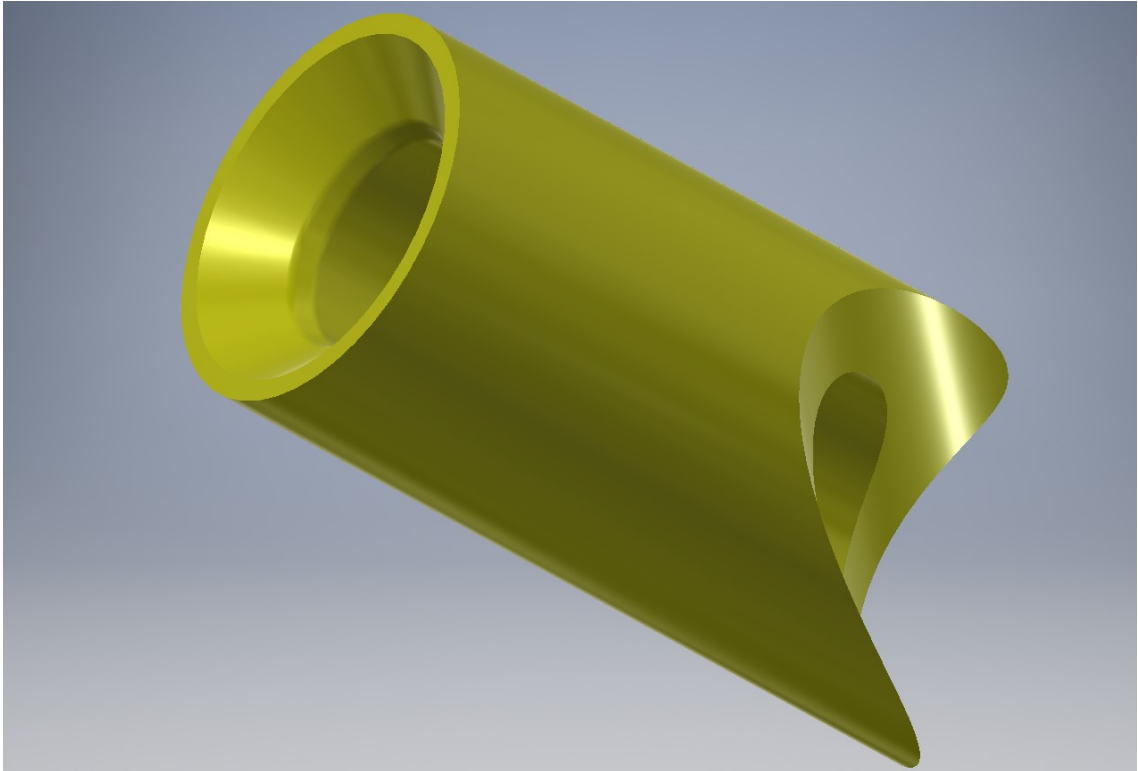


Obr. 11 Varianta umístění číslo 1

Úhel náklonu příruby (na obr. 11 žlutě) i vstřikovače vůči kanálu je opět 45° . Příruba dosedá na kanál za kolenem, aby bylo možné ji zde bez potíží přivařit. Vstřikovač bylo nutné natočit, aby nebránil v cestě přívodní hadici původního injektoru. Natočení také umožnilo bezproblémové použití již vyzkoušeného systému vymezovacích desek a spony (na obr. 11 modře), aniž by byly v kolizi s dalšími prvky na uklidňovací nádrži.

Pro zkonstruování této varianty bylo třeba vymodelovat novou nasedací přírubu (obr.12), neboť sací kanály mají jiný průměr. Použitý vstřikovač je shodný s původním, již vyzkoušeným vstřikovačem na bázi CR. Průměr příruby i tvar zakončení na straně vstřikovače je tudíž shodný s původní přírubou. Dále bylo třeba vymodelovat nový tvar vymezovacích desek.

Výrobní výkresy všech nových prvků včetně výkresu sestavy a kusovníku jsou v příloze (Sestava sání – výkres 0-1-0).

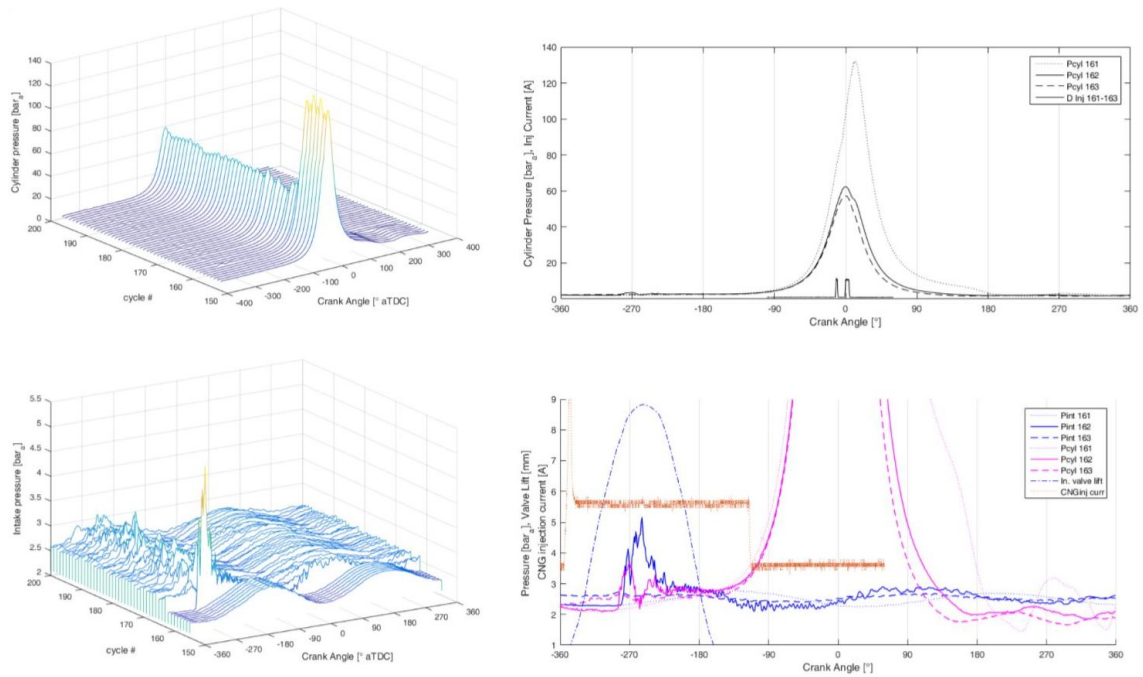


Obr. 12 Nasedací příruba

3.1.2. Varianta umístění číslo 2

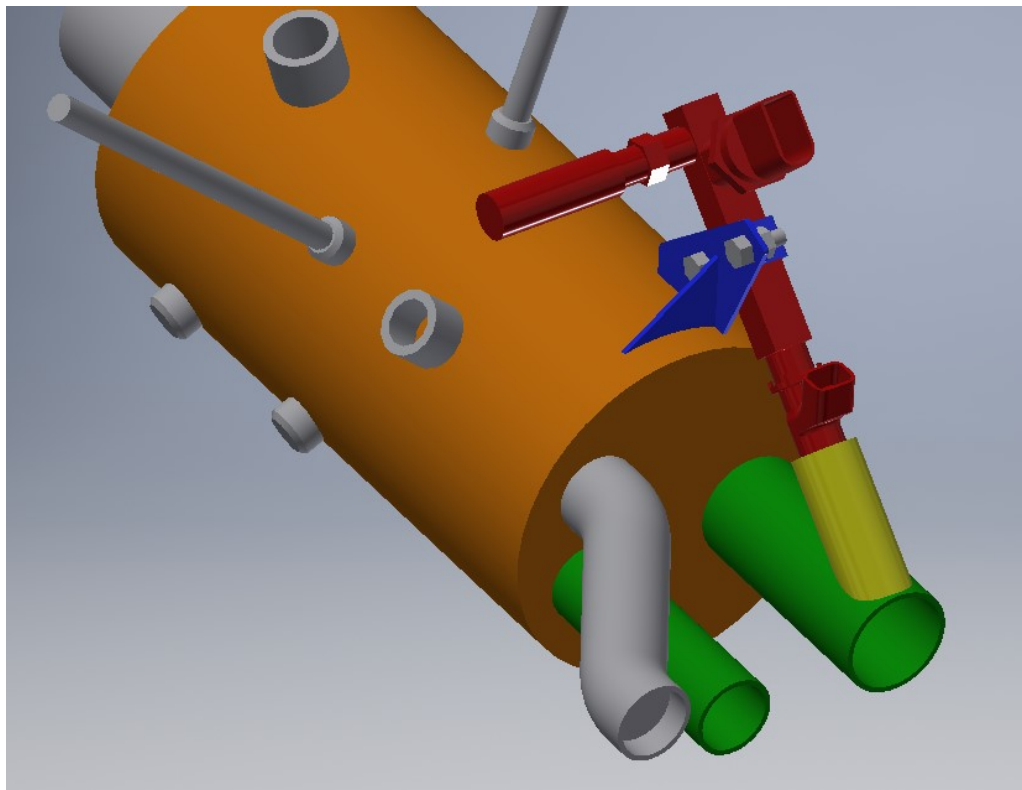
Ač je varianta číslo 1 vyhovující všem předem daným požadavkům a její výkresová dokumentace byla zadána do výroby, objevily se na, zatím ještě původním, motoru při jeho testech neočekávané komplikace.

Při zátěži motoru na 16 bar středního indikovaného tlaku a při otáčkách 2000 min^{-1} a energetickém podílu vodíku ve směsi 80% docházelo k tzv. back firingu (zpětným výšlehům), jinými slovy směs začala vybuchovat dříve, než by měla. Začalo se tak dít poté, kdy došlo k zahřátí motoru, jak je patrné z obr. 13. Do cyklu 161 probíhá spalování standardně, ale při cyklu 162 v době vstřiku je patrný náhlý nárůst tlaku, jak ve válci, tak v sacím potrubí. Přesná příčina známa není, ale předpokládá se, že tento jev je způsoben zapálením směsi v době otevření sacích ventilů od horkých výfukových ventilů a zpětném vyšlehnutí plamenů do kanálu v sacím potrubí. V rámci toho dojde ke spálení podstatné části vodíku ještě v sacím kanálu. Stejný proces se poté opakuje i v dalších cyklech až do doby, kdy byl motor odpojen od obou paliv. [6]



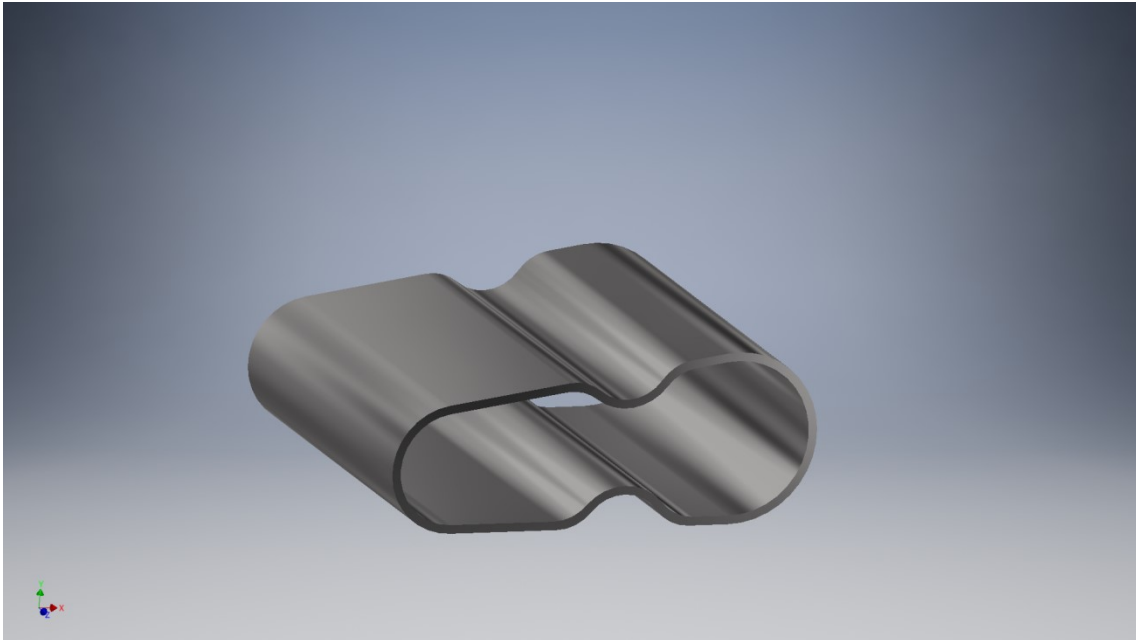
Obr. 13 Diagramy (vlevo) a grafy (vpravo) ukazující náhlý nárůst tlaku ve válci a v sacím potrubí od cyklu 162 v důsledku zpětného výšlehu.[6]

Vzhledem k těmto skutečnostem bylo potřeba provést modifikaci varianty číslo 1 z předchozí kapitoly. Hlavním požadavkem na konstrukci byla tvorba zápalné směsi současně ve dvou sacích kanálech. Nejvhodnějším způsobem, jak tohoto cíle dosáhnout, se ukázalo spojení dvou spodních kanálů (na obr. 14 vyznačeny zelenou barvou).



Obr. 14 Dva kanály, které je třeba spojit

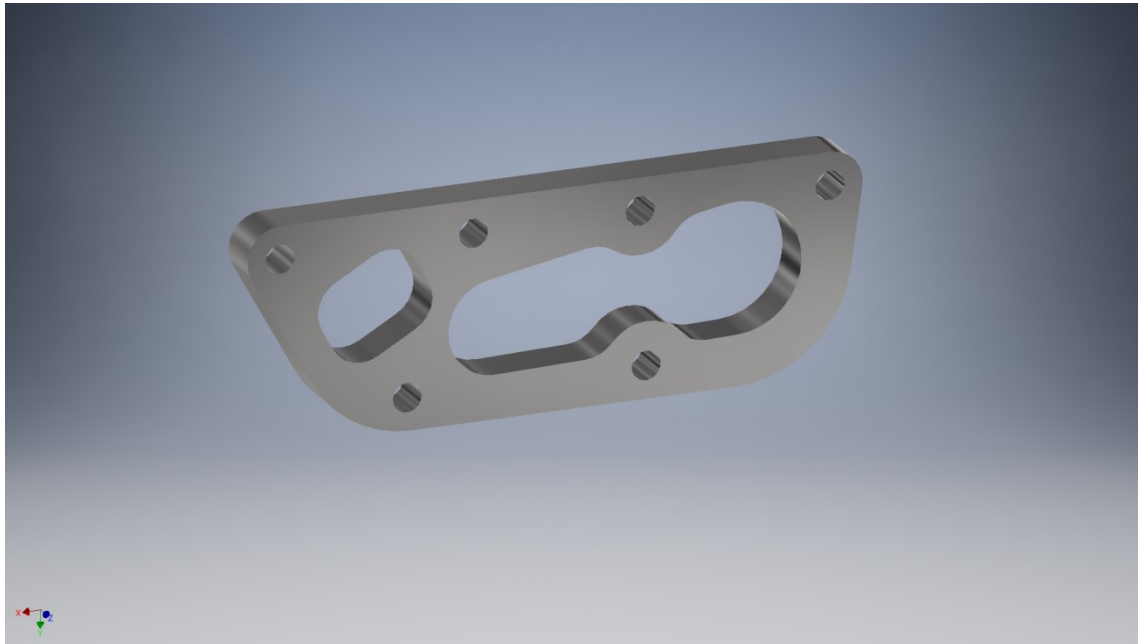
Nový kanál (obr. 15) zachovává průměry původních kanálů, které byly následně spojeny tangenciálními plochami. V těchto plochách bylo nutno vytvořit oblouky pro uchycovací šrouby příruby a hlavy motoru. Jelikož byl vymodelován nový kanál, bylo nutné vytvořit i novou přírubu spojující sání s motorem (obr. 16). Obě součásti mají velmi nezvyklý tvar, tudíž vyvstala otázka, jakým způsobem budou vyrobeny.



Obr. 15 Nový kanál vzniklý spojením kanálů z obr. 14

Po vzájemné konzultaci bylo rozhodnuto, že k výrobě těchto součástí bude použita metoda elektroerozivního obrábění drátovou elektrodou tzv. drátořezu.[7]

Při drátořezu je obrobek připojen na elektrický generátor jako anoda a nástroj (tenký drát) jako katoda. Generátor vytváří výboje o vysoké frekvenci mezi těmito elektrodami a tím dochází k úběru materiálu z obrobku, tvorbě pracovní mezery a tedy i požadovaného řezu. Drátová elektroda je neustále odvíjena pomocí speciálního stroje, aby nedocházelo k jejímu opotřebení. Mezi nejvíce používané materiály drátových elektrod patří měď, mosaz a molybden. Všechny tyto materiály totiž splňují hlavní požadavky, které jsou nezbytné pro správnou funkci celého systému. Nejdůležitější z nich jsou vysoká elektrická vodivost, mechanická pevnost a úzké tolerance průměru a kruhovitosti. Z důvodu zajištění přesnosti řezu bývají elektrody zpravidla ještě kalibrovány diamantovými průvlaky a žihány před jejich použitím. Díky všem těmto opatřením lze touto metodou dosáhnout velmi vysoké přesnosti řezu. Při tloušťce obrobku 100 mm lze dosáhnout rovnoběžnosti do 0,2 μm . Kvalita obrobenej plochy závisí na technologických podmínkách, ale při obrábění na hrubo a následně na čisto je možné dosáhnout až drsnosti o hodnotě $R_a = 0,3 \mu\text{m}$. Tato metoda dokáže ušetřit mnoho času i práce s tvorbou složitých a nákladných forem a lze vyřezat velmi složité tvary za zlomek času oproti konvenčním metodám.[7]

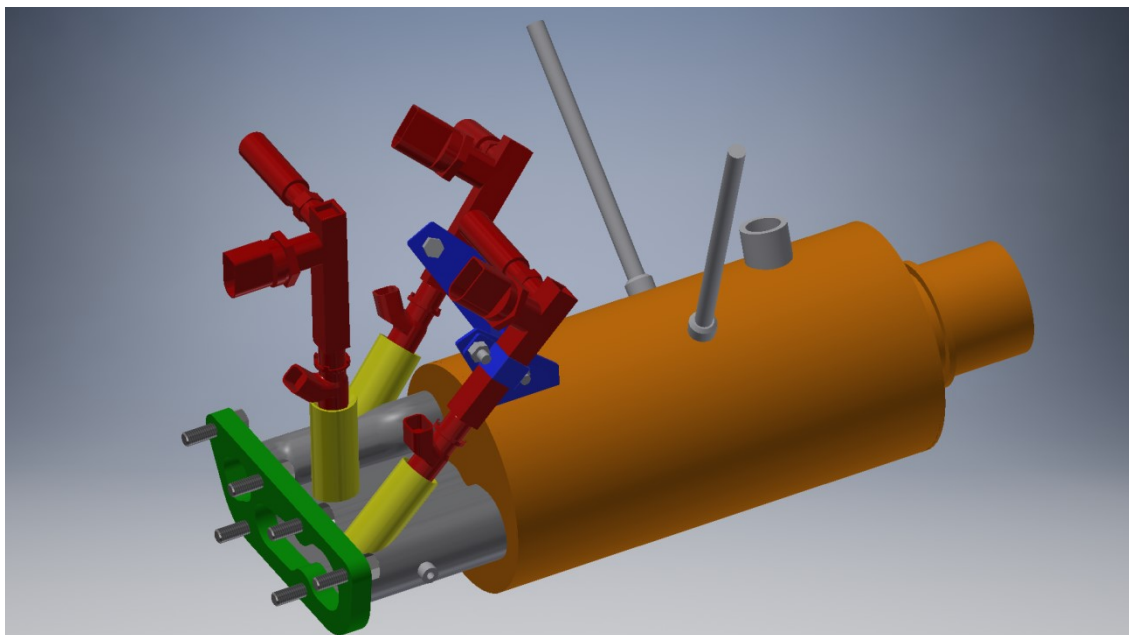


Obr. 16 Nová příruba spojující sání s motorem

Důležitou výhodou konstrukce spojeného kanálu je fakt, že bude možné umístit původní vstříkovač na stejné místo. Rádus původního kanálu je zachován, a proto nebude nutné vyrábět novou nasedací přírubu a bude možné použít současnou. Navíc bude možné využít rovné plochy mezi rádiem pro šroub a rádiem na levé straně kanálu k umístění dalšího nového vstříkovače (obr. 17). Tento vstříkovač je uložen v nové poloze, tedy kolmo ke směru sání vzduchu, a tudíž bude možné testovat kromě nového umístění navíc i nový způsob mísení zápalné směsi. Vzhledem k faktu, že bude vstříkovač směřovat kolmo vzhůru, není nutné jej externě zpevňovat způsobem, jaký je použit u jeho předchůdců, ale stačí použít nasedací přírubu. Její výroba je navíc s ohledem na rovnou nasedací plochu podstatně jednodušší, než pro rádus.

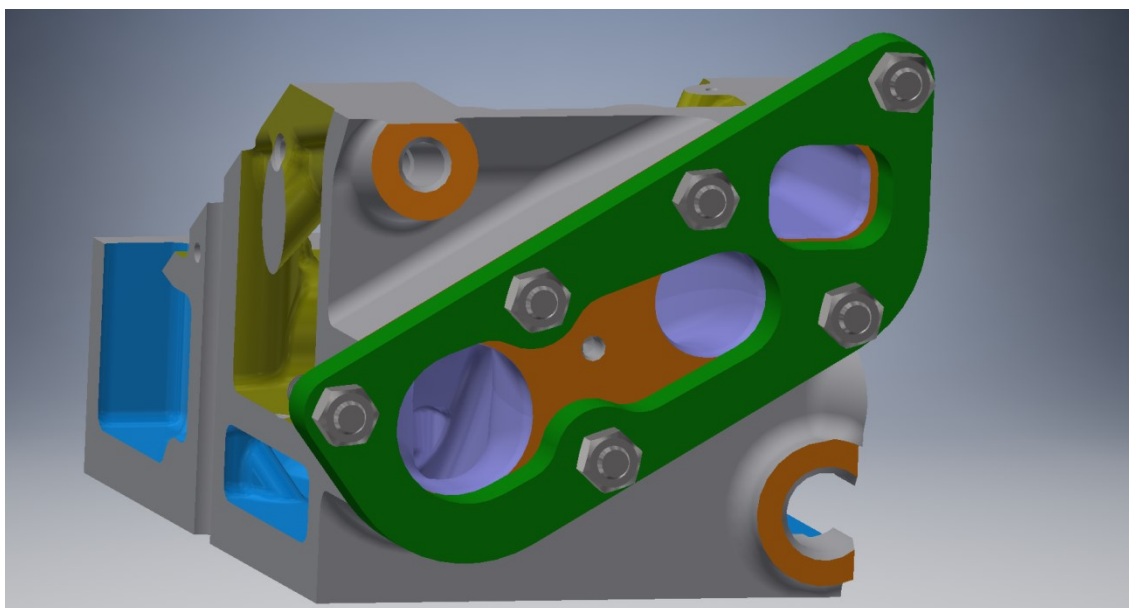
Kromě kanálu a příruby je nutné vyrobit i novou uklidňovací nádobu, která se skládá ze čtyř dílů. Jsou to dvě víka, trubka a příruba, na kterou se napojuje hadice se vzduchem. Konstrukce nové nádoby je logickým krokem, neboť vzhledem k rozšíření sacího potrubí je třeba, aby nové kanály navazovaly svými otvory na otvory v hrnci pro správný tok směsi.

Z důvodu snadnější montáže sání k hlavě motoru jsou použity závrtné šrouby namísto standardních šroubů se šestihrannou hlavou nebo hlavou s vnitřním šestihranem. Nejprve dojde k našroubování šroubů do motoru a poté již bude jednoduché spasovat přírubu na správné místo jednoduchým nasunutím na již umístěné šrouby, přes které se následně našroubují příslušné matice.



Obr. 17 Varianta umístění číslo 2

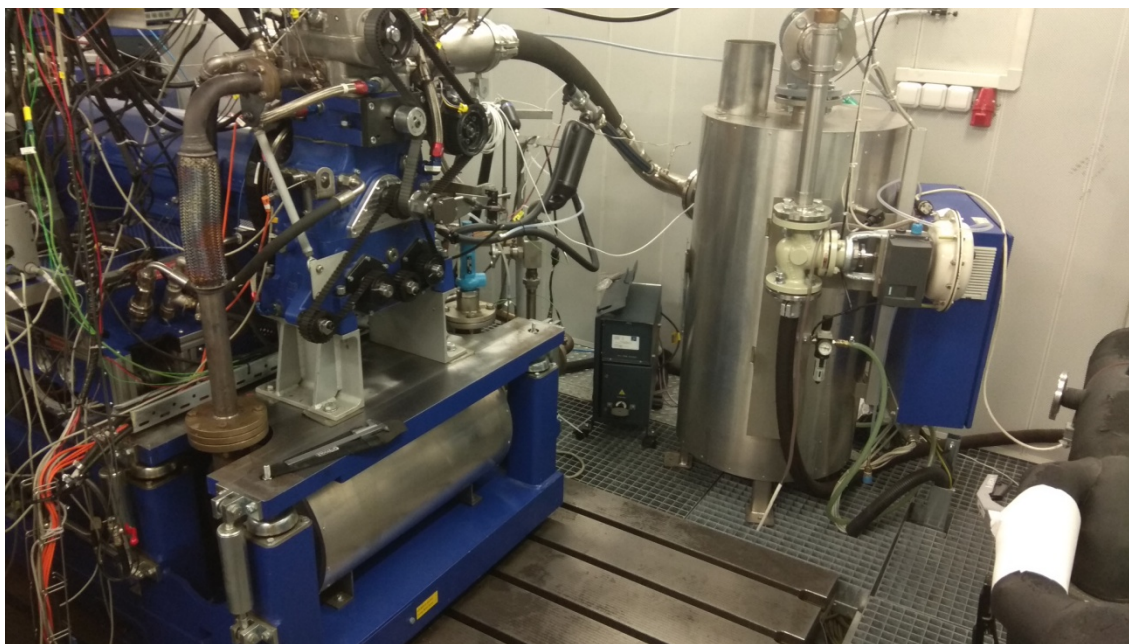
Ukázka přechodu ze systému sání do hlavy motoru je vyobrazena na obr. 18. Ač byla s ohledem na konstrukci nového kanálu navržena nová uklidňovací nádoba, nová hlava válce se z důvodu vysoké pořizovací ceny vyrábět nebude (na obrázku je model hlavy válce „ořezaný“, neboť celkový model výrobce neposkytl). Směs se tedy z jednoho širokého válce bude muset rozdělit do dvou sacích kanálů poté, když narazí do stěny. Cílem návrhu bylo především vytvoření kanálu s větším průtočným průřezem za účelem tvorby méně bohaté směsi, což se podařilo. Před uvedením do provozu by bylo vhodné provést zaoblení nebo sražení nově odkrytých ostrých hran na vstupech do kanálů v hlavě.



Obr. 18 Návaznost nových sacích kanálů na hlavu válce

3.2. Návrh pojistného ventilu na výfukovém potrubí

Konstrukce nového sacího systému si vyžádala také kontrolu pojistného ventilu, zda je dostatečný, anebo je potřeba zvolit nový a větší. Jak již bylo zmíněno v kapitole 2.5., výfukové plyny ze spalovací komory putují potrubím nejprve do 60 litrové uklidňovací nádrže, odkud následně pokračují do výfukové trubky (obr. 19). Těsně za uklidňovací nádrž se nachází slepá odbočka, vedoucí do pojistného ventilu (obr. 20), který zde slouží jako ochrana motoru pro případ úniku a následného výbuchu nespáleného paliva ve výfukovém potrubí.



Obr. 19 Experimentální jednoválec – pohled na uklidňovací nádrž spolu s pojistným ventilem

Současný ventil má průřechový průměr 27 mm a jeho úkolem je zabránit překročení maximální hodnoty tlaku, na kterou je výfukové potrubí dimenzováno. Velikost této maximální hodnoty je 10 bar. Předpokládáme, že mohou nastat dva případy výbuchu nespálené směsi ve výfuku. Prvním případem je okamžitá exploze veškeré směsi v uklidňovací nádobě naráz (to je nejhorší teoretická možnost). Druhým případem by mohlo být zažehnutí směsi na začátku uklidňovací nádoby a laminární šíření plamene touto nádobou (tento případ je mnohem pravděpodobnější).

Veškeré simulace a testy byly provedeny v programu GT-Power Engine Simulation Software. Zde je možné vymodelovat si potřebnou část výfukového systému našeho experimentálního motoru a následně na základě výsledků s dostatečnou přesností vybrat vhodný rozměr požadované součásti.

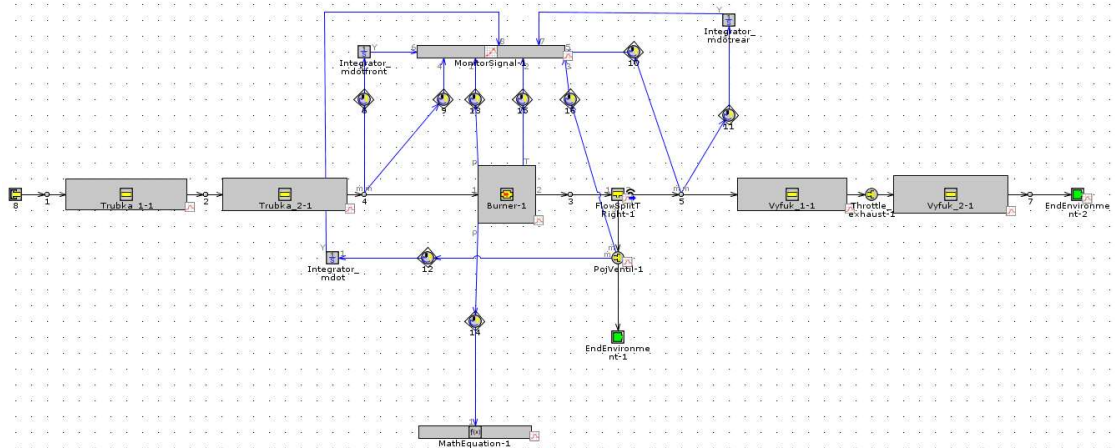


Obr. 20 Současný pojistný ventil

Prvním krokem v simulacích bylo tedy přeměření celé soustavy výfukového potrubí a tvorba modelu. Ústřední část tvoří nejobjemnější prvek systému, tedy 60 litrová uklidňovací nádrž. Ta byla zároveň použita i jako epicentrum demonstrované exploze, neboť požadavkem bylo dimenzovat ventil na nejhorší možnou variantu. Tou je výbuch plných 60 litrů směsi plynného paliva. Nádrž je na obr. 21 znázorněna jako „Burner“. Na ni zleva navazují 2 trubky, které symbolizují potrubí vedoucí od hlavy motoru. Trubky jsou nalevo zakončeny prvkem symbolizujícím uzavřenou klapku, neboť chod plynu zpět do motoru je zamezen ventily ve válci. Vpravo na nádrž navazuje „Flow split T“. To je rozdvojka kanálu, odkud jedna cesta vede do dimenzovaného ventilu a druhá pokračuje do výfuku. Výfuk je rozdělen na dvě části a uprostřed se nachází škrticí klapka. Ta má dvě polohy – otevřenou (spaliny odcházejí konstantním hmotnostním průtokem jako před ní) a uzavřenou (v této poloze nedojde k úplnému uzavření, ale pouze k přivření a tudíž dojde k zúžení průtočného průřezu na neznámou hodnotu). Výfuk i pojistný ventil jsou zakončeny prvkem symbolizujícím volný průtok do okolní atmosféry.

Po vytvoření modelu soustavy bylo třeba přidat snímače hledaných hodnot při simulaci. Prvními snímači jsou snímače tlaku a teploty vedoucí z uklidňovací nádrže, pomocí kterých jsme schopni zjistit, zdali došlo k požadovanému poklesu tlaku. Další jsou tři snímače hmotnostního průtoku pro znázornění míst, kudy poteče jaké množství spalin po explozi. Jeden snímač hmotnostního průtoku je před uklidňovací nádrží, druhý je v pojistném ventilu a třetí

mezi rozvojkou a výfukem. Na stejných místech jsou navíc ještě tři další snímače hmotnostního průtoku, které jsou obohaceny o integrátory podle času. Integrátory převedou hmotnostní průtok na celkovou hmotnost částic, které daným místem protekly. Všechny snímače jsou svedeny do monitoru signálů. Ten nám vykreslí přehledné grafy měřených veličin.



Obr. 21 Model výfukové soustavy v programu GT-Power

Dalším krokem bylo nadefinování směsi paliva, kterou budou všechny prvky soustavy naplněny. Jedná se o stechiometrickou směs vodíku se vzduchem a dále také stechiometrickou směs metanu se vzduchem. Množstevní poměr vodíku a metanu vůči vzduchu byl vypočítán na základě tabulky 3 v [1] (obr. 22).

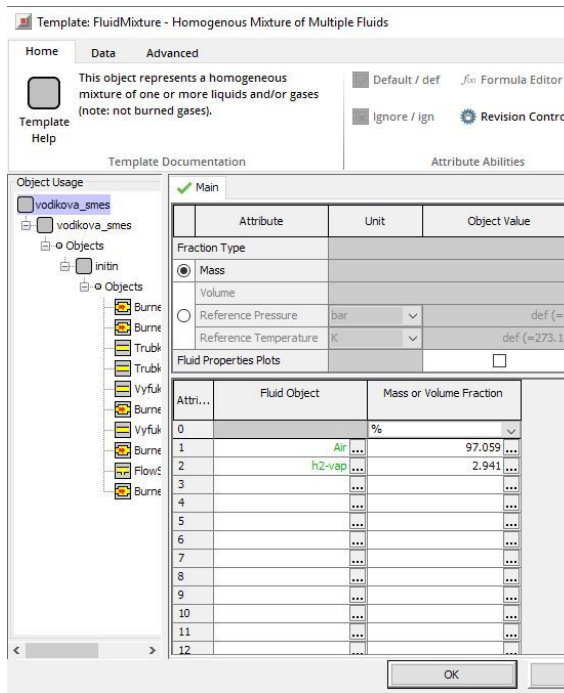
Tab. 3 Vlastnosti vybraných paliv

Veličina	Jednotky	Benzin	Motorová nafta	Těžký topný olej	Metanol	Etanol	LPG	Metan	Vodík
H	1	0,15 - 0,145	0,137-0,126	0,14	0,125	0,13	0,177	0,25	1,0
C	1	0,85 - 0,855	0,863-0,87	0,85	0,375	0,52	0,823	0,75	0
O	1	0	0 - 0,004	0	0,5	0,35	0	0	0
S	1	0	0 - 0,0025	0,01 i více	0	0	0	0	0
Molární hmotnost	kg.kmol ⁻¹	≈ 98	≈ 170	≈ 198	32	46	51	16	2
Teplota varu ¹³⁾	°C	30..190	170 .. 360	175 .. 450	65	78	≈ -30	-162	-253
Výparné teplo ¹⁴⁾	kJ.kg ⁻¹	≈ 419	≈ 554	≈ 785	1119	904	≈ 353	510	450
Tlak par ¹³⁾	kPa	45 - 90			37	21			
Hustota ¹³⁾	kg.m ⁻³	730..780 (kap.)	815 .. 855 (kap.)	950 a více (kap.)	795 (kap.)	789 (kap.)	540(kap.) 2,06 (plyn)	424(kap.) 0,72(plyn)	71(kap.) 0,09 (plyn)
L _t	kg.kg ⁻¹	14,7	14,5	14,6	6,46	9,0	15,5	17,2	34
H _u ¹³⁾	MJ.kg ⁻¹	43,9	42,7-43 ¹⁵⁾	41,3	19,7	28,6	45,8	50,0	120,0
H _{u,v} ¹³⁾	MJ.dm ⁻³	32,0	35,8	39,25	15,5	21,2	24,8	21,2	8,52
H _{sm,v}	MJ.m ⁻³	3,75	3,865	3,657	3,438	3,475	3,725	3,223	2,973
Interval zápalnosti λ ¹⁶⁾	1	0,4 - 1,4	0,48 - 1,35	0,5 - 1,35	0,34-2,0	0,3-2,1	0,4 - 1,7	0,7 - 2,1	0,5 - 10,5
OČ (VM)	-	91 - 98			114	111	100	140	
OČ (MM)	-	83 - 87			95	94	95		
MČ	-						25	100	0
CČ	-		45 - 55	0 - 44					
ČSN EN	-	228	590	65 7991	-	-	589	38 6110	-
Teplota vznícení ¹³⁾	°C	480-550		≈ 370	450				

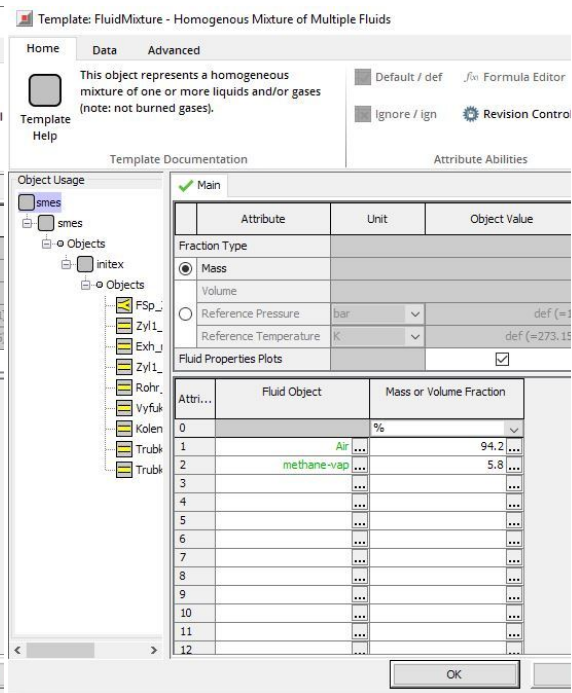
Obr. 22 Tabulka vlastností vybraných paliv[1]

Pro výpočet poměru je podstatná hodnota L_t, neboli stechiometrický směšovací poměr. Ten udává, kolik kilogramů vzduchu je třeba smísit s jedním kilogramem daného paliva, aby vznikla stechiometrická směs. Jelikož pro vodík činí tato hodnota 34 kg/kg, bude naše směs tvořena 97,059% vzduchu a 2,941% vodíku. V programu byla kromě této směsi vytvořena navíc ještě

směs vzduchu s metanem, aby bylo možné provést simulaci a kontrolu i pro případné spalování CNG. Metan má směšovací stechiometrický poměr 17,2 kg/kg, tudíž bude směs obsahovat 94,2% vzduchu a 5,8% metanu.

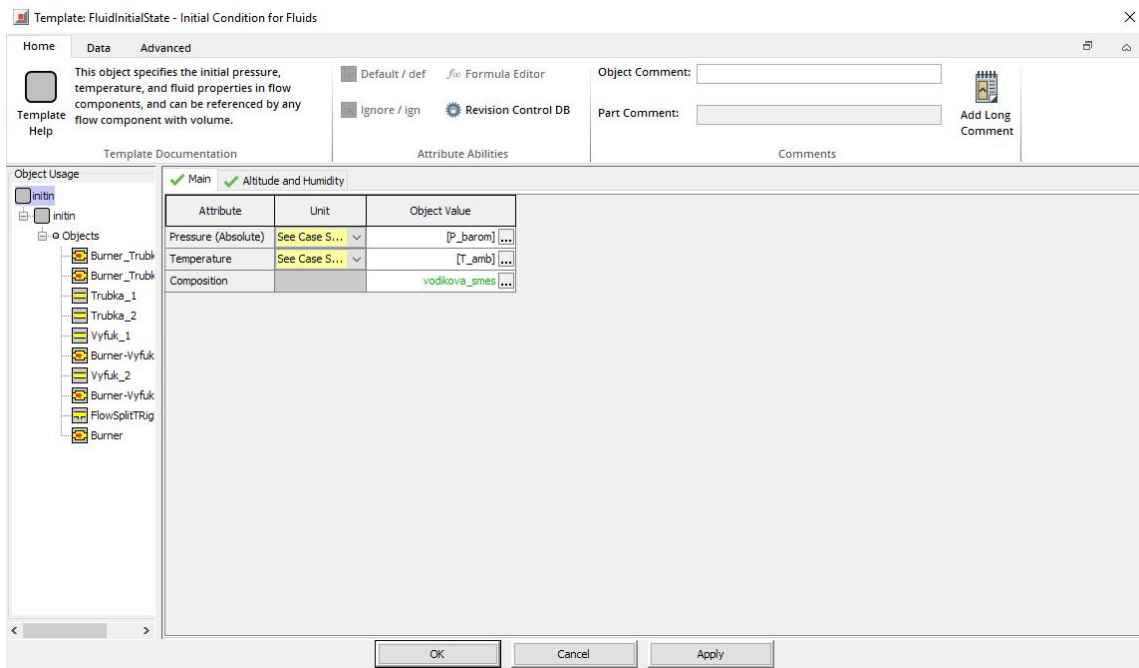


Obr. 23 Složení vodíkové směsi



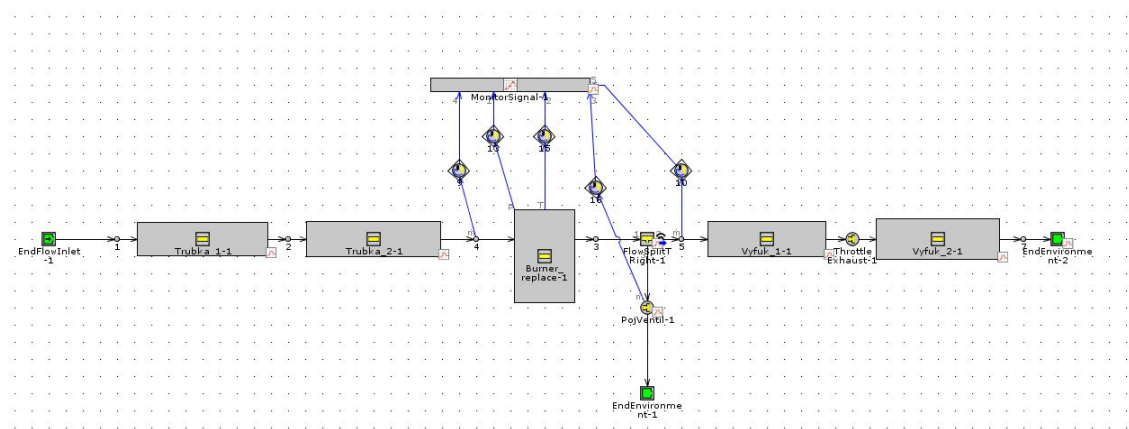
Obr. 24 Složení směsi s CNG

Nově nedefinované směsi byly následně zadány do počátečních podmínek výpočtu (obr.25). Dalšími podstatnými počátečními podmínkami jsou tlak a teplota, které byly zadány ve formě parametrů tak, aby bylo možné nastavit více výpočtů s více hodnotami najednou.



Obr. 25 Definice počátečních podmínek výpočtů

V této fázi je již model v podstatě připraven na simulaci, ale zbývá zjistit poslední parametr, který je potřebný k vyplnění finálního nastavení výpočtů. Tím je průtočný průměr škrťací klapky v uzavřené poloze. Jak již bylo zmíněno výše, víme, že není plně uzavřena, ale přesný průtočný průměr neznáme. Nicméně z reálných naměřených hodnot získaných při jeho běhu jsme schopni sestavit pomocný model, jehož simulací lze kýženou hodnotu získat. Víme, že motor funguje ve dvou režimech. Prvním je natlakování směsi na 1 bar spolu s otevřenou škrťací klapkou. Druhým je natlakování na 3 bar spolu se zavřenou škrťací klapkou. Z druhého případu máme získané naměřené hodnoty. Hmotnostní průtok je roven 104,4 kg/h a tlak před klapkou narostl díky jejímu přivření ze 3 bar na 3,3 bar. Na obr. 26 je náhradní výpočtový model pro zjištění průměru klapky.



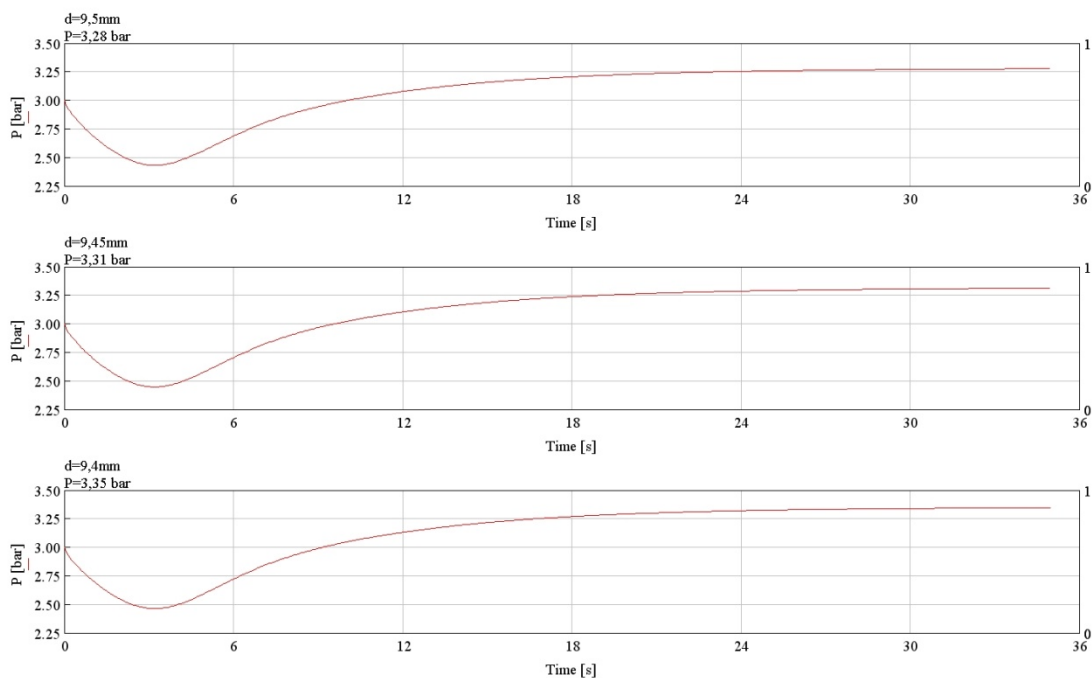
Obr. 26 Náhradní model pro výpočet průměru škrťací klapky

Model je totožný s původním, pouze uklidňovací nádoba je nyní nastavena pouze jako potrubí. Pro zjištění průměru nepotřebujeme, aby v modelu cokoli vybuchovalo, ale je nutné pouze nasimulovat proudění vzduchu. Celým potrubím tedy protéká vzduch daným hmotnostním průtokem a pod daným tlakem, přičemž jako cílový tlak je zadáno 3,3 bar (obr. 27).

Parameter	Unit	Description	Case 1	Case 2	Case 3
Case On/Off		Check Box to Turn Case On	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
Case Label		Unique Text for Plot Legends	6500 1/min	6500 1/min	6500 1/min
rpm	RPM	ok	6500 ...	6500 ...	6500 ...
ncyc		ok	200 ...	200 ...	200 ...
P_barom	mbar		3000 ...	3000 ...	3000 ...
T_amb	C	ok	600 ...	600 ...	600 ...
Imep_target	bar		10.4345	10.4345	10.4345
dThr	mm	Hole Diameter	9.4 ...	9.45 ...	9.5 ...
targetpressure		Target Value	3.3 ...	3.3 ...	3.3 ...

Obr. 27 Nastavení výpočtu průměru škrťací klapky

Jak je na obrázku 27 patrné, průměr škrticí klapky byl nastaven parametricky. Z tohoto důvodu bylo možné zadat několik výpočtů s různými průměry najednou a tím pádem rychleji zjistit správnou hodnotu. Postupnými změnami hodnot bylo zjištěno, že hledaná hodnota bude v rozmezí 9,4 a 9,5mm. Na obrázku 28 jsou znázorněny grafy průběhu tlaku při nastavení hodnot 9,4; 9,45 a 9,5mm. Při průměru 9,45mm se hodnota tlaku ustálila na 3,31 bar, tudíž byla zvolena za odpovídající.



Obr. 28 Průběh hodnot tlaku pro průměry klapky 9,4mm; 9,45mm; 9,5mm

Po zjištění průtočného průměry škrticí klapky v zavřeném režimu bylo možné dokončit hlavní simulaci. Jelikož úkolem je simulovat nejhorší možnou variantu, byl výpočet proveden pro případ natlakování směsi na 3 bar spolu s přivřenou škrticí klapkou. Dále jsme měli nadefinované dvě směsi (s vodíkem a s metanem). Pomocí první kontrolní simulace bylo zjištěno, že při výbuchu směsi s metanem dojde k většímu nárůstu tlaku, než u směsi s vodíkem, tudíž jsme při dalších výpočtech používali pouze směs s metanem.

Pojistnému ventilu byla nastavena tlaková závislost pro jeho otevření, přičemž otevírací tlak byl zvolen podle reálné hodnoty od výrobce, která činí 5 bar. Časovou konstantu ventilu, tedy dobu zpoždění při otevírání, výrobce neuvádí. Byla proto zvolena hodnota 0,001 s.

Do parametrů výpočtu (Obr. 29) byly zadány všechny zbývající podstatné hodnoty. Otáčky motoru zůstávají pro všechny případy stejné, tedy 6500 min^{-1} , stejně tak další parametry jako je např. teplota vstupující směsi, tlak vstupující směsi (P_{barom}) a průměr škrticí klapky (d_{Thr}) s námi vypočtenou hodnotou 9,45mm. Case 1 s hodnotou tlaku 1 bar a otevřenou klapkou jsme tedy odškrtnuli pryč z výpočtů jako pro nás nepodstatný. Rozdílným parametrem odlišujícím čtyři

případy výpočtu se stala časová konstanta spalování (combustion time constant). To je fiktivní parametr, který definuje rychlost spálení veškerého množství směsi a s jehož pomocí bude možné vytvořit dva námi požadované případy výbuchu (okamžité spálení veškerého množství směsi a postupné spálení pomocí laminárního hoření). Časová konstanta s hodnotou 100 reprezentuje okamžitý výbuch veškerého množství paliva a další hodnoty představují pomalejší šíření plamene. Posléze bude vybráno, která ze tří hodnot je nejbližší laminárnímu šíření.

Parameter	Unit	Description	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4	Case 5
Case On/Off		Check Box to Turn Case On	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
Case Label		Unique Text for Plot Legends	6500 1/min	c_const = 100	c_const = 1000	c_const = 10000	c_const = 100...
rpm	RPM	ok	6500	6500	6500	6500	6500
ncyc		ok	200	200	200	200	200
P_barom	mbar		998	3000	3000	3000	3000
T_amb	C	ok	22.099	22.099	22.099	22.099	22.099
Imep_target	bar		10.4345	10.4345	10.4345	10.4345	10.4345
PexhRunner	mm	Target Value	1.2129198	1.2129198	1.2129198	1.2129198	1.2129198
dThr	mm	Hole Diameter	44	9.45	9.45	9.45	9.45
combTimeConst		Combustion Time Constant		100	1000	10000	100000
simdur	s	Maximum Simulation Duration (Time)	0.06	0.06	0.06	0.1	0.5

Obr. 29 Nastavení celkového výpočtu

Aby bylo možné vybrat správnou hodnotu, je nejprve třeba zjistit, jaká je rychlost laminárního hoření při našich podmínkách. V publikaci [2] se nachází rovnice, ze které lze tuto rychlost spočítat (obr. 30).

$$S_{L,s} = S_{L,0} \left(\frac{\rho_u}{\rho_{u0}} \right)^\epsilon \quad (9.37)$$

Values for $S_{L,0}$ and ϵ from the literature are summarized in Table 9.3.

TABLE 9.3
Parameters for methane-air laminar
burning velocity correlation [Eq. (9.37)]

ϕ	p_t , atm	$S_{L,0}^\dagger$ cm/s	ϵ	Ref.
1.0	0.5	49	0.51	31
1.0	1.0	35	0.2	31
0.8–1.2	1–8	‡	0.17–0.19	33

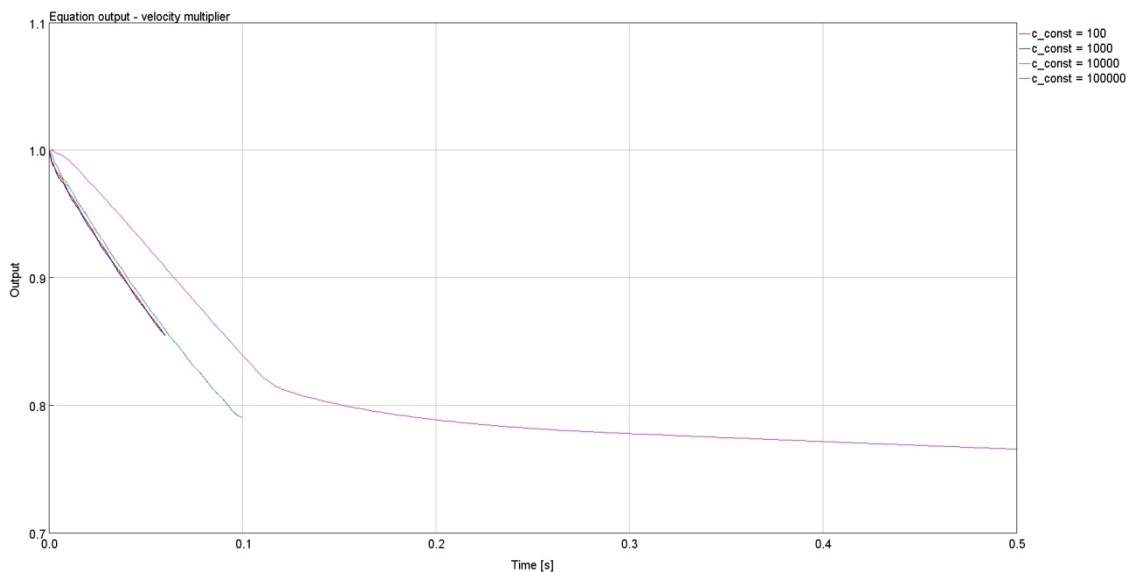
† At 298 K initial temperature.

‡ See Fig. 9-25.

Obr. 30 Rovnice pro výpočet rychlosti laminárního hoření[2]

K výpočtu hledané rychlosti S_L je nutné znát koeficient $S_{L,0}$, který nalezneme v tabulce na obr. 30 (našemu případu, tedy $p_t = 3$ bar, odpovídá $S_{L,0} \approx 30$ cm/s) a který následně vynásobíme násobitelem. Jelikož pro výpočet násobitele potřebujeme aktuální hustotu směsi ρ_u , využili jsme

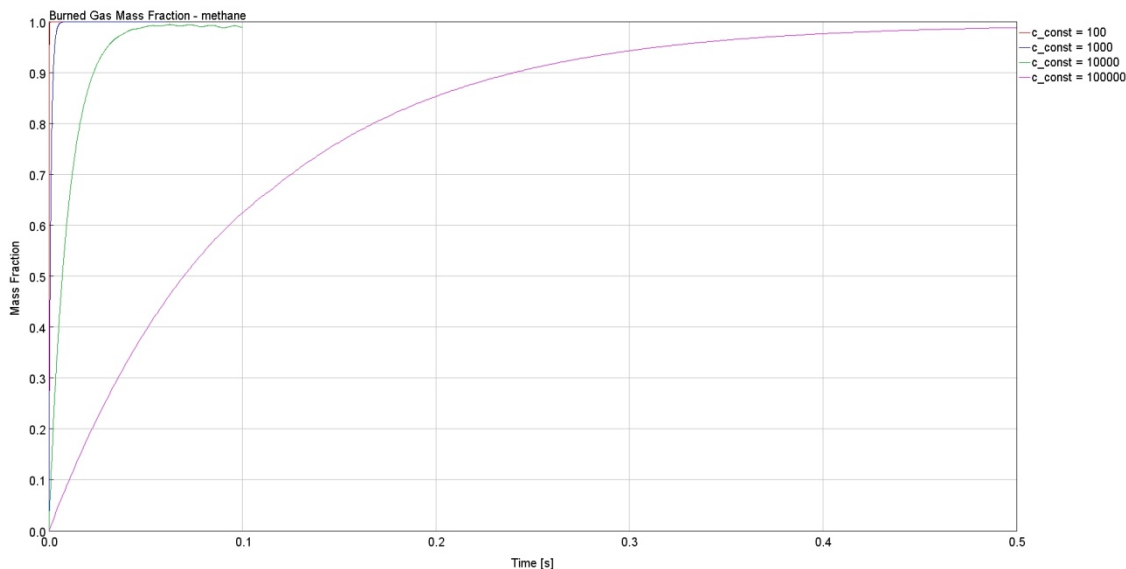
k jeho výpočtu GT-Power. Na obr.21 je patrný prvek „mathequation 1“, který počítá hodnotu násobitele. Hodnota ρ_u je ve formě parametru přivedena senzorem hustoty z uklidňovací nádoby. Počáteční hustota ρ_{u0} byla dosazena číselně jako hodnota hustoty v čase 0 a koeficient ε byl zvolen opět z tabulky na obr. 30 (pro náš případ $\varepsilon = 0,175$). Na obr. 31 je patrný průběh vypočteného násobitele v závislosti na čase. Pro zjednodušení použijeme střední hodnotu, která činí 0,9. Pokud touto hodnotou vynásobíme koeficient S_{L0} , získáme přibližnou střední hodnotu šíření plamene uklidňovací nádobou, ta činí $S_L = 27$ cm/s. Při délce nádoby 60 cm dojde tedy k prohoření celého objemu za 2,2 s. Díky těmto hodnotám bude později možné vybrat časovou konstantu spalování, která se bude nejvíce blížit reálné hodnotě.



Obr. 31 Průběh násobitele koeficientu pro výpočet rychlosti laminárního hoření

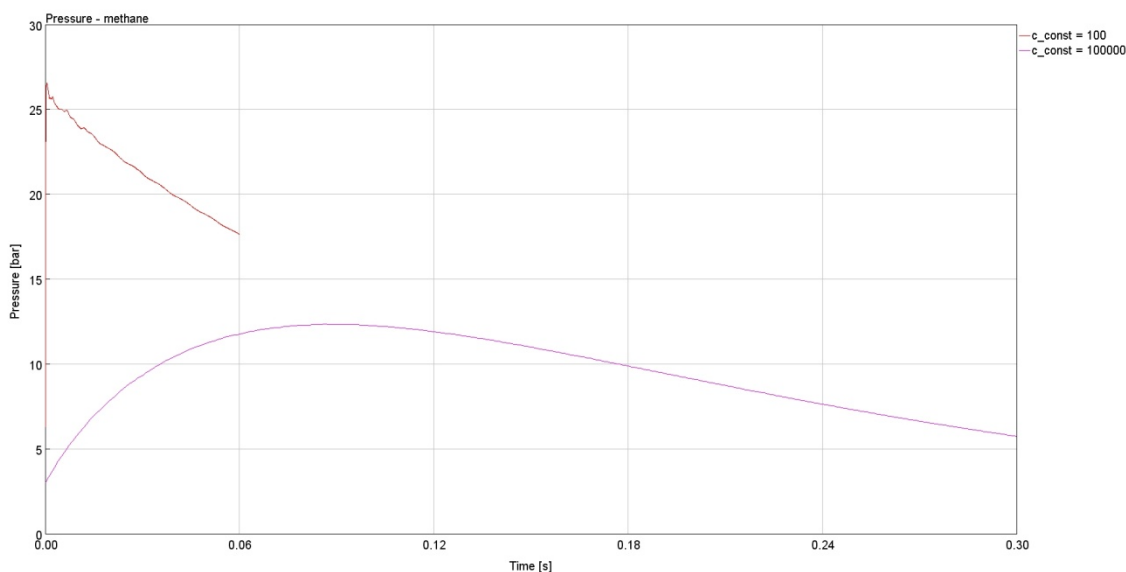
Po spuštění celkového výpočtu bylo možné vykreslit hmotnostní zlomek spáleného paliva v uklidňovací nádobě. Jeho časový průběh je vyobrazen na obr. 32. Doba prohoření celého objemu odpovídá přibližně hmotnostnímu zlomku o hodnotě 0,95. Na obrázku je tedy vidět, že nejbližší k reálné době prohoření (2,2 s) je simulace s časovou konstantou rovnou 100 000, při které prohoří celý objem nádoby za 0,3 s. Simulace s konstantami 1000 a 10 000 dosahují hodnot řádově v milisekundách, což je vzdálené od reality. Dále obrázek dokazuje, že hodnota konstanty 100 odpovídá případu okamžitého spálení celého objemu najednou.

Nyní tedy známe veškeré potřebné parametry pro výpočet průběhu tlaku uklidňovací nádobou a je možné přejít k výběru vhodného průměru ventilu.



Obr. 32 Průběh hmotnostního zlomku spáleného paliva v uklidňovací nádobě pro různé časové konstanty spalování

Na obr. 33 je znázorněn průběh tlaku pro oba případy vzplanutí směsi při použití ventilu s průřezným průměrem 27 mm (současný ventil). Křivka $c_{const} = 100$ odpovídá okamžité explozi, $c_{const} = 100000$ odpovídá laminárnímu šíření. Je vidět, že současný ventil je nedostačující, protože nedokáže zabránit překročení hodnoty tlaku 10 bar ani při laminárním hoření a je nutné zvolit ventil s větším průřezným průměrem.

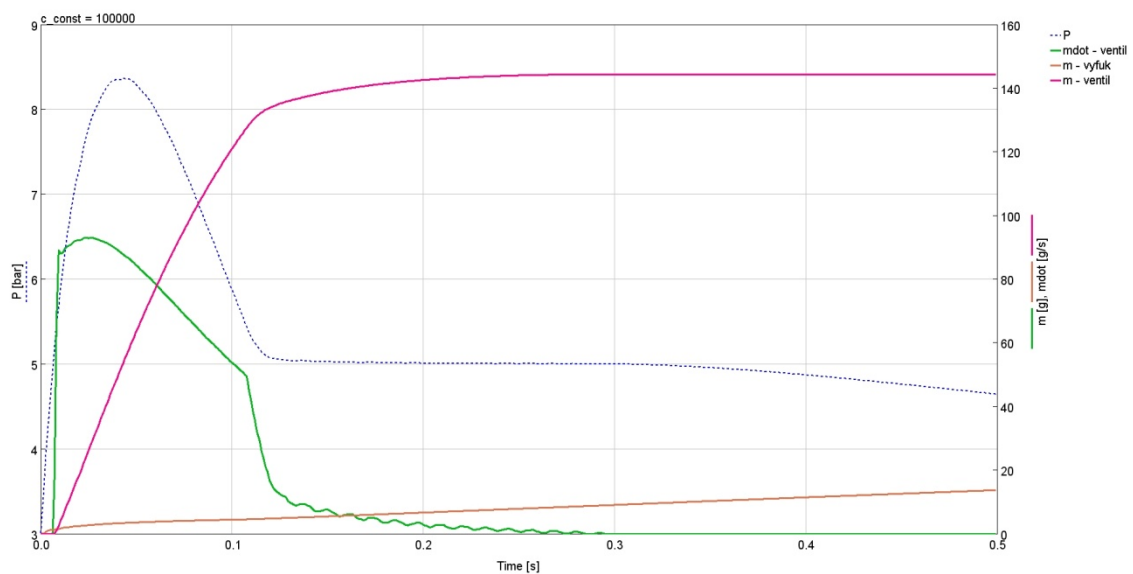


Obr. 33 Průběh tlaku v uklidňovací nádobě při použití ventilu s průřezným průměrem 27 mm

Na základě katalogu výrobce, od něhož používáme ventily, se ukázal jako vhodná volba ventil s průřezným průměrem 50 mm. Na obr. 34 je možné vidět průběh tlaku opět pro oba případy vzplanutí směsi, ale tentokrát při použití ventilu o průměru 50 mm. Z obrázku lze odečíst, že při laminárním hoření dokáže ventil s rezervou udržet tlak pod kritickou hodnotou. Problém nastává pouze v případě okamžitého vzplanutí celého objemu směsi. Tento případ ale nelze vyřešit dalším zvětšováním průměru ventilu, neboť zde hraje roli jeho časová konstanta.

Pokud bychom chtěli být ochráněni i před touto, čistě teoretickou a v praxi v podstatě nemožnou, variantou exploze, bylo by nutné zvolit pojistné médium s nulovou časovou konstantou. Jedna z alternativ k pojistným ventilům by mohla být průtržná membrána, u které dojde (na rozdíl od ventilu) k okamžitému protržení bez jakékoliv prodlevy. Její nevýhodou je jednorázové použití, kdy je v případě jejího protržení nutné přistoupit k výměně za nový kus. Důkladné prověření a výpočetní podpora alternativ k pojistnému ventilu by mohl být námět na další výzkum.

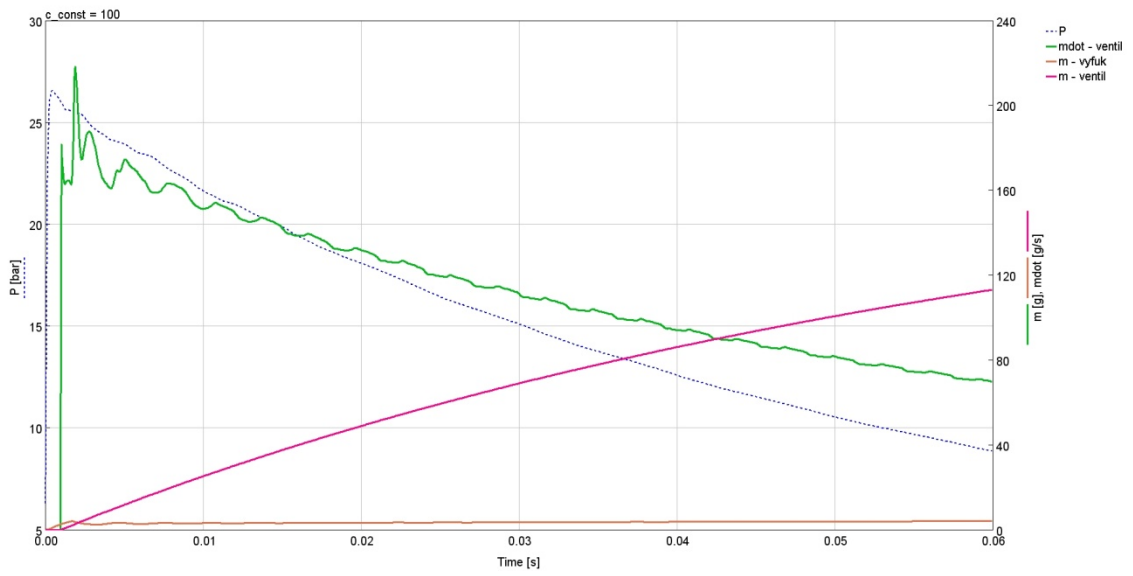
Na obr. 34 a 35 je zobrazen průběh tlaku v uklidňovací nádobě, hmotnostní průtok a celková hmotnost částic putujících ventilem a celková hmotnost částic putujících výfukem. Obr. 34 ukazuje tyto průběhy pro případ laminárního hoření a obr. 35 pro okamžitou explozi.



Obr. 34 Průběh tlaku, hmotnostního průtoku a hmotností při laminárním šíření plamene pro ventil o průměru 50mm

Na obrázcích je dobře viditelná časová konstanta ventilu a také její vliv na rychlý nástup tlaku. Na obr. 34 je taktéž patrný okamžik opětovného uzavření ventilu při poklesu tlaku pod otevírací hodnotu 5 bar a také enormní rozdíl mezi odpuštěným množstvím částic ventilem a výfukem. To je logické, neboť průměr výfuku je 44 mm, což je méně, než je průměr ventilu.

Obr. 35 naopak ukazuje, že kvůli časové konstantě ventilu dojde při okamžité explozi k nárůstu tlaku nad únosné hodnoty a nebude možné jej udržet pod 10 bar s jakýmkoliv průměrem ventilu. Rozdíl mezi množstvím částic odpuštěným ventilem a výfukem je srovnatelný s rozdílem při laminárním hoření, což je opět způsobeno poměrem průměrů ventilu a výfuku.



Obr. 35 Průběh tlaku, hmotnostního průtoku a hmotností při okamžité explozi pro ventil o průměru 50mm

4. Závěr

Byl proveden návrh několika variant umístění nového vstřikovacího systému na stávající sací potrubí experimentálního jednoválcového motoru. Po vyloučení několika možností z důvodů ergonomie, či z důvodů předpokládaného nesprávného smísení jednotlivých složek spalovací směsi byla nakonec zvolena varianta s novým injektorem na horním „zakrouceném“ kanálu. Tento zůstává neustále v otevřené poloze a navíc dojde k vyzkoušení vstřikování více kanály. Druhá vhodná varianta je evolučním vývojem předchozí, neboť zde dochází k modifikaci dvou spodních kanálů tím způsobem, že dojde k jejich „propojení“. V praxi toho je dosaženo tvorbou nového kanálu, který byl konstruován jako spojení dvou původních, s ohledem na možnost ponechání původního vstřikovače stále na stejném místě. Konstrukce rozšířeného kanálu proběhla z důvodu předčasných explozí směsi již v sacím potrubí a podle následného požadavku na tvorbu směsi ve dvou sacích kanálech najednou. V rámci konstrukce kanálu byly nově zkonstruovány i další prvky sání. Dále byl přidán nový vstřikovač, který byl umístěn také na nově rozšířený kanál, ale tentokrát v poloze kolmé ke směru sání. Obě navržené varianty systému vstřikování disponují výkresovou dokumentací, která je k nalezení v příloze (První varianta je na výkresu sestavy 0-1-0, druhá na 0-2-0).

Dále byla provedena simulace okamžité exploze a laminárního hoření nespálené směsi plynného paliva v uklidňovací nádrži výfukového potrubí při nejhorších podmínkách. Účelem byla kontrola a případné dimenzování nového pojistného ventilu. Tento má za úkol ochránit výfukový systém v krizových situacích a udržet hodnotu tlaku pod 10 bar. Při simulacích bylo prokázáno, že současný ventil s průtočným průměrem 27mm je nevyhovující. Následnými výpočty bylo zjištěno, že bude třeba zakoupit od dodavatele nový ventil o průtočném průměru 50mm. Nový ventil bude schopen ochránit výfukový systém pouze v případě laminárního hoření směsi. Pro ochranu potrubí před okamžitou explozí veškerého množství paliva (což je pouze teoretická možnost, které není možné zcela dosáhnout) by bylo nutné použít alternativu k ventilu s nulovou časovou konstantou (bez prodlevy v otevření). Tou by mohla být například průtržná membrána. Zkoumání této varianty by mohl být námět na další výzkum.

Vícepalivový motor je velmi zajímavá varianta pohonné jednotky a ještě je zde mnoho prostoru k různým experimentům, než dojde k jeho zdokonalení na takovou úroveň, aby byl použitelný v sériové výrobě. Návrhy vstřikování z této práce otevírají dveře novým pokusům při testování nevhodnějšího místa injektáže a nevhodnějšího poměru vodíku se vzduchem. Pevně věřím, že toto je jedna z cest, jak posunout obor spalovacích motorů novým směrem. Zdali bude tento směr ten správný, to se teprve ukáže.

Seznam použité literatury

- [1] MACEK, Jan. *Spalovací motory I*. Praha: Nakladatelství ČVUT, 2007. ISBN 978-80-01-03618-1.
- [2] HEYWOOD, John B. *Internal combustion engine fundamentals*. New York: McGraw-Hill, c1988. ISBN 0-07-028637-X.
- [3] MATĚJOVSKÝ, Vladimír. *Automobilová paliva*. Praha: Grada, c2004. ISBN 80-247-0350-5.
- [4] FLAIG, Ulrich, Wilhelm POLACH a Gerhard ZIEGLER. *Common Rail System (CR-System) for Passenger Car DI Diesel Engines; Experiences with Applications for Series Production Projects* [online]. 1999-03-01, , - [cit. 2019-04-27]. DOI: 10.4271/1999-01-0191. ISSN 0148-7191. Dostupné z: <http://papers.sae.org/1999-01-0191/>
- [5] WAGEMAKERS, A.M.L.M. a C.A.J. LEERMAKERS. *Review on the Effects of Dual-Fuel Operation, Using Diesel and Gaseous Fuels, on Emissions and Performance* [online]. 04/16/2012, , - [cit. 2019-04-27]. DOI: 10.4271/2012-01-0869. Dostupné z: <https://www.sae.org/content/2012-01-0869/>
- [6] VAVRA, Jiri, Ivan BORTEL a Michal TAKATS. *A Dual Fuel Hydrogen - Diesel Compression Ignition Engine and Its Potential Application in Road Transport* [online]. 02 Apr 2019, , - [cit. 2019-04-29]. DOI: 10.4271/2019-01-0564. Dostupné z: <https://www.sae.org/content/2019-01-0564/>
- [7] BARCAL, Jaroslav. *Nekonvenční metody obrábění*. Praha: Edič. střed. Čes. vys. uč. techn., 1989.

Seznam obrázků

<i>Obr. 1 Schéma uspořádání systému Common Rail[4]</i>	11
<i>Obr. 2 Řez vstřikovačem[4]</i>	12
<i>Obr. 3 Dvoupalivový motor [www.arenared.nl]</i>	13
<i>Obr. 4 Schéma testovací kóje s experimentálním jednoválcem[6]</i>	16
<i>Obr. 5 Směšovací stanice</i>	17
<i>Obr. 6 Experimentální jednoválec a jeho sací systém</i>	19
<i>Obr. 7 Tabulka parametrů motoru[6]</i>	19
<i>Obr. 8 Umístění původního vstřikovače plynného paliva</i>	20
<i>Obr. 9 Varianta zrcadlově proti původnímu vstřikovači</i>	21
<i>Obr. 10 Varianta umístění na uklidňovací nádobu</i>	21
<i>Obr. 11 Varianta umístění číslo 1</i>	22
<i>Obr. 12 Nasedací příruba</i>	23
<i>Obr. 14 Dva kanály, které je třeba spojit</i>	24
<i>Obr. 13 Diagramy (vlevo) a grafy (vpravo) ukazující náhlý nárůst tlaku ve válci a v sacím potrubí od cyklu 162 v důsledku zpětného výšlehu.[6]</i>	24
<i>Obr. 15 Nový kanál vzniklý spojením kanálů z obr. 14</i>	25
<i>Obr. 16 Nová příruba spojující sání s motorem</i>	26
<i>Obr. 17 Varianta umístění číslo 2</i>	27
<i>Obr. 18 Návaznost nových sacích kanálů na hlavu válce</i>	27
<i>Obr. 19 Experimentální jednoválec – pohled na uklidňovací nádrž spolu s pojistným ventilem</i>	28
<i>Obr. 20 Současný pojistný ventil</i>	29
<i>Obr. 21 Model výfukové soustavy v programu GT-Power</i>	30
<i>Obr. 22 Tabulka vlastností vybraných paliv[1]</i>	30
<i>Obr. 23 Složení vodíkové směsi</i>	31
<i>Obr. 24 Složení směsi s CNG</i>	31
<i>Obr. 25 Definice počátečních podmínek výpočtů</i>	31
<i>Obr. 26 Náhradní model pro výpočet průměru škrticí klapky</i>	32
<i>Obr. 27 Nastavení výpočtu průměru škrticí klapky</i>	32
<i>Obr. 28 Průběh hodnot tlaku pro průměry klapky 9,4mm; 9,45mm; 9,5mm</i>	33
<i>Obr. 29 Nastavení celkového výpočtu</i>	34
<i>Obr. 30 Rovnice pro výpočet rychlosti laminárního hoření[2]</i>	34
<i>Obr. 31 Průběh násobitele koeficientu pro výpočet rychlosti laminárního hoření</i>	35
<i>Obr. 32 Průběh hmotnostního zlomku spáleného paliva v uklidňovací nádobě pro různé časové konstanty spalování</i>	36
<i>Obr. 33 Průběh tlaku v uklidňovací nádobě při použití ventilu s průtočným průměrem 27 mm</i>	36

<i>Obr. 34 Průběh tlaku, hmotnostního průtoku a hmotností při laminárním šíření plamene pro ventil o průměru 50mm</i>	<i>37</i>
<i>Obr. 35 Průběh tlaku, hmotnostního průtoku a hmotností při okamžité explozi pro ventil o průměru 50mm</i>	<i>38</i>