

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

FAKULTA STROJNÍ

Katedra vozidel a motorů



**Spalování směsi vodíku se zemním plynem
v zážehovém PSM**

doktorská disertační práce

Studijní program:

P2302 Stroje a zařízení

Studijní obor

2302V010 Konstrukce strojů a zařízení

Doktorand:

Ing. Michael Fenkl

Školitel:

prof. Ing. Celestýn Scholz, Ph.D.

Liberec 2012

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji tímto mému školiteli prof. Ing. Celestýnu Scholzovi, Ph.D., za cenné odborné rady a připomínky vedoucí ke zvýšení kvality doktorské disertační práce a v neposlední řadě za jeho trpělivost. Dále bych chtěl poděkovat prof. Ing. Stanislavu Berounovi, Csc. za konzultace v oblasti termodynamiky. Tato disertační práce by nevznikla nebýt finanční podpory Výzkumného centra spalovacích motorů a automobilů Josefa Božka, za což tímto děkuji jeho vedení.

MSc. Michalu Vojtíškoví, Ph.D. a Ing. Hynku Drozdovi děkuji za jejich pomoc při provádění experimentů. V neposlední řadě chci poděkovat všem mým blízkým za podporu a motivaci vedoucí k dokončení této disertační práce.

PROHLÁŠENÍ

Byl jsem seznámen s tím, že na mou doktorskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 o právu autorském, zejména § 60 (školní dílo) a § 35 (o nevýdělečném užití díla k vnitřní potřebě školy).

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) má právo na uzavření licenční smlouvy o užití mé práce a prohlašuji, že souhlasím s případným užitím mé práce (prodej, zapůjčení apod.).

Jsem si vědom toho, že užít své doktorské práce či poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem TUL, která má právo ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, vynaložených univerzitou na vyhotovení samotného díla.

Datum: 23. 4. 2012

Podpis:

ANOTACE

Spalování směsi vodíku se zemním plynem v zážehovém PSM

DDP popisuje inovativní způsob výpočtu průběhu teploty ve válci motoru. Tento způsob výpočtu používá jako vstupní hodnoty experimentálně získaná data a známá data popisující složení paliva. Výpočet dále zohledňuje běžně zanedbávané vlivy, kterými jsou vlhkost nasávaného vzduchu a uvažování náplně válce ve formě reálného plynu. Tento postup výpočtu je v DDP detailně popsán, společně s výpočtem adiabatické teploty plamene pro směsné palivo. V experimentální části jsou dále diskutovány vlivy seřizovacích parametrů na emisní parametry motoru a vlivy změny složení paliva na emisní a výkonové parametry motoru. V experimentální části jsou také diskutovány vlivy výše uvedených změn na průběh teploty, maximální rychlost nárůstu teploty, polohu maxima teploty a polohu maximální rychlosti nárůstu teploty vůči natočení KH. Data o průběhu teploty a rychlosti nárůstu teploty použitá v experimentální části, jsou vypočteny aplikací popsanou v DDP.

Klíčová slova: Výpočet teploty, průběh teploty ve válci, směsné palivo, směs zemního plynu s vodíkem, spalování směsného paliva, vodík, zemní plyn.

ANNOTATION

Combustion of natural gas – hydrogen fuel mixtures in SI engine

The doctoral dissertation work describes an innovative means of computation of temperature in a cylinder of an internal combustion engine. This computation uses experimentally derived data and known fuel consumption as input parameters. Commonly disregarded issues, such as intake air humidity or the consideration of the cylinder charge being a real rather than ideal gas, are given their due and detailed consideration. Adiabatic flame temperature for a mixture of gaseous fuels is described. The effects of engine settings on the emissions and the effects of the fuel composition on the emissions and performance are examined in the experimental work. The effects of these parameters on the temperature, the maximum rate of temperature rise, the location with respect to crankshaft position of the maximum temperature and maximum rise of temperature, are discussed. The computational determination of temperature and the rate of its rise presented in this work is applied on experimental data.

Key words: temperature computation, in-cylinder temperature, gaseous fuel mixture, natural gas – hydrogen mixture, combustion of gaseous fuel mixtures, hydrogen, natural gas

SOUHRN

DDP se zabývá řešením problematiky spalování směsi zemního plynu s vodíkem při různém přídávku vodíku ($0\%_{\text{vol. H}_2}$ až $100\%_{\text{vol. H}_2}$).

V první části je provedena rešerše současného stavu z dostupných publikací a analýza přístupů jednotlivých pracovišť k řešení dané problematiky. Zde jsou identifikovány tři různé přístupy zkoumání palivových směsí. Jedná se o experimentální výzkum probíhající v laboratoři na spalovacím motoru instalovaném na zkušebním stanovišti vybaveném dynamometrem, experimentální výzkum prováděný na spalovacím motoru instalovaném ve vozidle probíhající v laboratorních podmínkách nebo v reálném provozu a teoretické výzkumy prováděné za použití matematických modelů a simulací.

V druhé části je detailně popsána tvorba nástrojů potřebných pro řešení cílů DDP a problémy, které nastaly v průběhu přípravy těchto nástrojů. Je zde popsán zejména způsob tvorby jednoválcového motoru, příprava sběru dat, tvorba směšovací trati umožňující kontinuální přípravu požadované směsi a úpravy provedené na šestiválcovém motoru. Za samostatnou část lze potom považovat přípravu inovativní aplikace pro výpočet průběhu teploty ve válci.

Třetí část je věnována experimentům prováděným na motorech umístěných v laboratoři na zkušebních stanovištích. První série experimentů byla provedena na jednoválcovém nepřepřlňovaném zážehovém motoru o objemu válcové jednotky 2 dm^3 . Zde byly provedeny experimenty zaměřené na vlivy seřizovacích parametrů motoru na chod motoru a produkci emisí. V druhé fázi byl výzkum prováděn na plnorozměrovém šestiválcovém přeplňovaném zážehovém motoru se shodnou válcovou jednotkou, která byla použita také u jednoválcového motoru. Zde je popsán výzkum zaměřený zejména na výkonové a ekologické parametry motoru. Při experimentech prováděných na plnohodnotném motoru bylo využito celého rozsahu přídávku vodíku do zemního plynu pro různé zátěžové hladiny motoru.

Výsledky z jednotlivých částí experimentů jsou diskutovány přímo v textu a sumarizovány v závěru DDP.

SEZNAM POUŽITÝCH OZNAČENÍ

Seznam veličin:

a	$\left[\frac{J^2 \cdot \sqrt{K}}{mol^2 \cdot Pa} \right]$	konstanta stavové rovnice reálného plynu
a,b,...	[-]	stechiometrické koeficienty reaktantů (v případě stechiometrických rovnic)
A,B,...	[mol]	obecně složky reagujících látek (v případě stechiometrických rovnic)
Al_5%	[°KH]	poloha uvolnění 5% tepla z paliva
Al_10%	[°KH]	poloha uvolnění 10% tepla z paliva
Al_50%	[°KH]	poloha uvolnění 50% tepla z paliva
Al_90%	[°KH]	poloha uvolnění 90% tepla z paliva
b	$\left[\frac{J}{mol \cdot Pa} \right]$	konstanta stavové rovnice reálného plynu
C _{pi} (T)	$\left[\frac{J}{mol \cdot K} \right]$	jednotlivé složky izobarická tepelné kapacity
CH ₄	[mol, % _{vol}]	metan
C _c H _h O _o	[mol, % _{vol}]	obecná uhlovodíková molekula
CNG	[% _{vol}]	zemní plyn
CO	[ppm]	oxid uhelnatý
CO ₂	[mol, % _{vol}]	oxid uhličitý
dT/dα	$\left[\frac{K}{°KH} \right]$	rychlost nárůstu teploty
H° _f	$\left[\frac{kJ}{mol} \right]$	slučovací entalpie
HC	[ppm]	nespálené uhlovodíky
H ₂	[mol, % _{vol}]	vodík
H ₂ O	[mol, % _{vol}]	voda (vodní pára)
L _t	$\left[\frac{mol}{mol} \right]$	teoretické množství vzduchu
MAP	[kPa]	absolutní tlak v sacím potrubí
N ₂	[mol, % _{vol}]	dusík
NO _x	[ppm]	oxidy dusíku
p	[Pa; kPa, bar]	tlak
p _{i cov}	[%]	variabilita indikovaného tlaku
p _{max. cov}	[%]	variabilita maximálního tlaku

r	$\left[\frac{J}{kg \cdot K} \right]$	měrná plynová konstanta
R	$\left[\frac{J}{mol \cdot K} \right]$	univerzální plynová konstanta
R_i	$[mol]$	složky reaktantů a produktů
RH	$[\%]$	relativní vlhkost
$r, s, \dots$	$[-]$	stechiometrické koeficienty produktů (v případě stechiometrických rovnic)
$R, S, \dots$	$[mol]$	složky produktů (v případě stechiometrických rovnic)
t	$[^\circ C]$	teplota
T	$[K]$	termodynamická teplota
V	$[m^3]$	objem
x	$[\%_{vol}]$	objemový podíl plynů
α_z	$[^\circ KH]$	předstih zážehu
$\delta_{\alpha_z-Al_10\%}$	$[\%]$	poměr $\Delta_{\alpha_z-Al_10\%}$ ku $\Delta_{\alpha_z-Al_10\%_max}$
$\delta_{Al_10\%-50\%}$	$[\%]$	poměr $\Delta_{Al_10\%-50\%}$ ku $\Delta_{Al_10\%-50\%_max}$
$\delta_{Al_50\%-90\%}$	$[\%]$	poměr $\Delta_{Al_50\%-90\%}$ ku $\Delta_{Al_50\%-90\%_max}$
$\delta_{Al_10\%-90\%}$	$[\%]$	poměr $\Delta_{Al_10\%-90\%}$ ku $\Delta_{Al_10\%-90\%_max}$
$\Delta C_p(T)$	$\left[\frac{J}{mol \cdot K} \right]$	izobarická tepelná kapacita
ΔH°_R	$\left[\frac{kJ}{mol} \right]$	reakční entalpie
$\Delta_{Al_10\%-90\%}$	$[^\circ KH]$	délka hoření v oblasti 10% až 90% uvolněného tepla
$\Delta_{Al_10\%-50\%}$	$[^\circ KH]$	délka hoření v oblasti 10% až 50% uvolněného tepla
$\Delta_{Al_50\%-90\%}$	$[^\circ KH]$	délka hoření v oblasti 50% až 90% uvolněného tepla
$\Delta_{\alpha_z-Al_10\%}$	$[^\circ KH]$	délka hoření v oblasti od předstihu zážehu do 10% uvolněného tepla
$\Delta_{Al_10\%-90\%_max}$	$[^\circ KH]$	maximální hodnota $\Delta_{Al_10\%-90\%}$
$\Delta_{Al_10\%-50\%_max}$	$[^\circ KH]$	maximální hodnota $\Delta_{Al_10\%-50\%}$
$\Delta_{Al_50\%-90\%_max}$	$[^\circ KH]$	maximální hodnota $\Delta_{Al_50\%-90\%}$
$\Delta_{\alpha_z-Al_10\%_max}$	$[^\circ KH]$	maximální hodnota $\Delta_{\alpha_z-Al_10\%}$
λ	$[-]$	součinitel přebytku vzduchu
v_i	$[-]$	stechiometrické koeficienty reaktantů a produktů
σ	$[\%_m]$	hmotnostní podíl plynů

Seznam značek a zkratek:

DDP	doktorská disertační práce
HCNG	směs vodíku a zemního plynu (obecně)
HÚ	horní úvrat'
KH	klikový hřídel
KVM	Katedra vozidel a motorů
LSM	metoda nejmenších čtverců
MBT	maximální točivý moment
PSM	pístový spalovací motor
TUL	Technická univerzita v Liberci

Seznam indexů:

ad.	adiabatická
b	barometrický
c	počet atomů uhlíku v molekule
h	počet atomů vodíku v molekule
H ₂ O	voda (vodní pára)
i	sumační index, indikovaný tlak
j	sumační index
k	kritická hodnota
m	molární
max.	maximum
N ₂	dusík
o	počet atomů kyslíku v molekule
O ₂ s	kyslík ve spalínách; s - obecně složka ve spalínách
p	pára
s	sání
st.	standardní
T ₁	před turbínou
vol.	objemový podíl, objemové procento
vvz	vlhký vzduch

OBSAH

1. Úvod	11
2. Cíle doktorské disertační práce	13
3. Současný stav	15
3.1. Způsob zkoumání	15
3.1.1. Experimenty na zkušebním stanovišti	15
3.1.2. Experimenty na vozidlech	16
3.1.3. Teoretický výzkum, matematické modely a simulace	18
3.2. Způsob tvorby směsi	18
3.2.1. Nízkotlaký vefuk	19
3.2.2. Středotlaký a vysokotlaký vefuk paliva	19
3.3. Vliv na seřizovací parametry	20
3.3.1. Vliv přídavku vodíku do zemního plynu na optimální předstih zážehu.....	20
3.3.2. Vliv přídavku vodíku na optimální počátek a délku vefuku	24
3.4. Zkoumání vlastností spalovacího procesu	25
3.4.1. Vliv přídavku vodíku na rychlost uvolňování tepla z paliva	25
3.4.2. Vliv přídavku vodíku na rozšíření zápalné oblasti paliva	26
3.5. Zkoumání vlivů na produkci emisí	28
3.5.1. Emise NO_x	28
3.5.2. Emise HC	29
3.5.3. Emise CO	29
3.5.4. Emise CO_2	30
3.6. Výkonové parametry a účinnost	31
4. Nástroje pro řešení doktorské disertační práce	33
4.1. Jednoválcový motor odvozený z LIAZ ML 636	33

4.2. Směšovací trať plyných paliv	42
4.3. Šestiválcový motor LIAZ ML 636 ENE se sběrem dat.....	46
4.4. Teoretické výpočty	48
4.4.1. Aplikace pro výpočet adiabatické teploty plamene a základních termodynamických dat směsného paliva	48
4.4.1.1. Výpočet teoretického množství vzduchu	48
4.4.1.2. Výpočet teoretického složení produktů dokonalého hoření.....	52
4.4.1.3. Spalná entalpie	53
4.4.2. Aplikace pro výpočet průběhu teploty plamene ve válci pro uzavřený termodynamický systém	56
4.4.2.1. Výpočet průběhu střední teploty ve válci	56
4.4.2.2. Popis aplikace Prubeh_teploty.xls	58
5. Experimentální část	63
5.1. Seřizovací parametry	64
5.1.1. Změna předstihu zážehu	64
5.1.2. Počátek vefuku	72
5.2. Měření na plnohodnotném šestiválcovém motoru.....	76
6. Závěr	100

Seznam příloh:

Příloha 1 – Základní popis motorů a složení paliva (vodíku se zemním plynem) uváděný v dostupné literatuře.....	109
Příloha 2 – Formát textového souboru	110
Příloha 3 – Složení zemního plynu	112
Příloha 4 – Čistota vodíku.....	114



1. Úvod

Rostoucí ceny paliv pro spalovací motory a zpřísnující se legislativa, zejména v oblasti regulace produkce emisí ze spalovacích motorů, nutí výrobce investovat nemalé finanční prostředky do vývoje nových technologií vedoucích ke snížení dopadů provozu spalovacích motorů na životní prostředí.

Výzkum nových druhů paliv je jednou z cest, jak splnit přísné předpisy a tím udržet výrobu energie pomocí pístových spalovacích motorů ať již stacionárních, nebo automobilových motorů. Základní snahou při tomto vývoji je oprostit se od využívání paliv z neobnovitelných zdrojů nebo alespoň snížit jejich podíl na celkovém složení paliva, což lze považovat za první krok na cestě k „zelenému palivu“. Paliva ze zcela obnovitelných zdrojů jako jsou rostlinné oleje, alkoholová paliva nebo z plyných paliv, například bioplyn, narážejí na dvě hlavní úskalí. Jedním je nepřiliš rozšířené používání motorů schopných spalovat tato zatím netradiční paliva, což je do jisté míry dáno cenou těchto motorů, resp. úprav motoru, a mizivou podporou rozvoje používání alternativních paliv ze strany státu. Druhým úskalím je obtížné dosažení dostatečné produkce těchto paliv pro pokrytí spotřeby. Diskutabilní věcí také zůstává energetická náročnost výroby paliv z obnovitelných zdrojů a ekologičnost energie použité k produkci těchto paliv. Nelze ovšem v žádném případě jednoznačně říct, že palivo z obnovitelného zdroje je ekologické, neboť při spalování tohoto paliva může docházet k vyšší produkci některých škodlivých emisí, než je tomu u běžných paliv. Proto je zapotřebí pro každé palivo (ať už z obnovitelného, nebo neobnovitelného zdroje) vhodným způsobem optimalizovat jeho hoření ve válci, popřípadě zajistit vhodnou dodatečnou úpravu spalin.

Jednou z možností, jak lze ovlivnit hoření paliva ve válci motoru, je například využití různých aditiv nebo tvorba vhodných směsných paliv, kterou je například směs zemního plynu a vodíku. Nicméně i přes tuto snahu je hoření ve válci ovlivňováno dalšími vlivy, jako je odvod tepla, víření směsi ve válci motoru, časování ventilů, předstih zážehu, způsob přívodu paliva do válce, zapalovací systém apod. V DDP se autor zabývá vlivem změn jednotlivých seřizovacích parametrů zážehového motoru s vnitřní tvorbou směsi zejména na produkci běžně sledovaných škodlivých emisí, změnu průběhu hoření paliva ve válci a dále se zabývá tvorbou inovativního způsobu



výpočtu průběhu teploty ve válci na základě experimentálně získaných dat pro různé složení paliva (přídavku vodíku do zemního plynu) a jejího vlivu na produkci emisí.

2. Cíle doktorské disertační práce

Zkoumáním spalování směsí zemního plynu s vodíkem se zabývají výzkumná pracoviště řadu let. V těchto výzkumech jsou zmiňovány zejména vlivy přídavku vodíku do zemního plynu na produkci emisí, rychlost hoření a výkonové parametry motoru. Zkoumané směsi jsou velmi často pouze v úzkém rozmezí koncentrací (10%_{vol.} až 40%_{vol.} přídavku vodíku). Tyto směsi jsou připraveny v tlakových láhvích a neumožňují výzkum při jiných než předpřipravených koncentracích. Samotné výzkumy jsou prováděny na nízkoobjemových zážehových motorech přestavěných z motorů určených pro osobní vozidla s vefukem paliva do sání motoru.

V letech 1999 až 2004 probíhal v laboratoři spalovacích motorů KVM TUL výzkum zabývající se využitím vodíku jako paliva pro PSM. Tento výzkum byl prováděn na šestiválcovém autobusovém motoru upraveném na zážehový motor s vnitřní tvorbou směsi. Výsledky tohoto výzkumu byly motivací k jeho pokračování se zaměřením na využití směsného paliva vodíku a zemního plynu jako paliva pro PSM. Tento zájem nakonec vedl k vytvoření předkládané DDP.

Hlavním cílem DDP je řešit problematiku spalování vodíku se zemním plynem v zážehovém motoru s vnitřní tvorbou směsi a to zejména:

Ověřit známé a zjistit dosud neznámé důsledky spalování této palivové směsi v PSM s větší geometrií válcové jednotky, v tomto případě 2 dm³ na jeden válec.

Dílčími cíly DDP je zkoumání vlivů množství vodíku v zemním plynu se zřetelem na parametry spalování v širším slova smyslu. Jedná se zejména o:

1. Stanovení průběhu teploty ve válci pro podmínky uzavřeného termodynamického systému s uvažováním stavového chování reálného plynu na základě experimentálně získaných vstupních dat pro výpočet.
2. Zkoumání vlivů teplot na tvorbu emisí NO_x, HC, CO a CO₂ pro různá složení paliva.
3. Zkoumání produkce emisí, parametrů hoření paliva ve válci a teplot ve válci při použití směsného plynného paliva v závislosti na seřizovacích parametrech (počátek vefuku a předstih zážehu) a zatížení motoru.



Těchto cílů bude dosaženo na základě teoretických a experimentálních výzkumů, které se budou vzájemně doplňovat. Experimentální výzkum bude proveden v první části na unikátním jednoválcovém motoru o objemu válce 2 dm^3 , který bude pro účely výzkumu vytvořen. V druhé části bude experiment pokračovat na šestiválcovém autobusovém motoru s objemem válců 12 dm^3 se shodnou geometrií válcové jednotky, která bude použita u jednoválcového motoru.

Pro uskutečnění tohoto cíle bude potřeba vytvořit specializované nástroje, a to zejména:

- Jednoválcový motor odvozený z LIAZ ML 636.
- Směšovací trať plyných paliv.
- Úpravu šestiválcového motoru LIAZ ML636ENE a úpravu sběru dat.
- Teoretické výpočty:
 - Vytvoření aplikace pro výpočet adiabatické teploty plamene a základních termodynamických dat směsného paliva.
 - Vytvoření aplikace pro výpočet průběhu teploty plamene ve válci pro uzavřený termodynamický systém.



3. Současný stav

Výzkumy spalování směsi vodíku se zemním plynem lze dělit do skupin podle těchto hledisek:

- způsobu zkoumání,
- způsobu tvorby směsi,
- vlivu seřizovacích parametrů,
- vlastností spalovacího procesu,
- produkce emisí,
- výkonových parametrů a účinnosti.

Základní popis motorů a složení paliva vodíku a zemního plynu v publikacích, na které se bude odvolávat text v této kapitole a jejích podkapitolách, je uveden v Příloze 1.

3.1. Způsob zkoumání

Výzkumy podle způsobu zkoumání lze rozdělit do tří základních skupin:

Experimentální výzkum probíhající v laboratoři na spalovacím motoru instalovaném na zkušebním stanovišti vybaveném dynamometrem.

Experimentální výzkum na spalovacím motoru instalovaném ve vozidle probíhající v laboratorních podmínkách nebo v reálném provozu.

Teoretický výzkum, kdy jsou použity matematické modely a simulace.

3.1.1. Experimenty na zkušebním stanovišti

Tento způsob výzkumu je z hlediska přesnosti získaných dat a opakovatelnosti měření nejvhodnější. Také zde nejsou zástavbová omezení, jak je tomu u zkoušek na vozidle. Proto jsou experimenty na zkušebním stanovišti nejrozšířenější pro základní výzkum, kterým se zabývají na EMPA - Dübendorf ve Švýcarsku, ETH-Zürich ve Švýcarsku, ČVUT Praha v České republice, Erciyes University v Turecku, Xi'an Jiaotong University v Číně, Pekingské univerzitě v Číně a další [1 - 12].



Veškeré tyto experimenty probíhají na zážehových pístových spalovacích motorech, které jsou modifikovány z klasických benzínových, popřípadě diesellových motorů sériové výroby o objemu válců 1.0 – 2.7 litru. Výjimečně jsou experimenty prováděny na motorech vyšších nebo naopak nižších objemů [5,7 - 9]. Kompresní poměr u těchto motorů je upraven v rozmezí 8:1 až 13,5:1. Naprostá většina experimentů probíhá v oblasti chudé směsi bez dodatečné úpravy výfukových plynů.

3.1.2. Experimenty na vozidlech

Dalším způsobem výzkumu jsou experimenty prováděné na vozidle v reálném provozu nebo na válcové zkušebně. Tyto experimenty mnohem lépe odrážejí vlivy skutečného provozu, ale zejména u zkoušek prováděných v reálném provozu je poměrně náročné zachovat požadovanou přesnost a opakovatelnost měření.

Dalším úskalím je také proveditelnost úprav na motoru s ohledem na potřebný zástavbový prostor na vozidle a jejich změny. Tyto zkoušky jsou prováděny především na autobusech a lehkých užitkových vozidlech.

Dále potom experimenty prováděné v Evropě v reálném provozu narážejí na legislativní omezení o podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích (v České Republice zákon č. 56/2001 Sb.). Proto lze tyto experimenty provádět pouze na uzavřených polygonech nebo výše zmiňovaných válcových zkušebnách. To jsou také důvody, proč jsou tyto zkoušky využívány v menším měřítku.

Mezi takovéto zkoušky patří experimenty prováděné v Evropě například v Itálii na válcové zkušebně a na polygonu [13,14]. Ve Švédsku jde potom o experiment prováděný na dvou městských autobusech v reálném městském provozu v Malmö [15]. Na severoamerickém kontinentu jde především o zkoušky prováděné ve Spojených státech amerických v reálném provozu [16 - 19] a další projekt v kanadském Vancouveru [19].

Zkoušky prováděné v reálném provozu jsou dlouhodobějšího charakteru a jsou spojené s kontrolními měřeními v laboratoři. Tato kontrolní měření jsou prováděna obdobně jako měření na válcové zkušebně, kdy se simulují ve většině případů standardizované jízdní cykly.



Obrázek 1 - Experimenty prováděné v Itálii [13,14]



Obrázek 2 - Projekt v USA (vlevo), projekt ve Švédském Malmö [15,18]



Obrázek 3 - Projekt v USA [19]

3.1.3. Teoretický výzkum, matematické modely a simulace

Teoretické výzkumy na základě matematických modelů a simulací, které byly vytvořeny pro směs zemního plynu s vodíkem, jsou zmiňované např. v [20 - 26]. K zjištění hlavních vlivů přimíchávání vodíku do zemního plynu lze použít jako základní model nula-dimenzionální jedno-zónový model spalování, což je nejjednodušší způsob modelování spalovacího procesu [21]. Zpřesnění tohoto modelu může být provedeno uvažováním dvou-zónového modelu hoření [22] nebo také doplněním o jedno-dimenzionální modelování sacího a výfukového traktu [23]. Tento způsob modelování je také použit u komerčních softwarů jako je např. GT-Power od firmy Gamma Technologies nebo Wave od firmy Ricardo.

U většiny nula-dimenzionálních a jedno-dimenzionálních modelů s jedno nebo dvou –zónovým modelem hoření se při výpočtech uvažuje náplň válce jako ideální plyn, což výrazně zjednodušuje výpočet modelu, ale také do jisté míry snižuje přesnost modelu.

Multi-dimenzionální modely jsou potom jedním z nejpřesnějších, ale také nejsložitějších, postupů modelování pístového spalovacího motoru [24 - 26]. Tyto modely již také respektují například turbulentní víření ve válci. Tvorba takovýchto modelů vyžaduje vysokou odbornost a nákladné softwarové a hardwarové vybavení výzkumného pracoviště. Při tvorbě těchto modelů lze s výhodou využít také spojení několika softwarů, např. Kiva-3V od Los Alamos National Laboratory (pro výpočet víření ve válci motoru) a CHEMKIN-II od Reaction Design (pro výpočet chemické kinetiky) [26].

3.2. Způsob tvorby směsi

Přívod paliva a způsob tvorby směsi má významný vliv na připravenost směsi a tím také průběh hoření paliva.

Z hlediska tlaku plynu lze rozdělit systémy na:

- nízkotlaké,
- středotlaké,
- vysokotlaké.

Z hlediska místa vefuku potom:

- vefuk plynu do sání jednobodový nebo vícebodový (vnější tvorba směsi),
- vefuk plynu do válce (vnitřní tvorba směsi).

Samotná dodávka smíšených plynů je ve většině případů realizována z tlakových láhví s požadovaným poměrem zemního plynu s vodíkem a tlak plynu je následně snížen regulátorem tlaku na požadovaný tlak vefuku [2 - 5,8,11,13 - 18]. V některých případech je publikováno použití předpřipravené směsi pouze metanu a vodíku [2,3,8]. Minimum prací je prováděno se zařízením, které umožňuje směšování plynů dle požadovaného složení přímo na stanovišti a ve všech případech se jedná o směšování pomocí kontroleru průtoku při nízkém tlaku [1,6,7].

3.2.1. Nízkotlaký vefuk

Při nízkotlakém vefuku je palivo vefukováno do sacího traktu motoru. Díky dostatku času dochází ke kvalitnímu promíchání paliva se vzduchem a připravě homogenní směsi. Tento způsob s sebou ovšem nese několik omezujících faktorů a rizik. Jedním z nich je snížení plnicí účinnosti motoru, což je problematické zejména u nepřepřlňovaného vodíkového motoru. Další nevýhodou je poměrně dlouhá trasa hořlavé směsi, než je dopravena do válce. To klade vysoké nároky na těsnost sacího traktu a zvyšuje riziko zapálení směsi v sání motoru nebo předčasný zážeh ve válci. Tuto koncepci používá u svých stacionárních motorů na zemní plyn například tuzemská firma Tedom a byla také použita při výzkumu směsi zemního plynu s vodíkem, např. v publikaci [8], kdy byl tlak paliva redukován z 18MPa na přetlak 10kPa a dále vefukován do sání motoru. Také jsou zde popsány výše uvedené vlastnosti nízkotlakého vefuku.

3.2.2. Středotlaký a vysokotlaký vefuk paliva

Středotlaký systém vefuku paliva je v současném vývoji směsí zemního plynu s vodíkem poměrně často používaným systémem [2,9]. Palivo je vefukováno do sacího kanálu před sací ventil nebo do válce v průběhu konce sacího zdvihu a začátku kompresního zdvihu. Tento způsob byl použit např. v publikaci [2], kde bylo směsné palivo vefukováno do sacího kanálu před sací ventil tlakem 7 bar. Způsob

použití středotlakého vefuku paliva přímo do válce byl také využíván firmou M-A-N při vývoji vodíkového motoru řady H 2876 LUH. U tohoto typu motoru bylo palivo vefukováno do válce nastavitelným konstantním tlakem v rozmezí 3-9 bar v oblasti dolní úvrati po uzavření sacího ventilu. Podobný systém byl uváděn také v publikaci [9,10], kde byla do válce vefukována směs zemního plynu s vodíkem tlakem 22 bar.

Vysokotlaký vefuk paliva do válce byl použitý při výzkumu, který byl popsán v publikaci [11]. Zde bylo směsné palivo vefukováno do válce tlakem 80 bar v oblasti kompresního zdvihu.

Přímý vefuk eliminuje veškerá rizika a omezení vyplývající z nízkotlaké koncepce, na druhou stranu je zde nutnost vhodného časování vefuku paliva do válce s ohledem na vefukované množství a homogenizaci paliva.

3.3. Vliv na seřizovací parametry

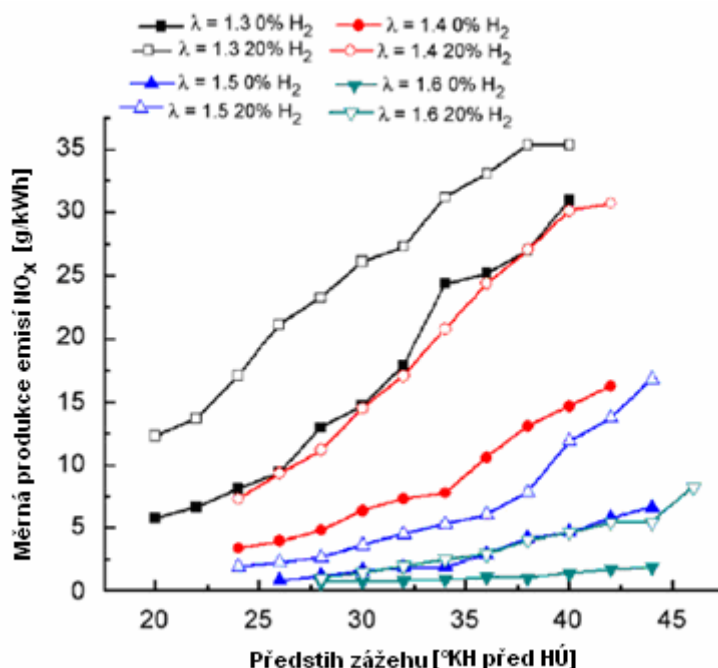
Seřizovací parametry motoru mají významný vliv na výkonové a emisní vlastnosti motoru. Vhodným nastavením předstihu zážehu, délky a počátku vefuku lze docílit pro daný provozní režim optimálního spalování.

3.3.1. Vliv přídavku vodíku do zemního plynu na optimální předstih zážehu

Správné načasování rozběhu oxidační reakce má významný vliv na celkovou účinnost motoru a také na tvorbu emisí. Toho lze dosáhnout optimalizací předstihu zážehu, který je výrazně závislý na složení paliva, chudosti směsi a otáčkách motoru.

Nelze proto stanovit obecně absolutní hodnotu předstihu zážehu bez přihlédnutí k těmto parametrům, ale lze sledovat trend změn jednotlivých závislostí.

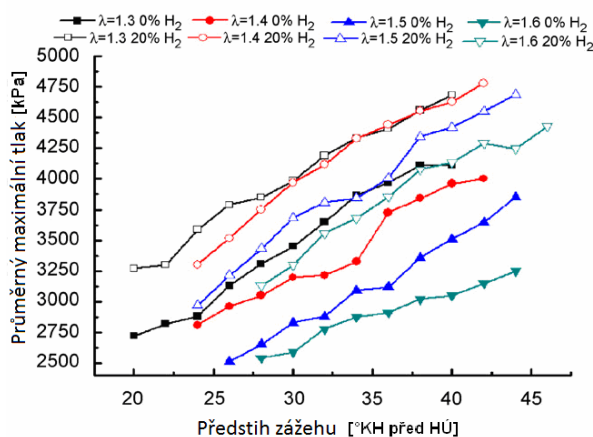
Podrobně je popsán vliv změny předstihu zážehu na rychlost uvolňování tepla v publikaci [2]. Vliv na změnu maximálního tlaku, jeho variabilitu, variabilitu indikovaného tlaku a emise NO_x je potom popsán v publikaci [6]. Při výzkumech je často seřízen předstih zážehu na hodnotu maximálního točivého momentu pro daný režim motoru a zkoumají se ostatní vlivy seřizovacích parametrů [1,2,5,6].



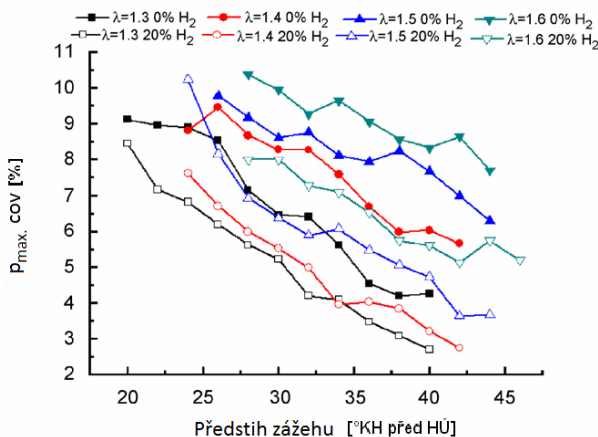
Obrázek 4 - Měrná produkce NO_x v závislosti na předstihu zážehu, přebytku vzduchu a procentu přidavku vodíku při 1600min.⁻¹ [6]

Příklad vlivu předstihu na měrnou produkci NO_x vystihuje následující závislost na obrázku 4, ze které je patrné, že přidavkem vodíku se měrná produkce NO_x zvyšuje při zachování shodné chudosti směsi. Podobný trend je také při zvyšování předstihu zážehu a zachování konstantní chudosti. Dále se zvyšující se chudostí směsi snižuje měrná produkce NO_x pro stejné složení směsi a její nárůst je pro chudší směs při změně předstihu zážehu pozvolnější.

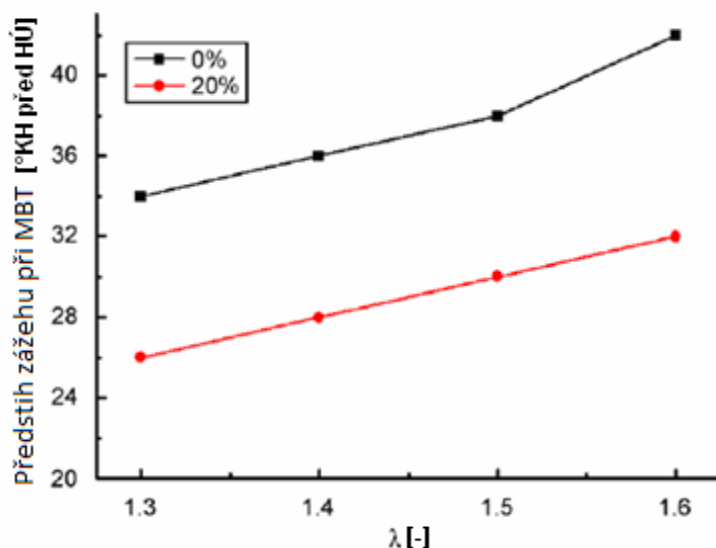
Maximální tlak ve válci roste s přidavkem podílu vodíku v palivu při zachování stejného předstihu zážehu a chudosti směsi. Stejně je tomu také při rostoucím předstihu zážehu a zachování shodného složení a chudosti paliva. Dále se snižuje variabilita maximálního tlaku při vyšším podílu vodíku v palivu a stejném předstihu zážehu a chudosti směsi. Podobně je tomu také pro variabilitu maximálního tlaku při zvyšujícím se předstihu zážehu a shodném složení a chudosti paliva, jak je patrné z obrázku 5 a obrázku 6.



Obrázek 5 - Vliv předstihu zážehu na maximální spalovací tlak v závislosti na procentu přídavku vodíku a chudosti směsi při 1600min^{-1} [6]



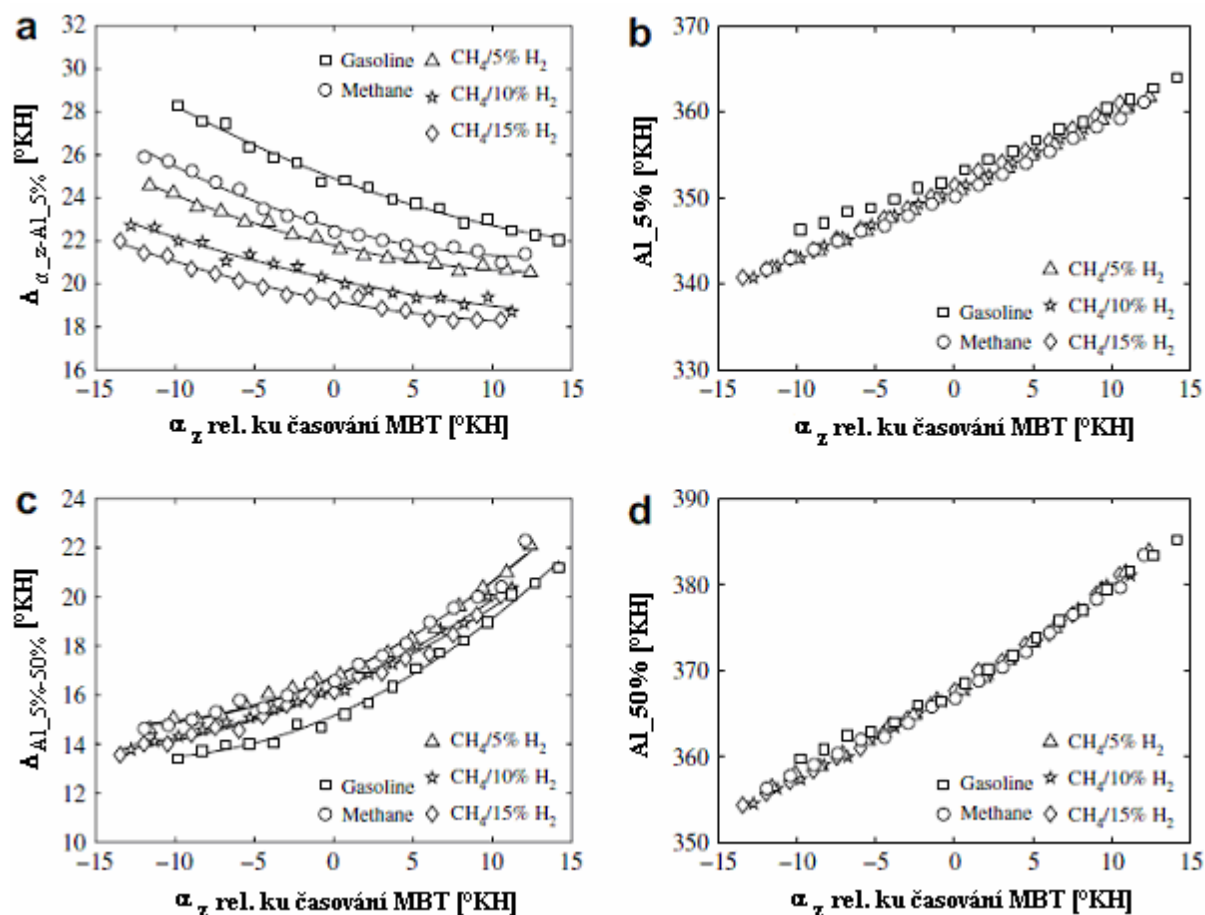
Obrázek 6 - Vliv předstihu zážehu na variabilitu maximálního spalovacího tlaku v závislosti na procentu přídavku vodíku a chudosti směsi při 1600min^{-1} [6]



Obrázek 7 - Předstih zážehu pro maximální točivý moment v závislosti na přebytku vzduchu a procentu přídavku vodíku při středním efektivním tlaku $0,55\text{ MPa}$ [6]

Z obrázku 7 je patrný posun polohy předstihu zážehu pro použití paliva s přídavkem vodíku v zemním plynu a pro čistý zemní plyn v závislosti na chudosti směsi, při kterém je dosaženo maximálního točivého momentu. Je patrné, že tento posun je přibližně o 8°KH k HÚ pro přídavek $20\%_{\text{vol. H}_2}$, a to v celém zobrazeném rozsahu bohatosti směsi ($\lambda = 1,3 - 1,6$).

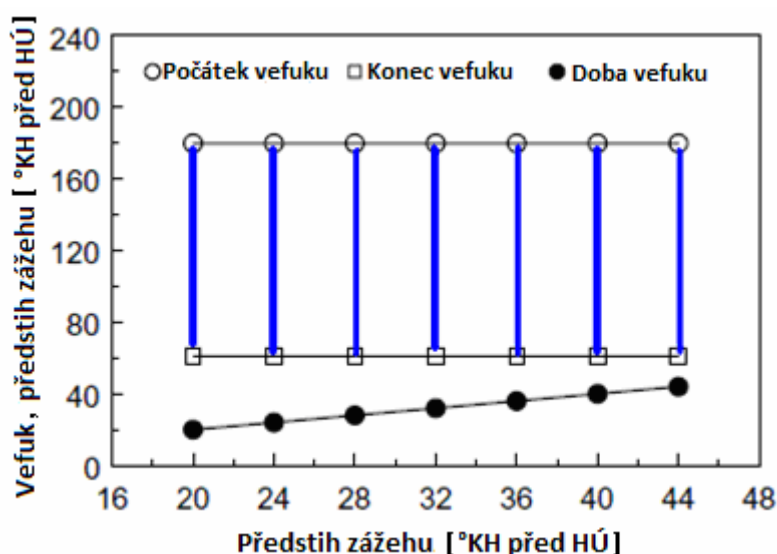
Také z publikace [2] vyplývá, že s rostoucím přídatkem vodíku se předstih posouvá k horní úvratí, klesne celková doba hoření, což se projeví především zkrácením prvního stádia hoření, 50% množství vyhořelého paliva zůstává pro všechna paliva v okolí 7°KH za horní úvratí. Předstih zážehu při dosažení maximálního točivého momentu je dle publikace [2] pro čistý zemní plyn přibližně 32°KH , pro 5%_{vol.} H_2 nepatrně nad 31°KH , pro 10%_{vol.} H_2 29°KH a pro 15%_{vol.} H_2 nepatrně pod 28°KH . Trendy změn při odchýlení se od optimálního předstihu jsou uvedeny na obrázku 8, kde záporné hodnoty znázorňují snížení předstihu zážehu a kladné hodnoty zvýšení předstihu zážehu vůči předstihu zážehu při maximálním točivém momentu.



Obrázek 8 - a) Úhel počátku hoření, b) Úhel KH, kdy je 5% vyhořelého paliva, c) Úhel těžiště hoření, d) Úhel KH, kdy je 50% uvolněného tepla v závislosti na změně předstihu vůči optimálnímu předstihu [2]

3.3.2. Vliv přídavku vodíku na optimální počátek a délku vefuku

Z důvodu poměrně malého rozšíření přímého vefuku směsného paliva do válce je problematika počátku a délky vefuku popsána pouze v publikaci [9]. V publikaci [11] se autor zabývá především změnou předstihu zážehu vztaženou na konec vefuku paliva, resp. vlivem doby po ukončení vefuku do zážehu paliva, viz obrázek 9, při vysokotlakém vefuku 80 bar.



Obrázek 9 - Interval mezi koncem vefuku a změnou předstihu zážehu [11]

Z této práce vyplývá, že doba mezi koncem vefuku a zážehem je u vysokotlakého vefuku paliva do válce velmi významná pro chování motoru. Při použití nastavení vefuku a předstihu zážehu dle obrázku 9 roste střední efektivní tlak a tepelná účinnost se snižujícím se intervalem mezi koncem vefuku a předstihem zážehu a zároveň se snižuje doba hoření.

V publikaci [9] autor použil jako směsné palivo metan, vodík a minoritní složky zemního plynu nahradil dusíkem. Složení směsného plynu potom odpovídalo 9,8%_{vol.} N₂, 30%_{vol.} H₂ a 60,2%_{vol.} CH₄. Vefuk byl prováděn v rozmezí 120° až 360° před horní úvratí při otáčkách 2000 min⁻¹, plně otevřené klapce a stechiometrické směsi. Vyššího indikovaného tlaku a průtoku vzduchu se dosahovalo, když bylo palivo vefukováno při částečně nebo plně uzavřeném sacím ventilu. Nejnižších hodnot bylo dosaženo při počátku vefuku 240°, přičemž indikovaný tlak byl pro směsné palivo

nižší než pro zemní plyn. Tepelná účinnost byla potom výrazně vyšší pro HCNG. Předstih zážehu pro dosažení maximálního točivého momentu byl pro obě paliva stejný při různém počátku vefuku. Výjimkou byl pouze vefuk při 120° před horní úvratí, kdy byl předstih HCNG o 3°KH blíže horní úvratí.

Počátek vefuku měl také vliv na emise, kdy měrná produkce NO_x klesla při vefuku 120°KH před horní úvratí o 5,5 g/kW.h oproti vefuku při 360°KH před HÚ pro HCNG a 6,5 g/kW.h pro CNG. Pro HCNG byly hodnoty NO_x vyšší. Měrná produkce HC byla při krajních hodnotách vefuku (120° a 360°KH před HÚ) přibližně stejná. Při 360°KH před HÚ byly hodnoty o 0,1 g/kW.h vyšší oproti 120 g/kW.h pro HCNG resp. 0,2 g/kW.h pro CNG. Maxima však dosahovala hodnoty při 240° KH před HÚ. Pro HCNG byly hodnoty HC pro celý rozsah vefuku nižší. Hodnoty měrné produkce CO_2 se v průběhu rozsahu vefuku výrazně neměnily s výjimkou 240°KH před HÚ, kde došlo k mírnému zvýšení hodnot pro obě paliva (výrazněji pro HCNG). Pro HCNG byly opět hodnoty CO_2 pro celý rozsah vefuku nižší. Měrná produkce CO byla při 360°KH před HÚ mírně vyšší pro HCNG, v dalším intervalu vefuků již byly hodnoty pro HCNG nižší. Trend pro obě paliva byl směrem k vefuku 120°KH před HÚ stoupající.

Doba hoření byla při 360°KH před HÚ nejkratší. Naopak nejdelší doba hoření nastala při počátku vefuku 240°KH před HÚ. Při této hodnotě vefuku byla doba hoření HCNG delší než doba hoření CNG. V ostatních případech byla doba hoření HCNG v porovnání s CNG kratší. Poloha a těžiště hoření byla pro obě paliva srovnatelná.

3.4. Zkoumání vlastností spalovacího procesu

Tyto výzkumy se zaměřují především na zkoumání průběhu hoření směsného paliva za různých podmínek, možností rozšíření zápalné oblasti paliva přidavkem vodíku a změnami maximálních spalovacích tlaků při spalování směsného paliva.

3.4.1. Vliv přidavku vodíku na rychlost uvolňování tepla z paliva

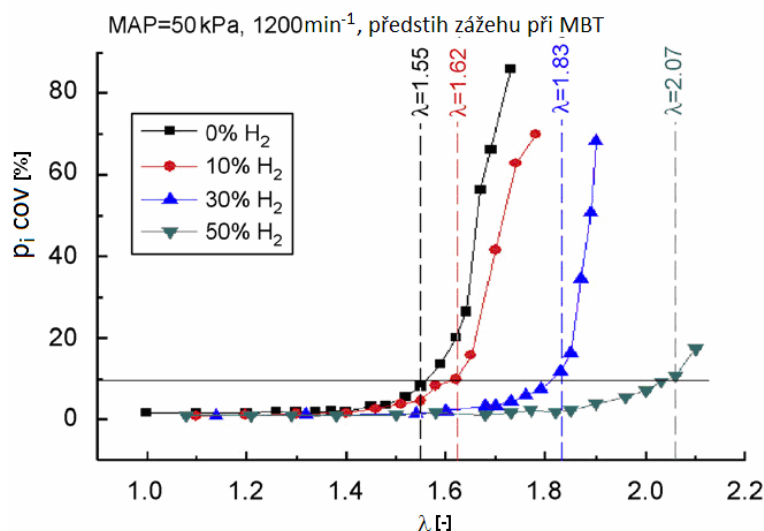
Další významnou vlastností vodíku je jeho vysoká rychlost plamene, která je více než dvakrát vyšší než je u zemního plynu. Tato vlastnost se projeví v rychlosti uvolňování tepla při spalování směsného plynu s podílem vodíku.

Rychlost uvolňování tepla z paliva se přidavkem vodíku zvýší, čímž se sníží úhel pootočení KH, při kterém dojde k uvolnění 85 % (90 %) tepla obsaženého v palivu [2,6]. Rozdělí-li se rychlost uvolňování na běžně používané intervaly, a to: 5 % - 10 % (0 % - 10 %); 10 % - 50 %; 50 % - 90 % (nebo jen 10 % - 90 %), lze pozorovat jednotlivé příspěvky v těchto intervalech na celkovou dobu uvolňování tepla z paliva (5 % - 90 %). Obecně platí, že přidavkem vodíku se celková doba uvolňování tepla z paliva zkrátí [2,6]. Nicméně nejvýznamnější přínos pro zkrácení této doby je v první fázi hoření (od zážehu do uvolnění 5 % tepla) [2,6].

V oblasti 0 - 5 % uvolněného tepla dojde pro patnáctiprocentní přidavek vodíku ke zkrácení doby v porovnání s metanem o 15 % a v porovnání s benzínem o 23 %. Nicméně v oblasti od 5 % do 50 % uvolněného tepla je rychlost uvolňování tepla pro paliva s přidavkem vodíku přibližně stejná, ovšem pro benzín je tato rychlost nejvyšší z použitých paliv (přibližně o 9 % v porovnání s metanem). 50 % vyhořelého paliva je pro všechna paliva v okolí 7°KH za horní úvratí. Dále se přidáním vodíku sníží ztráty při spalování, ale zvýší se ztráty odvodem tepla do stěn. Celková účinnost se v porovnání s metanem zvýší o 0,7 % při 5 % vodíku, resp. 1,6 % při 10 % vodíku, resp. 2,0 % při 15 % vodíku [2].

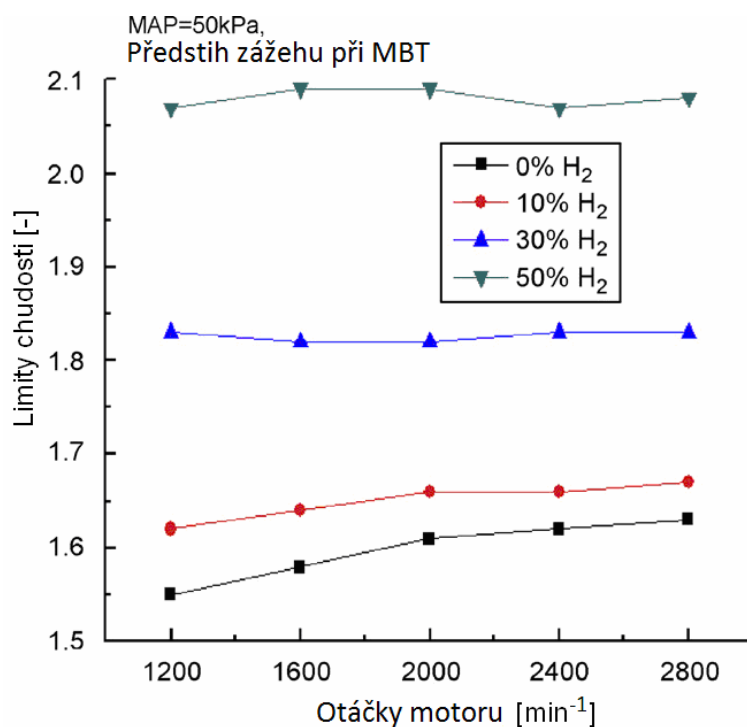
3.4.2. Vliv přidavku vodíku na rozšíření zápalné oblasti paliva

Jednou ze specifických vlastností vodíku je jeho široké rozmezí zápalnosti. Tato vlastnost ovlivňuje také směsné palivo, do kterého je vodík přimícháván. Při použití paliva s přidavkem vodíku se rozšíření meze zápalnosti ve spalovacím motoru projeví dosažením vyšší chudosti směsi [1]. Na obrázku 10 je znázorněna variabilita středního indikovaného tlaku v závislosti na chudosti směsi a procentu přidavku vodíku, což je velmi dobrý ukazatel pro dosažitelnou mez chudosti. Jako hranice pro porovnání je zde stanovena hodnota, kdy variabilita překročí 10 %. Je patrné, že s přidavkem vodíku lze dosáhnout vyšší chudosti směsi. Dále lze konstatovat, že přidavek vodíku má vliv na snížení mezicyklové variability.



Obrázek 10 - Variabilita středního indikovaného tlaku v závislosti na přebytku vzduchu a procentu přidavku vodíku při 1200 min.⁻¹ [1]

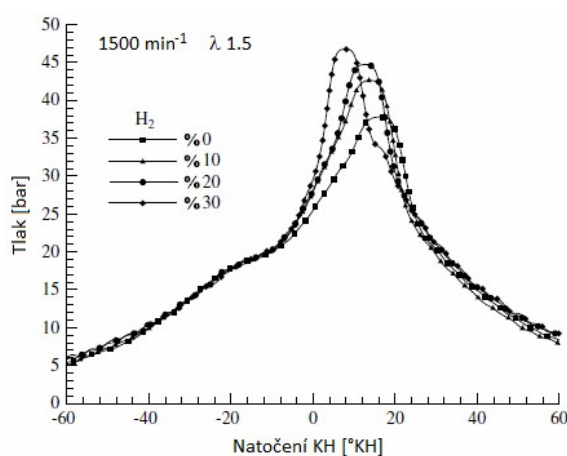
Na druhou stranu, lze konstatovat, na základě obrázku 11, že na tuto hranici nemá významný vliv změna otáček, zejména při vyšším procentu přidavku vodíku.



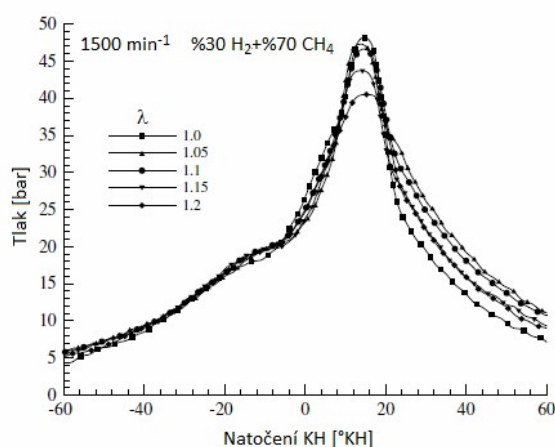
Obrázek 11 - Přebytek vzduchu v závislosti na otáčkách motoru a procentu přidavku vodíku [1]

3.4.3. Vliv přídavku vodíku na změnu maximálních spalovacích tlaků

Přídavek vodíku má vliv na zvýšení maximálního tlaku ve válci a polohu maximální hodnoty tlaku vzhledem k horní úvrati. Ta se přídavkem vodíku posouvá směrem k horní úvrati a zvyšováním chudosti směsi se opět mírně vzdaluje od horní úvrati [3], viz obrázek 12 a 13.



Obrázek 12 - $p-\alpha$ diagram ($H_2 = \text{var. \%vol.}$; $\lambda = \text{konst.}$) [3]



Obrázek 13 - $p-\alpha$ diagram ($H_2 = \text{konst. \%vol.}$; $\lambda = \text{var.}$) [3]

Tato skutečnost také koresponduje s již uvedeným vlivem přídavku vodíku na předstih zážehu (kapitola 3.3.1.) a rychlost uvolňování tepla z paliva (kapitola 3.4.1.).

3.5. Zkoumání vlivů na produkci emisí

Tato problematika byla okrajově zmíněna v předchozích kapitolách 3.3.1. a 3.3.2. v souvislosti se seřizovacími parametry motoru. Další významný vliv na produkci emisí má také rozšíření meze zápalnosti paliva přídavkem vodíku.

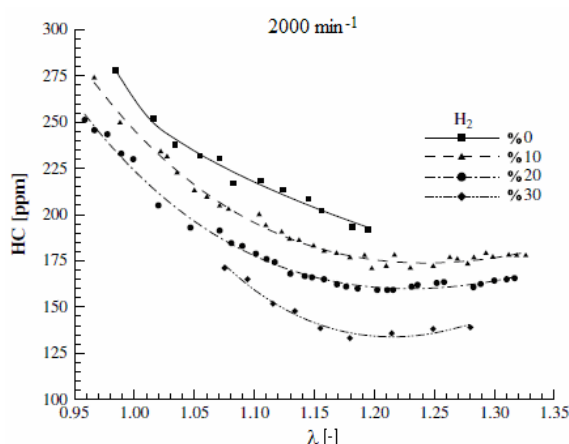
3.5.1. Emise NO_x

Emise NO_x vzrůstají s přídavkem vodíku a tím zvyšující se teplotou v důsledku vyšší adiabatické teploty plamene vodíku. Na druhou stranu, provoz při dosažení maximálních hodnot účinnosti, která je v oblasti chudé směsi (s přídavkem vodíku se posouvá dále do chudé směsi), se hodnoty měrné produkce NO_x sníží [7]. Ovšem při

zachování stejné chudosti a stejného předstihu zážehu se měrná produkce zvýší, viz obrázek 4 (kapitola 3.3.1.). Dále se také měrná produkce NO_x sníží (u přímého vefuku paliva do válce) s posunem vefuku směrem k horní úvrati, viz kapitola 3.3.2. Z testů na vozidle vyplývá, že úpravou předstihu zážehu lze docílit snížení NO_x pro přidavek vodíku do 15 %_{vol.} U vyšších přídavek by bylo možné snížení NO_x ochuzením směsi [14].

3.5.2. Emise HC

Se zvyšujícím se přídávkem vodíku klesají emise HC a stoupají se zvyšujícím se přebytkem vzduchu, viz obrázek 14, minimální hodnota leží v okolí $\lambda=1,2$ [3,9]. To je způsobeno lepším spalováním způsobeným přídávkem vodíku a zmenšením zhášecí vrstvy [3,9].



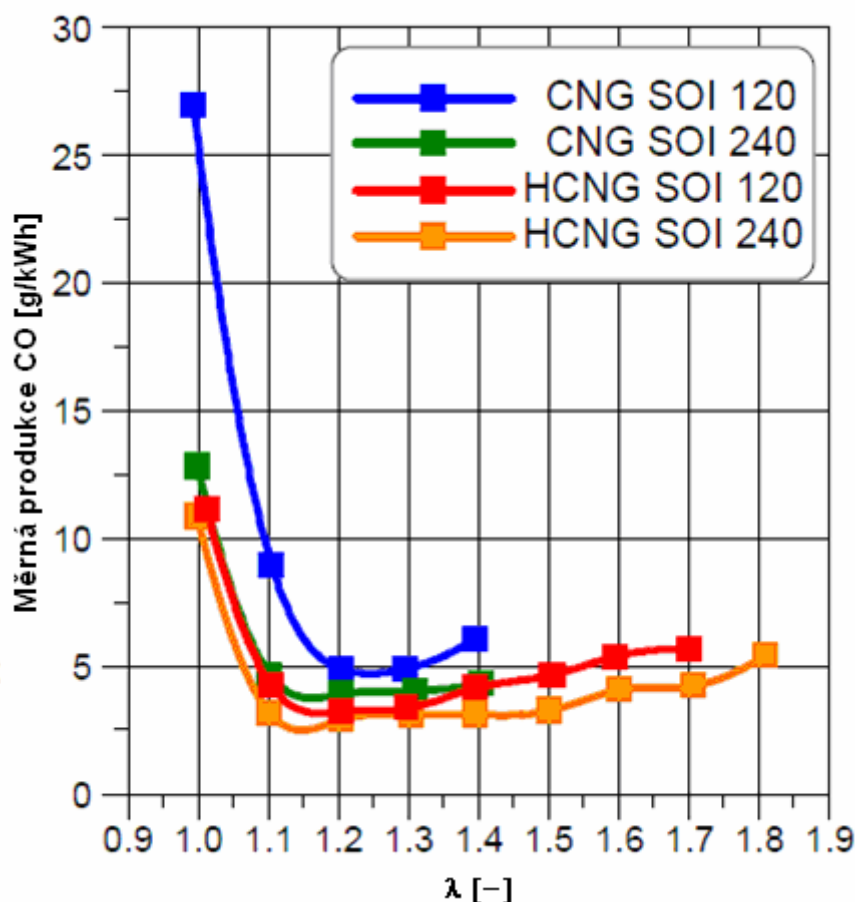
Obrázek 14 - Vliv chudosti směsi na emise HC v závislosti na procentu přídávku vodíku při 2000min.⁻¹ [3]

Vliv počátku vefuku u přímého vefuku paliva do válce na měrnou produkci HC je uveden v kapitole 3.3.2. Emise HC také lineárně klesají se zvyšujícím se předstihem zážehu [11].

3.5.3. Emise CO

Hodnoty emisí CO se snižují s přídávkem vodíku, což je následek snižování obsahu uhlíku v palivu. Pro dostupné publikované hodnoty, kdy je přídavek vodíku maximálně 40 %, se hodnoty CO mírně snižují se zvyšujícím se přídávkem vodíku [3,7,9]. V oblasti přibližně $\lambda=1 - 1,2$ emise CO prudce klesají [3,9] a s dalším

zvyšováním přebytku vzduchu mají mírně stoupající trend [7,9]. Vliv počátku vefuku u přímého vefuku paliva do válce na měrnou produkci CO je uveden v kapitole 3.3.2. a je také patrný z obrázku 15.

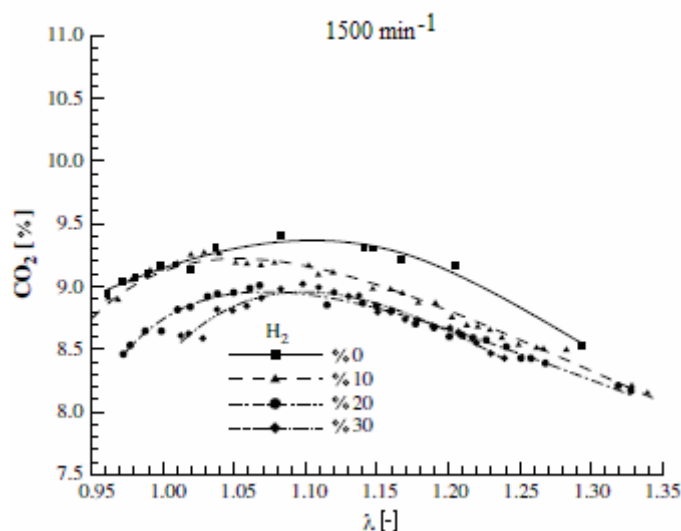


Obrázek 15 - Vliv chudosti směsi na emise CO v závislosti na procentu přidavku vodíku a počátku vefuku (120° a 240° KH před HÚ) při 2000min^{-1} [9]

Se zvyšujícím se předstihem zážehu se emise CO se příliš nemění [11].

3.5.4. Emise CO_2

Přídavek vodíku má obecně za následek také snížení emisí CO_2 , což je vzhledem ke snižujícímu se podílu uhlovodíkového paliva zcela logický trend (stejně je tomu i u emisí CO a HC). V oblasti přibližně $\lambda=1 - 1,1$ emise CO_2 mírně stoupají a při dalším ochuzování opět klesají, viz obrázek 16 [3,7].

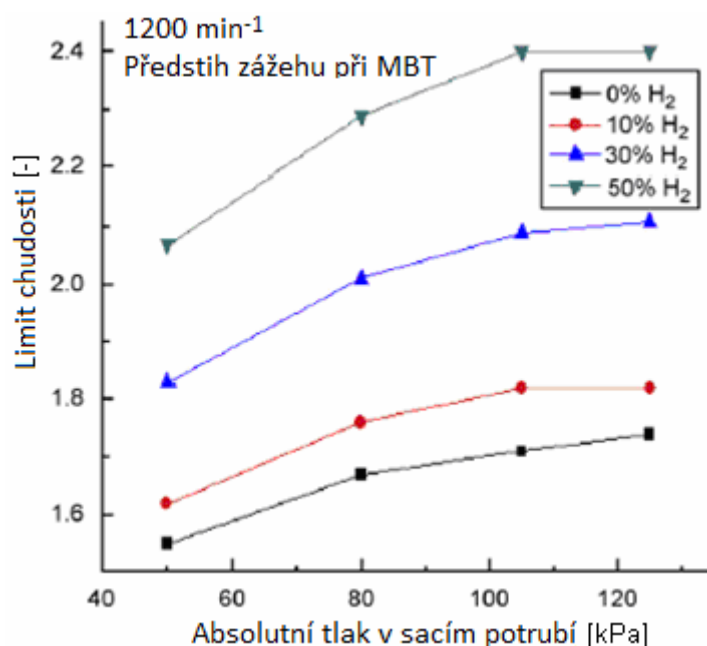


Obrázek 16 - Vliv chudosti směsi na emise CO v závislosti na procentu přidavku vodíku a počátku vefuku (120° a 240° KH před HÚ) při 2000min.^{-1} [3]

3.6. Výkonové parametry a účinnost

Výkonové parametry a zejména účinnost motoru jsou jedním z důležitých parametrů motoru. Z hlediska porovnání má vyšší vypovídající schopnost celková účinnost motoru.

Přídavkem vodíku do paliva se zvýší výhřevnost paliva a následně také výkon motoru. Zvýšením zatížení motoru lze, dle publikace [1], obrázku 17, dosáhnout vyšší chudosti směsi. Možnost zvýšení chudosti směsi je vysvětlována zvýšením plnicího tlaku a tím snížením zbytkových plynů ve válci a následně zkrácením doby hoření [1].



Obrázek 17 - Vliv plnicího tlaku na chudost směsi pro různé procento vodíku v palivu při 1200min.⁻¹[1]

Přídavek vodíku má vliv na celkovou účinnost motoru. Závislosti dílčích účinností na procentu vodíku v palivu jsou potom individuální.

Z publikací [2,7] potom plyne, že pro palivo s nízkým podílem vodíku (do $H_2=15\%_{vol.}$) je účinnost oběhu pro čistý metan a pro směs metanu s vodíkem téměř konstantní, při zachování stejné chudosti a stejného kompresního poměru. Skutečná plnicí účinnost se potom přídavkem vodíku mírně sníží. Vliv malého množství přídavku vodíku na ztráty nedokonalým vyhořením směsi jsou nejednoznačné, nicméně obecně platí, že jsou přímo úměrné účinnosti oběhu. Ztráty reálného spalování jsou pro palivo s přídavkem vodíku nižší v porovnání s čistým metanem v důsledku zkrácení doby hoření. Ztráty odvodem tepla do stěn jsou vyšší pro směs metanu s vodíkem. Ztráty netěsností jsou při nízkém zatížení pro všechna paliva přibližně stejné. Tyto ztráty jsou výrazně závislé na maximálním tlaku ve válci [2,7].

4. Nástroje pro řešení doktorské disertační práce

Pro realizaci cílů uvedených v kapitole 2 bylo nutné vytvořit účinné specializované nástroje pro experimenty na fyzikálních a matematických modelech. Jedná se o:

- Jednoválcový motor odvozený z LIAZ ML 636.
- Směšovací trať plyných paliv.
- Šestiválcový motor LIAZ ML636ENE se sběrem dat.
- Teoretické výpočty:
 - Vytvoření aplikace pro výpočet adiabatické teploty plamene a základních termodynamických dat směsného paliva.
 - Vytvoření aplikace pro výpočet průběhu teploty plamene ve válci pro uzavřený termodynamický systém.

4.1. Jednoválcový motor odvozený z LIAZ ML 636

Pro přestavbu na jednoválcový motor byl vybrán motor Liaz ML 636. Jedná se o stejný typ motoru, který byl již v minulosti upraven na KVM (tehdejší Katedra strojů průmyslové dopravy) pro provoz na plyná paliva (zemní plyn nebo vodík) vefukovaný přímo do válce. Důvodem úpravy právě tohoto motoru byla jeho snadná dostupnost a zejména možnost srovnání získaných dat z experimentů prováděných na jednoválcovém motoru s experimenty provedenými na plnohodnotném šestiválcovém motoru s totožnou válcovou jednotkou a podobným provedením.

Dalším důvodem pro použití jednoválcového motoru pro prvotní zkoušky směsí plyných paliv byly ekonomické důvody. Použitím jednoválcového motoru se snížily náklady na případné úpravy válcové jednotky, snížila se spotřeba paliva při experimentech, ale také se zjednodušilo řízení motoru a sledování provozních parametrů motoru.

Při přestavbě byl zachován základ šestiválcového motoru a hlavní úpravy byly provedeny ve ventilových rozvodech, palivovém systému a zapalovacím systému. Z důvodu zachování vnější vyváženosti motoru od rotačních a posuvných hmot byly

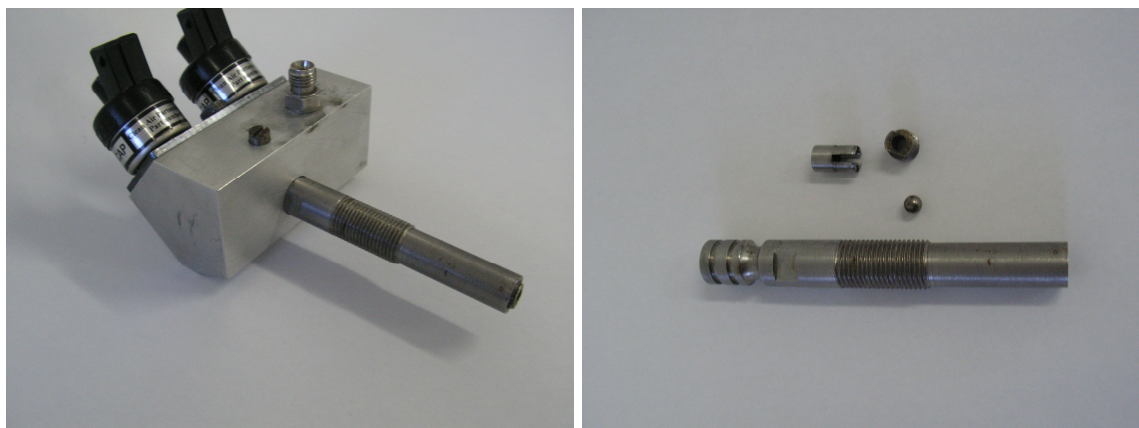
ponechány písty a ojnice ve všech válcích. Spalování pouze v jednom válci mělo také za následek nerovnoměrný průběh momentu a tím zvýšené zatížení pružné spojky Periflex spojující motor s dynamometrem.

<i>Typ motoru</i>	<i>Ležatý zážehový řadový motor</i>
Počet válců	1 [-]
Objem motoru	1,99 [dm ³]
Kompresní poměr	12 [-]
Vrtání	130 [mm]
Zdvih	150 [mm]
Délka ojnice	250 [mm]
Sání otevírá	-3 [°KH]
Sání zavírá	224 [°KH]
Výfuk otevírá	487 [°KH]
Výfuk zavírá	7 [°KH]

Obrázek 18 - Základní parametry jednoválcového motoru

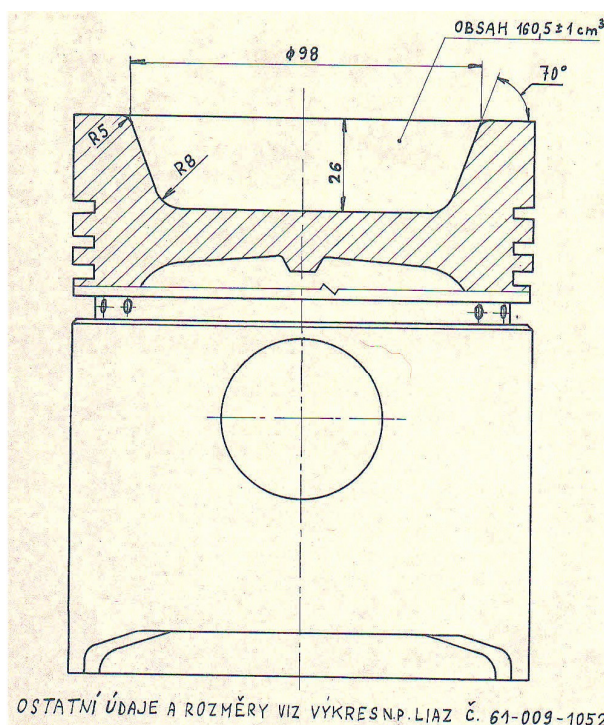
Úpravy na ventilových rozvodech byly provedeny u prvního až pátého válce. Zde byly výfukové ventily vyřazeny z funkce. Na výfukovém potrubí z jednotlivých válců byly nainstalovány zpětné ventily a zaslepeny vývrty pro vstřikovače. Hlavním důvodem úpravy ventilového rozvodu bylo snížení komprese v nečinných válcích a tím také snížení pasivních odporů celého motoru. Dále se touto úpravou snížil hluk od tlakových rázů při otevření výfukového ventilu a také se snížily teploty stlačeného vzduchu [27].

Úpravy v palivovém systému motoru byly provedeny pouze u šestého válce, kde byl vytvořen vývrt pro zabudování vefukovače s dvěma ovládacími ventily. Vefukovač byl napojen na rail, ve kterém byl tlakovým regulátorem Sherex/OPW A2006 udržován tlak 8 bar. Pro zapalovací svíčku byl upraven stávající vývrt pro vefukovač. Použitý vefukovač, viz obrázek 19, byl zkonstruován pracovníky KVM a již byl použit na motoru Liaz 636 ENE.



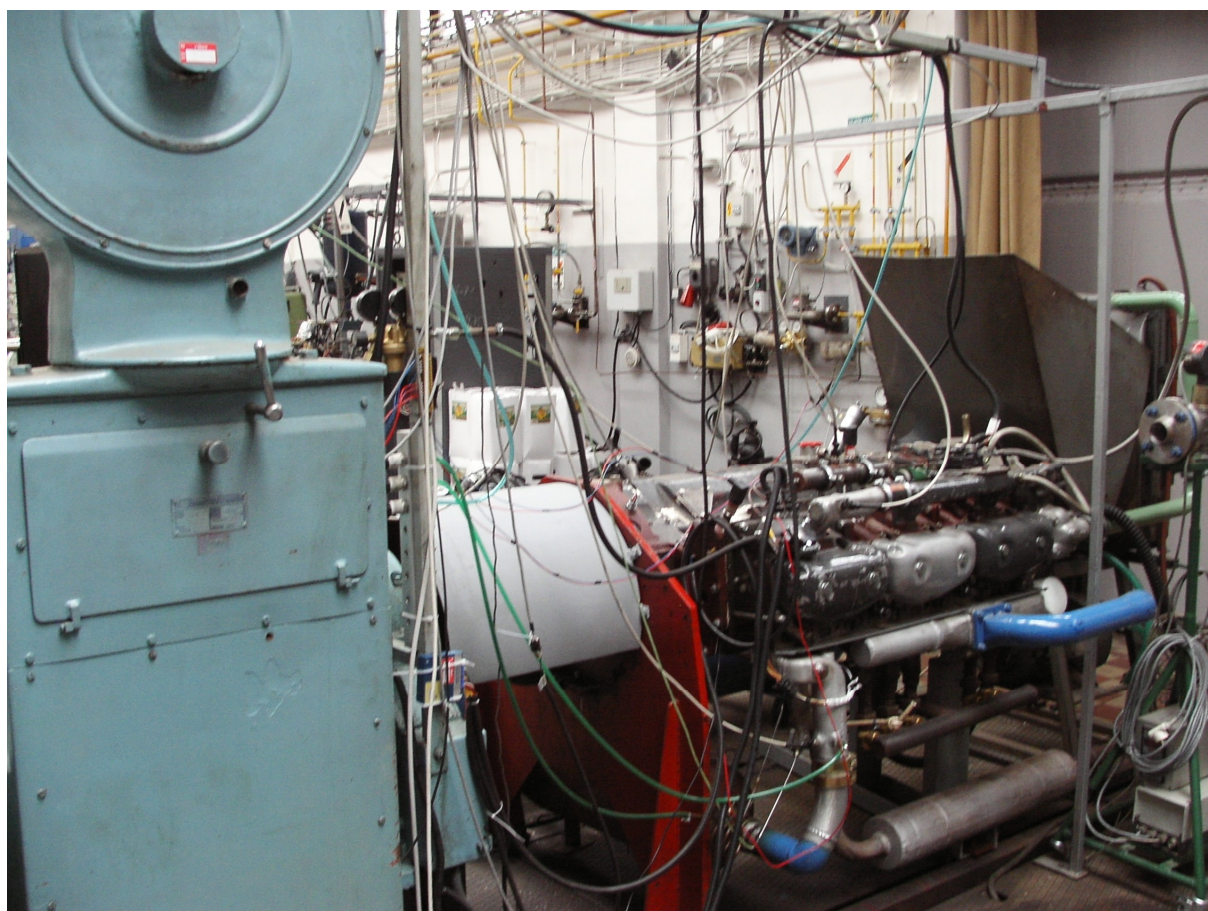
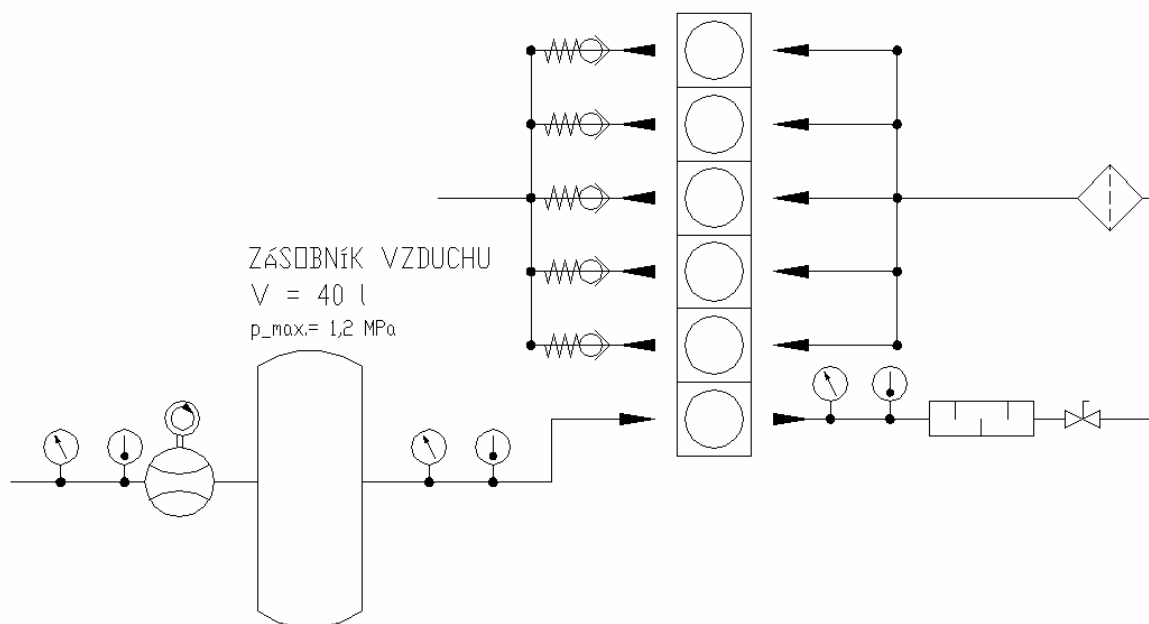
Obrázek 19 - Vefukovač

Další konstrukční úpravy šestého válce spočívaly ve vytvoření vývrtu pro tlakový snímač vysokotlaké indikace. Kompresní poměr šestého válce byl snížen na $\varepsilon = 12$ úpravou pístu. Spalovací prostor byl vytvořen v pístu a jeho tvar je znázorněn na obrázku 20.



Obrázek 20 - Spalovací prostor v pístu

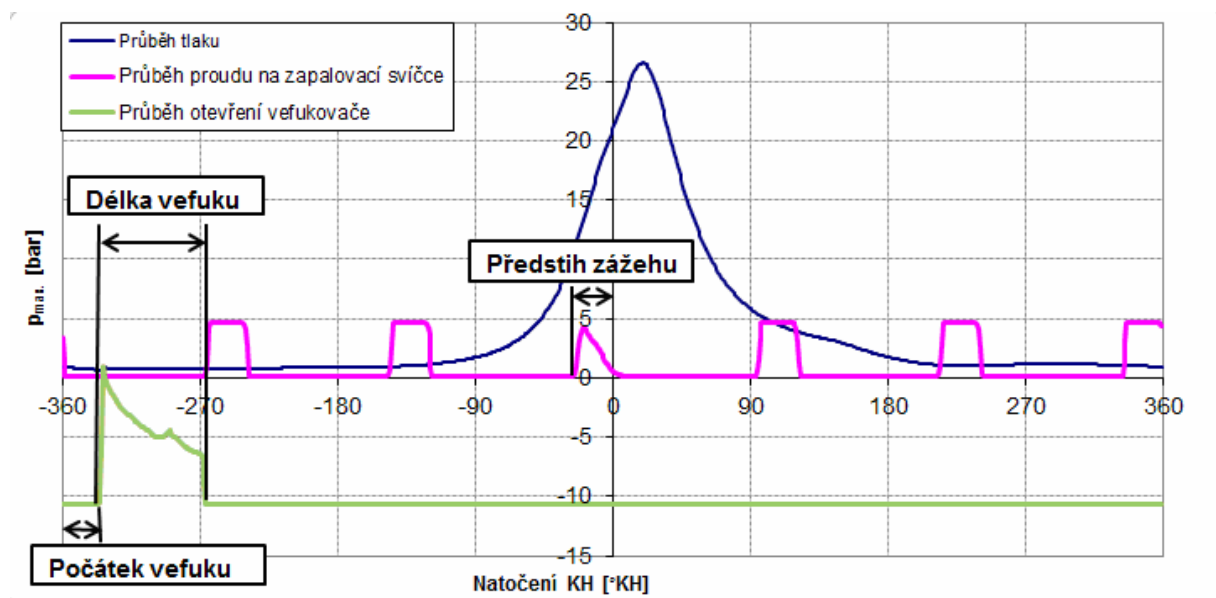
Dále byl upraven sací a výfukový trakt šestého válce, který byl zcela oddělen od zbývajících pěti (vyřazených) válců. Schématické provedení a foto motoru je na obrázku 21. Podrobné řešení přestavby je popsáno v publikaci [28].



Obrázek 21 - Schématické provedení a foto motoru [28]

Z důvodů výše zmíněné nerovnoměrnosti chodu se již při prvních zkouškách vyskytl problém s pružnou spojkou Periflex – Rubena 397 14502002. Ta byla nerovnoměrným chodem motoru nadměrně mechanicky namáhána a docházelo k její destrukci. Z tohoto důvodu bylo ještě před započítím samotných experimentů přistoupeno k rekonstrukci tohoto spojení a stávající spojka byla nahrazena novým typem dělené spojky Periflex – Rubena 400 14502014 s vhodnějšími parametry.

Vefukovač umístěný na šestém válci byl ovládán dvěma elektromagnetickými ventily BKM Servojet SP-010. Ty byly řízeny pomocí průmyslového mikropočítače s procesorem 8080 s předřazenou čítačovou kartou a řídicí aplikací vytvořenou v softwaru LabView 4.0. Podobným způsobem bylo řízeno také zapalování. Jedná se o stejný způsob řízení, který byl použit u motoru Liaz 636 ENE [29]. Při úpravě řízení zapalování byly simulovány signály zapalovacího systému pěti nefunkčních válců a pouze pro zapalovací systém šestého (funkčního) válce došlo k přeskočení jiskry, viz obrázek 22. Tato řídicí aplikace umožňovala nastavení počátku vefuku, délky vefuku a předstihu zážehu. Počátek vefuku byl nastavován vůči horní úvratí výfukového zdvihu, zatímco předstih zážehu byl nastavován vůči horní úvratí kompresního zdvihu, viz obrázek 22.

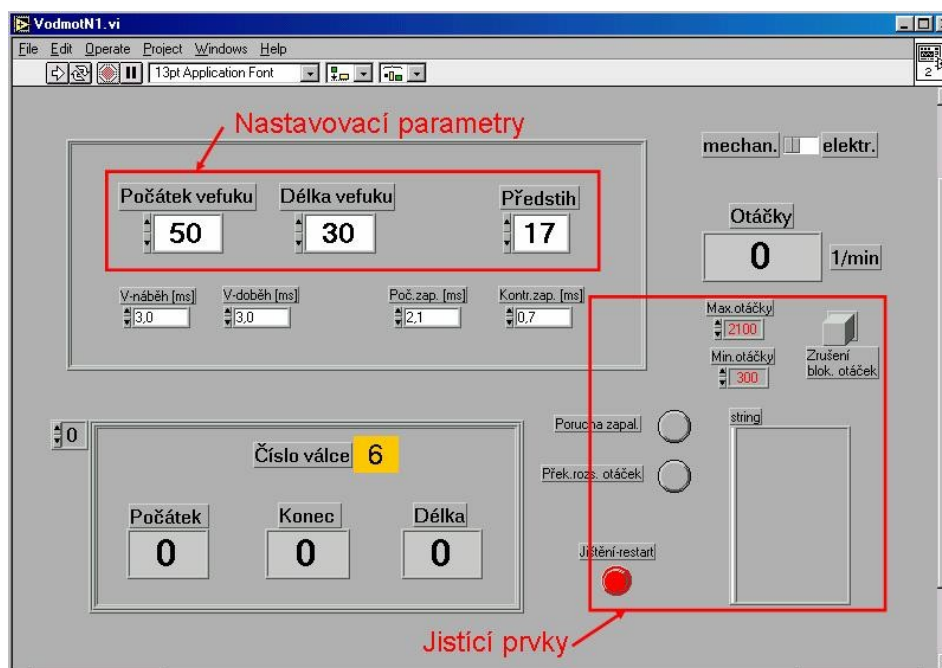


Obrázek 22- Způsob nastavování parametrů

Veškerá tato nastavení byla udávána ve stupních natočení klikového hřídele. Hlavním signálem pro řídicí aplikaci byly signály od inkrementálního snímače,

zejména potom nulová značka inkrementálního snímače, která byla nastavena na polohu horní úvratí kompresního zdvihu prvního válce.

Řídící aplikace viz obrázek 23, dále sloužila jako kontrolní prvek funkčnosti zapalování, kdy bylo vizuálně signalizováno vynechání zapalování. Při případném překročení nastavených maximálních otáček řídící aplikace automaticky vypnula zapalování, aby nedošlo k poškození motoru.



Obrázek 23- Řídící aplikace

Takto upravený jednoválcový motor byl zcela provozuschopný, spolehlivý a umožňoval dosažení požadovaných základních experimentálních výsledků.

Pro zkušební stanoviště bylo zapotřebí vytvořit kompletně celý elektronický sběr naměřených dat. Nejprve byla snaha o vytvoření sběru dat z technických prostředků, které byly k dispozici na KVM. Jednalo se o adresované měřicí ústředny (převážně osmikanálové) od firmy Orbit Merret s rozhraním RS-484. Byly použity čtyři osmikanálové ústředny OMU 508, 2x pro vstup 4-20mA, 1x pro vstup RTD (odporové snímače Pt100), 1x pro vstup T/C (termočlánek J vstup mV), dále byl použit čítač OC 7110 vstup 0 - 5V s dvěma kanály. Tyto přístroje byly připojeny na komunikační sběrnici RS-484 a dále přes převodník RS-484/RS-232 k sériovému rozhraní PC.

Aplikace komunikující s těmito přístroji byla vytvořena v softwaru LabView 7.0. Tvorba této aplikace byla velice obtížná, protože pro přístroje nebyly k dispozici ovladače pro LabView ani téměř žádná dokumentace. Nakonec se podařilo získat od výrobce syntaxi pro tyto přístroje, viz obrázek 24, pomocí níž bylo možné s přístroji komunikovat.

Orbit Merret - OMU 508

Vysílání:	Význam:	Poznámky:
<128+A>	aktivace požadované adresy	zadání adresy přístroje z menu např. 132 pro adresu 4
P		
M1 0-7 <CR>	aktivace požadovaného kanálu	přepnutí na kanálu 1 – 8
E		
D	žádost o zaslání dat	vrácení řetězce z displeje

Orbit Merret - OC 7110

Vysílání:	Význam:	Poznámky:
<128+A>	aktivace požadované adresy	zadání adresy přístroje z menu např. 132 pro adresu 4
D	žádost o zaslání dat	vrácení řetězce z displeje

Obrázek 24 - Syntaxe pro komunikaci s přístroji

Po překonání těchto počátečních potíží se projeví nedostatky v kvalitě odesílaných dat přístrojem a jejich zpracování aplikací. To mělo za následek nepřechzení odeslaného řetězce dat do PC. Tento nedostatek se nakonec podařilo softwarově také odstranit, a to testováním znaků přijímaného řetězce a v případě poškození řetězce odesláním nové žádosti. Z důvodu nutnosti adresování přístroje a kanálu pro získání každé měřené hodnoty, a v některých případech také opakovanou výzvou, bylo dosaženo získání a zapsání všech dat za přibližně šestnáct sekund. Z těchto důvodů bylo od tohoto sběru dat zcela upuštěno.

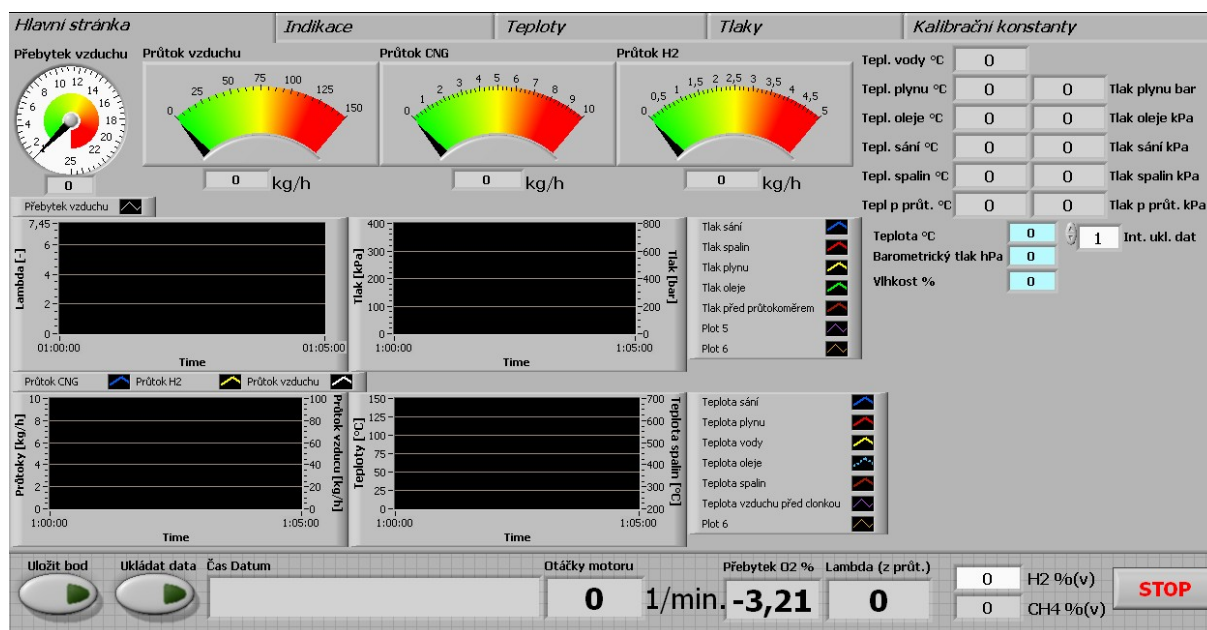
Nové řešení sběru dat spočívalo v nákupu hardwaru od firmy National Instrument. Jednalo se o zařízení NI cDAQ-9172 chassis s osmi porty, které umožňovalo použití zásuvných modulů pro různé typy vstupů a výstupů (jak analogových, tak digitálních) a bylo přímo připojitelné přes USB rozhraní k PC. Pro toto zařízení byly k dispozici ovladače pro LabView, pomocí nichž bylo zcela jednoduché s přístrojem komunikovat. Pro sběr dat byly použity zásuvné moduly:



- NI 9217 - 2x modul pro připojení RTD; 4 kanály,
- NI 9203 - 1x modul pro připojení proudového signálu $\pm 20\text{mA}$; 8 kanálů,
- NI 9205 - 1x modul pro připojení napěťového signálu $\pm 200\text{ mV}$, ± 1 , ± 5 , a $\pm 10\text{ V}$; 16 (resp. 32) kanálů,
- NI 9217 - 1x modul pro připojení T/C nebo $\pm 80\text{mV}$; 4 kanály,
- NI 9217 - 1x modul I/O pro připojení digitálního signálu 5 V/TTL.

Tyto moduly zcela pokryly potřebu sběru dat provozních veličin pro teploty, tlaky a průtoky. Pro měření otáček byl jako jediný použit čítač od firmy Orbit Merret OC7511, který byl připojen přes převodník RS-484/RS-232 a převodník RS-232/USB k USB rozhraní PC. Posledním použitým rozhraním bylo rozhraní LAN, prostřednictvím kterého byl zajištěn sběr dat barometrického tlaku, teploty a relativní vlhkosti z přístroje T7511 od firmy Comet Systém.

Pro tento systém byla vytvořena aplikace v softwaru LabView 8.5., která zajišťovala sběr signálů z jednotlivých rozhraní PC. Tyto signály bylo možné dále v aplikaci upravit a zobrazit aktuální hodnoty sledovaných veličin přímo v požadovaných jednotkách. Veškerá tato data byla po celou dobu experimentu v intervalu jedné sekundy zapisována do textového souboru. Takto vytvořený soubor byl zcela bez potíží exportován např. do MS Excel a dále zpracován. Vizualní znázornění aplikace je znázorněno na obrázku 25.



Obrázek 25 - Aplikace pro sběr dat přístroji National Instruments vytvořená v LabView 8.5.

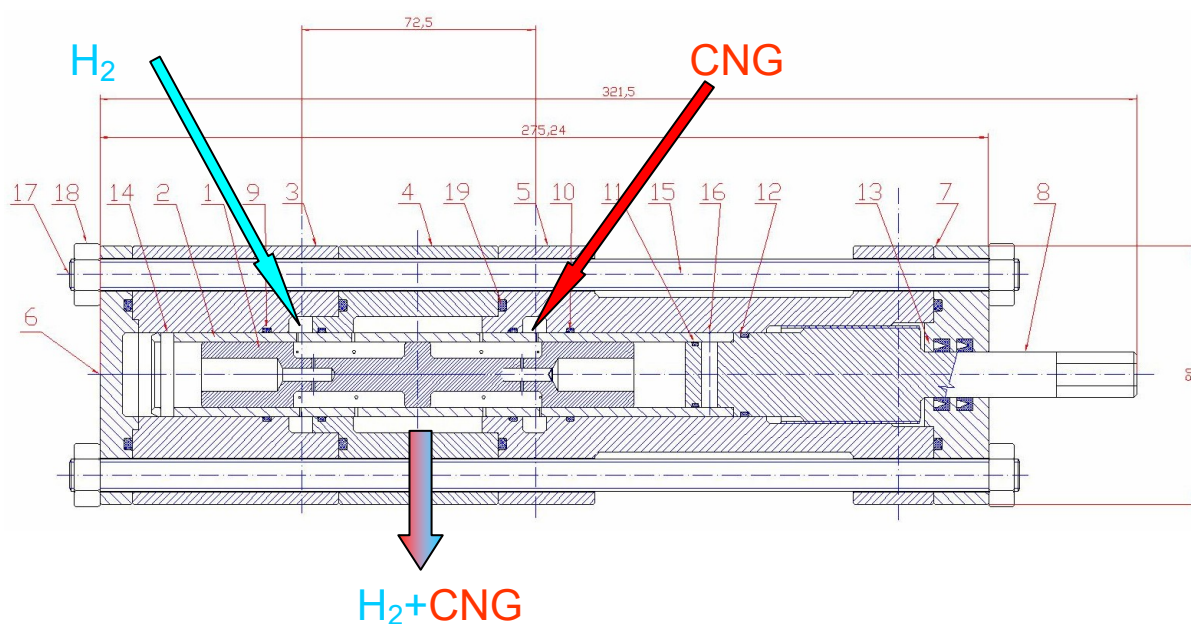
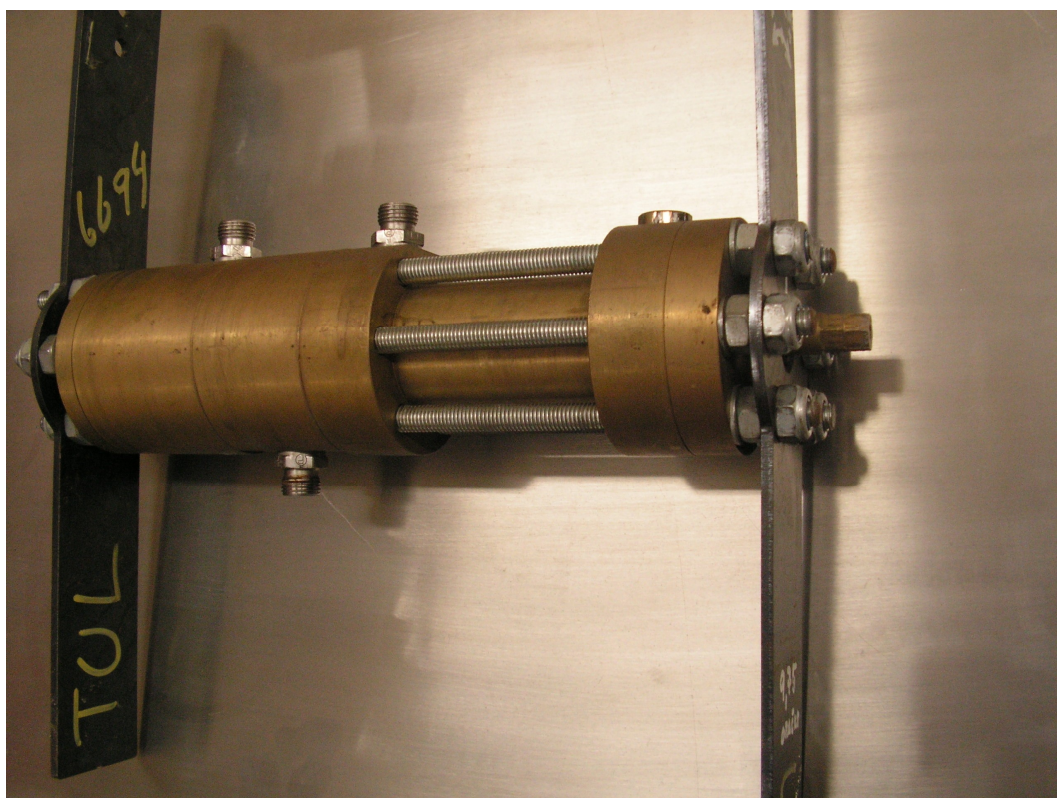
Pro měření emisí a kontrolu složení paliva bylo použito přenosné palubní zařízení pro měření emisí s vlastním sběrem dat se záznamem sledovaných veličin v intervalu jedné sekundy.

Vysokotlaká indikace průběhu tlaku ve válci byla zaznamenávána pomocí indikačního zařízení od firmy AVL Indimetr 619, ke kterému je možné připojit osm analogových signálů (-10V/+10V). V každém režimu se po ustálení zaznamenalo 150 po sobě jdoucích cyklů s intervalem zápisu po 1°KH. Natočení klikového hřídele bylo snímáno inkrementálním snímačem AVL 364C01, který byl umístěn na přední části klikového hřídele. Pro snímání průběhu tlaku ve válci byl použit piezoelektrický snímač tlaku GU 21D, jehož výstupní signál byl zesílen nábojovým zesilovačem AVL3066A03 na hodnotu (-10V/+10V). Na druhý kanál byl připojen signál průběhu proudu na zapalovací svíčke, měřen na snímacím odporu 0,1 ohmu (napěťový výstupní signál 0-10V). Na třetím kanálu byl připojen průběh napětí na elektromagnetickém ventilu vefukovače, opět měřen na snímacím odporu 0,1 ohmu a upraven tak, aby byl výstupní signál v rozmezí 0-10V. Poslední dva zmiňované kanály byly zaznamenávány pouze z důvodu zápisu seřizovacích parametrů motoru (počátek vefuku, délka vefuku a předstih zážehu).

Veškeré sběry dat byly synchronizovány podle systémového času jednotlivých počítačů.

4.2. Směšovací trať plyných paliv

K dodávce plynů jednotlivých složek směsného paliva (zemní plyn a vodík) bylo využito středotlakých rozvodů plynů ($p_{\max} = 40$ bar), které jsou součástí technických sítí laboratoře KVM. Tyto plyny byly přivedeny přímo ke směšovacímu ventilu. Tlak plynů v rozvodech byl nastaven regulačním ventilem na 25 bar. Součástí rozvodů plynů jsou také hmotnostní průtokoměry Micromotion, pomocí nichž byl kontrolován poměr jednotlivých plynů ve směsi. Tento poměr byl dále kontrolován kontinuálním odběrem vzorku přímo před vefukovačem a následně analyzován NDIR analyzátozem [30]. Samotné míšení plynů bylo provedeno směšovacím ventilem, viz obrázek 26, který byl vyvinut pracovníkem Výzkumného centra spalovacích motorů a automobilů Josefa Božka v rámci plnění dílčích úkolů a je chráněn patentem č. 298642, jehož majitelem je Technická univerzita v Liberci [31]. Do tohoto ventilu byl přiváděn vodík a zemní plyn, jejichž poměr míšení byl nastavován dutým řídícím členem. V tomto členu byl umístěn volně se pohybující vyrovnávací pístek, který vyrovnával rozdíly tlaků plynů na vstupech do ventilu. Schéma této směšovací trati je vyobrazeno na obrázku 27 a).



Obrázek 26 - Foto směšovacího ventilu, řez směšovacím ventilem

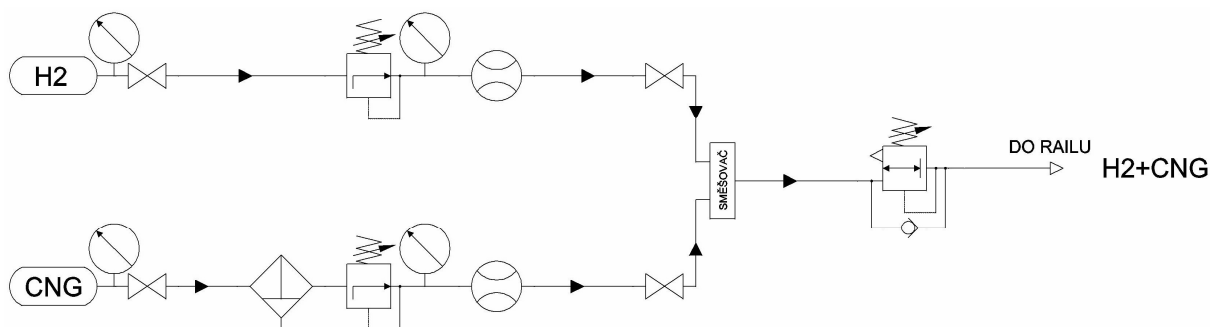
V průběhu zkoušek funkčnosti vyrobeného prototypu ventilu a při následných experimentech na jednoválcovém motoru se projevily určité konstrukční nedostatky. Jednalo se zejména o velmi složité, až nemožné, nastavení požadovaného



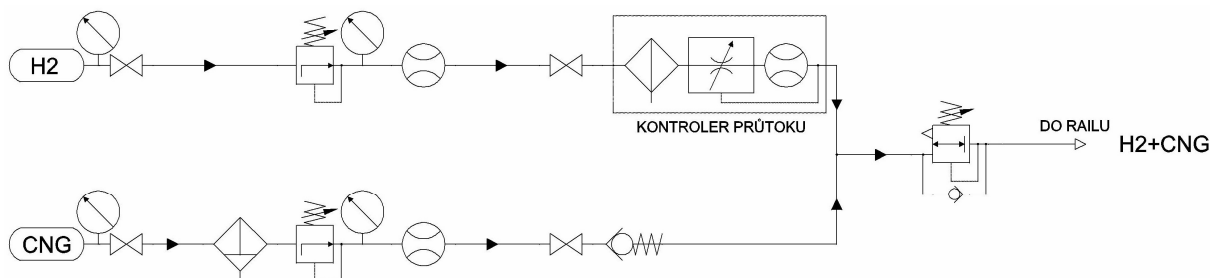
směšovacího poměru. Nicméně, při ustáleném režimu motoru a ustáleném odběru paliva byl ventil schopen udržet konstantní směšovací poměr. Tyto nedostatky by bylo zajisté možné odstranit dalším vývojem konstrukce a změnou technologie výroby, ovšem tento vývoj byl mimo rozsah řešené DDP.

V důsledku těchto zjištěných nedostatků byl v další fázi experimentů směšovací ventil nahrazen vlastním řešením využívajícím jiný princip směšování. Pro tento účel byl použit kontroler průtoku od firmy Omega (Omega FMA 5400/5500), který je schopen udržovat požadovaný průtok plynu, v tomto případě vodíku. Ten byl přimícháván za zpětným ventilem do potrubí zemního plynu, jehož tlak byl přibližně o tři bary nižší než tlak vodíku za kontrolerem. Tím bylo možné docílit požadovaného konstantního složení paliva a jeho udržení pro daný provozní režim (pro konstantní odběr paliva). Schéma této směšovací trati je vyobrazeno na obrázku 27 b). Tato aplikace byla navrhována primárně pro jednoválcový motor, což se při provozu na šestiválcovém motoru při vyšším zatížení projevilo nedostatečným průtokem vodíku přes kontroler a dosažením směsi $H_2 < 100\%_{vol.}$. Proto byl kolem kotroleru vytvořen obtok regulovaný jehlovým ventilem. Schéma této směšovací trati je vyobrazeno na obrázku 27 c).

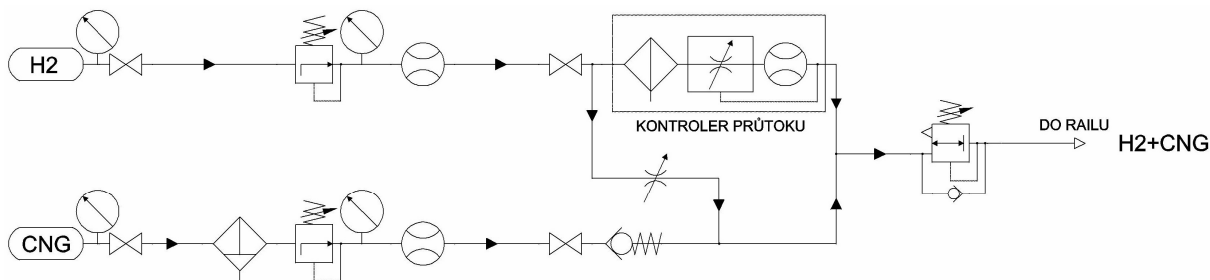
a)



b)



c)



Obrázek 27 - Schéma zapojení rozvodu plynu

Palivo dále bylo přiváděno přes regulátor Sherex/OPW A2006, kde byl tlak paliva redukován na 8 bar, do vyrovnávacího objemu (railu), kde byla snímána teplota a tlak plynu, a dále k vefukovači. Tato koncepce potom byla použita pro veškeré zbývající experimenty, včetně experimentů na šestiválcovém motoru, kde bylo použito výhradně tohoto systému míšení.

4.3. Šestiválcový motor LIAZ ML 636 ENE se sběrem dat

Základ tohoto motoru tvořil řadový šestiválcový ležatý přeplňovaný motor LIAZ ML 636 1.2C s mezichladičem vzduchu, který byl v rámci řešení výzkumného záměru MSM 242100001 - Optimalizace vlastností strojů a pracovních procesů (1999-2004, MSM) přestavěn v letech 2002 – 2003 na plynový zážehový motor. Upravený motor měl snížený kompresní poměr na $\varepsilon=12$, přímý vefuk paliva (vodík, zemní plyn) do válce při tlaku v railu 8 bar, elektronické řízení zapalování a časování vefuku. Na tomto motoru byly prováděny zkoušky do roku 2005.

Typ motoru	Ležatý zážehový řadový motor
Počet válců	6 [-]
Objem motoru	11,95 [dm ³]
Kompresní poměr	12 [-]
Vrtání	130 [mm]
Zdvih	150 [mm]
Délka ojnice	250 [mm]
Sání otevírá	-3 [°KH]
Sání zavírá	224 [°KH]
Výfuk otevírá	487 [°KH]
Výfuk zavírá	7 [°KH]

Obrázek 28 - Základní parametry šestiválcového motoru

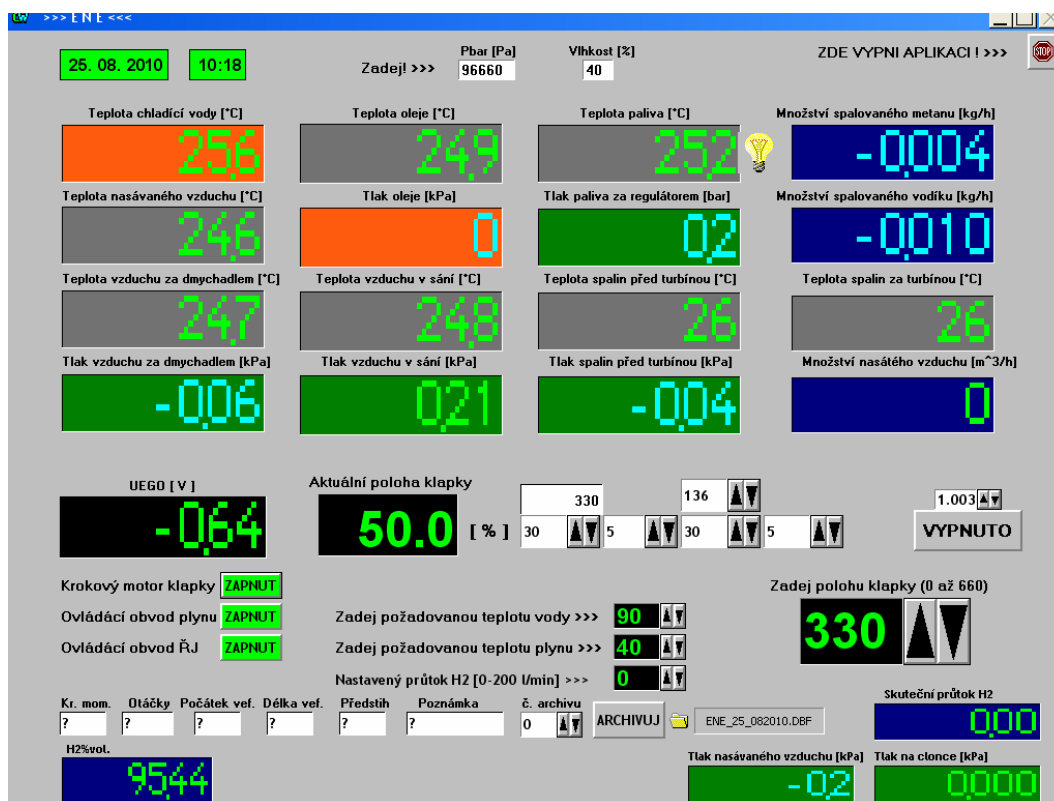
Před zahájením dalších zkoušek na přelomu roku 2009 – 2010 bylo nezbytné provést revizi celého zkušebního stanoviště, včetně motoru a jeho příslušenství. Dále bylo nezbytné provést úpravy v elektronickém sběru dat. Na rozdíl od jednoválcového motoru byl v tomto případě sběr dat proveden pomocí modulů (převážně programovatelných) od firmy ICP DAS, které jsou postaveny na základu modulů ADAM od firmy Adventech. Jednalo se o moduly:

- PCI CON 7016 - 1x modul pro připojení proudového signálu +/- 20mA; 8 kanálů,
- PCI CON 7017 - 3x modul pro připojení napěťového signálu +/- 10V; 8 kanálů,
- PCI CON 7018 - 1x modul pro připojení T/C - J, K, T, E, R, S, B, N, C; 8 kanálů,
- PCI CON 7050 - 1x modul I/O pro připojení digitálního signálu,

- PCI CON 7520 - 1x modul (převodník) RS-485 na RS-232.

Tyto moduly byly připojeny na komunikační sběrnici RS-484 a dále přes převodník RS-484/RS-232 (modul PCI CON 7520) k sériovému rozhraní PC. Do sběru dat byla také zařazena měřicí karta PCI-1711L od firmy Adventech. Karta byla připojena k sběrnici PCI na základní desce PC. Tato karta byla vybavena šestnácti analogovými vstupy, resp. výstupy.

Samotná aplikace tohoto sběru byla vytvořena v softwaru ControlWeb.



Obrázek 29 - Aplikace pro sběr vytvořená v ControlWeb

Systém byl doplněn analogovými výstupy 0-5V pro ovládání kontroleru průtoku (Omega FMA 5400/5500) a několika snímači tlaku. Měřicí karta sloužila také k ovládání servopohonu škrtící klapky, který byl připojen na digitální vstupy a výstupy I/O, a dále byl na analogový vstup karty připojen signál od kyslíkové sondy Uego typ A. Poslední změnou, která byla na tomto sběru dat provedena, byla změna způsobu měření průtoku nasávaného vzduchu. Zde byl nahrazen průtokoměr Fischer&Porter D10S za průtokoměr Sierra Instruments 6250 s výstupem 0-5V a také clonkou



Ø50mm, přičemž byl tlak za clonkou snímán přesným snímačem tlaku (- 5 – 0 kPa) s výstupem 4-20mA.

4.4. Teoretické výpočty

Teoretické znalosti v oblasti termodynamiky a termochemie jsou základem pro výpočty vedoucí ke stanovení základních termodynamických a termochemických vlastností směsí plynů. Dále jsou také nezbytné pro teoretické výpočty stavového chování směsných plynů. Při výpočtech se vychází z termodynamických vlastností čistých látek, které se pomocí vhodných směšovacích pravidel modifikují pro vlastnosti směsného plynu. Při výpočtech je možné přijmout některá zjednodušení, která následně povedou k výraznému usnadnění celého výpočtu, avšak také ke zvýšení odchylky od reálného chování plynu. Tato zjednodušení mohou být například při použití úvah modelu ideálních plynů, nepřesného složení plynu (např. CNG uvažován pouze jako CH_4) nebo předpoklad složení vzduchu pouze jako O_2 a N_2 bez přítomnosti H_2O (suchý vzduch). V následujících výpočtech budou jednotlivé složky plynu uváděny v mol, popř. kmol, nebude-li v textu uvedeno jinak.

4.4.1. Aplikace pro výpočet adiabatické teploty plamene a základních termodynamických dat směsného paliva

V následujících podkapitolách je proveden teoretický výpočet složení náplně válce a teoretického složení spalin, průběhu teploty ve válci a výpočet adiabatické teploty plamene. Tyto výpočty vychází z teoretických poznatků čerpaných zejména z následujících publikací [32 - 35].

4.4.1.1. Výpočet teoretického množství vzduchu

Množství vzduchu potřebné pro dokonalou oxidaci jednotkového množství paliva je specifickou hodnotou pro dané palivo a je závislé na jeho chemickém složení. Tuto hodnotu lze určit pomocí výpočtu ze stechiometrických rovnic (spalovacích rovnic). Teoretické množství vzduchu je takové množství vzduchu (mol, g, m^3), které je vzhledem ke svému složení minimálně nutné k dokonalé (teoretické) oxidaci jednotkového množství paliva (mol, g, m^3). Produktem takovéto oxidace paliva jsou potom produkty hoření CO_2 a H_2O , v případě, že je v palivu významně zastoupena

síra nebo olovo, tak také oxidy síry a sloučeniny olova. Ovšem poslední dvě zmiňované složky jsou již regulovány požadavky na obsah těchto látek v palivu, tudíž nebudou v dalších výpočtech zohledněny.

Obecně lze stechiometrickou rovnici zapsat ve tvaru

$$aA + bB + \dots = rR + sS + \dots \quad (1)$$

V této rovnici jsou na levé straně $a, b, \dots$ stechiometrické koeficienty reaktantů a na pravé straně $r, s, \dots$ stechiometrické koeficienty produktů. Stejně tak jsou $A, B, \dots$ složky reagujících látek a $R, S, \dots$ složky produktů. Pomocí této rovnice lze zapsat rovnici pro obecné uhlovodíkové palivo (2). V případě přebytku kyslíku se ve spalínách na pravé straně rovnice (2) vyskytne také kyslík, který nebyl využit v průběhu spalování. Při spalování paliva se vzduchem se dále na pravé straně rovnice (3) zvýší podíl dusíku o hodnotu zbytkového kyslíku ve spalínách násobenou poměrem $79/21 = N_2/O_2$.

$$C_c H_h O_o + \lambda \cdot \left(c + \frac{h}{4} - \frac{o}{2}\right) \cdot O_o = c \cdot CO_2 + \frac{h}{2} \cdot H_2O + \left(c + \frac{h}{4} - \frac{o}{2}\right) \cdot (\lambda - 1) \cdot O_o \quad (2)$$

Rovnice (2) vyjadřuje vztah mezi stechiometrickými koeficienty, kdy je při reakci jako okysličovadlo použit pouze kyslík.

$$\begin{aligned} C_c H_h O_o + \lambda \cdot \left(c + \frac{h}{4} - \frac{o}{2}\right) \cdot O_o + \frac{79}{21} \cdot \lambda \cdot \left(c + \frac{h}{4} - \frac{o}{2}\right) \cdot N_2 = \\ c \cdot CO_2 + \frac{h}{2} \cdot H_2O + \frac{79}{21} \cdot \lambda \cdot \left(c + \frac{h}{4} - \frac{o}{2}\right) \cdot N_2 + \left(c + \frac{h}{4} - \frac{o}{2}\right) \cdot (\lambda - 1) \cdot O_o \end{aligned} \quad (3)$$

Rovnice (3) vyjadřuje vztah mezi stechiometrickými koeficienty, kdy je jako okysličovadlo použit suchý vzduch.

Za reálných podmínek provozu motoru ovšem nasává motor vlhký vzduch, což se v rovnici projeví složkou H_2O na levé straně dané stechiometrické rovnice. Zároveň také samotné palivo může obsahovat určité množství vlhkosti, kterou lze zohlednit přičtením této vlhkosti ke složce H_2O na levé straně rovnice. Vlhkost vzduchu se projeví pouze nepatrným zvýšením teoretického množství vzduchu. Přítomnost H_2O na straně reagujících látek se potom také projeví na celkové výhřevnosti nasávané směsi (palivo + vzduch).



Rovnice (4) vyjadřuje vztah mezi stechiometrickými koeficienty, kdy je jako okysličovadlo použit vlhký vzduch.

$$\begin{aligned}
 & C_c H_h O_o + \lambda \cdot \left(c + \frac{h}{4} - \frac{o}{2}\right) \cdot O_o + \left(x_{N_2} + \frac{79}{21} \lambda \cdot \left(c + \frac{h}{4} - \frac{o}{2}\right)\right) \cdot N_2 + \\
 & + \left(x_{H_2O} + \lambda \cdot \left(c + \frac{h}{4} - \frac{o}{2}\right) \cdot \left(1 + \frac{79}{21}\right) \cdot \left(\frac{x_p}{1-x_p}\right)\right) \cdot H_2O = \\
 & = c \cdot CO_2 + \left(x_{H_2O} + \lambda \cdot \left(c + \frac{h}{4} - \frac{o}{2}\right) \cdot \left(1 + \frac{79}{21}\right) \cdot \left(\frac{x_p}{1-x_p}\right) + \frac{h}{2}\right) \cdot H_2O + \\
 & + \left(x_{N_2} + \lambda \cdot \frac{79}{21} \left(c + \frac{h}{4} - \frac{o}{2}\right)\right) \cdot N_2 + \left(c + \frac{h}{4} - \frac{o}{2}\right) \cdot (\lambda - 1) \cdot O_o
 \end{aligned} \tag{4}$$

kde x_p je měrná vlhkost vzduchu a vyjadřuje hmotnostní množství páry v 1 kg suchého vzduchu [33]

$$x_p = \sigma_p \cdot \frac{r_p}{r_{vz}} \tag{5}$$

a

$$\sigma_p = \frac{x}{1+x} \tag{6}$$

a

$$x = 0,622 \cdot RH \cdot p_s \cdot \frac{1}{p_b - RH \cdot p_s}; \left[[-] = 0,622 \cdot [-] \cdot [Pa] \cdot \frac{1}{[Pa] - [-] \cdot [Pa]} \right] \tag{7}$$

Parciální tlak syté páry p_s lze potom vypočítat dle [34] z následující kvadratické rovnice.

$$\beta^2 \cdot 9^2 + n_1 \cdot \beta^2 \cdot 9 + n_2 \cdot \beta^2 + n_3 \cdot \beta \cdot 9^2 + n_4 \cdot \beta \cdot 9 + n_5 \cdot \beta + n_6 \cdot 9^2 + n_7 \cdot 9 + n_8 = 0 \tag{8}$$

kde

$$\beta = \left(\frac{p_s}{p^*} \right) \tag{9}$$

a

$$g = \frac{T_s}{T^*} + \frac{n_9}{\frac{T_s}{T^*} - n_{10}} \quad (10)$$

při $T^* = 1\text{K}$ a $p^* = 1\text{MPa}$.

Koeficienty n_1 až n_{10} jsou potom uvedeny v tabulce na obrázku 30.

i	n_i	i	n_i
1	1167,052145	6	14,91510861
2	-724213,167	7	-4823,265736
3	-17,07384694	8	405113,4054
4	12020,8247	9	-0,238555576
5	-3232555,032	10	650,1753484

Obrázek 30 - Koeficienty n_1 až n_{10} [34]

Teoretické množství vlhkého vzduchu vychází z rovnice (4), kde se berou v úvahu stechiometrické koeficienty pro O_2 , N_2 a H_2O na pravé straně rovnice, do nichž se nezapočítávají podíly O_2 , N_2 a H_2O obsažené v palivu. Úpravou vyjde teoretické množství vlhkého vzduchu jako

$$L_t = \left(c + \frac{h}{4} - \frac{o}{2}\right) \cdot \left(1 + \frac{79}{21}\right) \cdot \left(1 + \frac{x_p}{1 - x_p}\right); [\text{mol} / \text{mol}; \text{kmol} / \text{kmol}] \quad (11)$$

Tento výpočet lze použít pro čisté látky. Pro směsná paliva lze použít upravený vzorec:

$$L_t = \left(\sum (x_i \cdot c_i) + \frac{\sum (x_i \cdot h_i)}{4} - \frac{\sum x_i \cdot o_i}{2}\right) \cdot \left(1 + \frac{79}{21}\right) \cdot \left(1 + \frac{x_p}{1 - x_p}\right); [\text{mol} / \text{mol}; \text{kmol} / \text{kmol}] \quad (12)$$

kde x_i je molární zlomek i -té složky uhlovodíkového paliva c_i , h_i , o_i je počet atomů C, H, O v i -té složce uhlovodíkového paliva.

4.4.1.2. Výpočet teoretického složení produktů dokonalého hoření

Teoretické složení spalin lze získat z pravé strany rovnice (4), kde lze množství CO_2 , H_2O , N_2 , resp. O_2 popsat následujícími rovnicemi.

Pro čistou látku

$$\text{CO}_2 = x_{\text{CO}_2} + c \quad (13)$$

pro směs

$$\text{CO}_2 = x_{\text{CO}_2} + \sum (x_i \cdot c_i) \quad (14)$$

Po čistou látku

$$\text{H}_2\text{O} = x_{\text{H}_2\text{O}} + \lambda \cdot \left(c + \frac{h}{4} - \frac{o}{2} \right) \cdot \left(1 + \frac{79}{21} \right) \cdot \left(\frac{x_p}{1 - x_p} \right) + \frac{h}{2} \quad (15)$$

pro směs

$$\begin{aligned} \text{H}_2\text{O} = & x_{\text{H}_2\text{O}} + \lambda \cdot \left(\sum (x_i \cdot c_i) + \frac{\sum (x_i \cdot h_i)}{4} - \frac{\sum x_i \cdot o_i}{2} \right) \cdot \left(1 + \frac{79}{21} \right) \cdot \left(\frac{x_p}{1 - x_p} \right) + \\ & + \frac{\sum (x_i \cdot h_i)}{2} \end{aligned} \quad (16)$$

Po čistou látku

$$\text{N}_2 = x_{\text{N}_2} + \lambda \cdot \frac{79}{21} \left(c + \frac{h}{4} - \frac{o}{2} \right) \quad (17)$$

pro směs

$$\text{N}_2 = x_{\text{N}_2} + \lambda \cdot \frac{79}{21} \left(\sum (x_i \cdot c_i) + \frac{\sum (x_i \cdot h_i)}{4} - \frac{\sum x_i \cdot o_i}{2} \right) \quad (18)$$

Množství kyslíku ve spalinách lze vyjádřit dle následující rovnice:

$$\text{O}_2 = L_t \cdot (\lambda - 1) \quad (19)$$

Pro procentuelní vyjádření složení spalin lze napsat následující rovnice:

$$x_{\text{CO}_2\text{s}} = 100 \cdot \frac{\text{CO}_2}{\text{CO}_2 + \text{H}_2\text{O} + \text{N}_2 + \text{O}_2}; [\% \text{vol.}] \quad (20)$$

$$x_{H_2O_s} = 100 \cdot \frac{H_2O}{CO_2 + H_2O + N_2 + O_2}; [\%vol.] \quad (21)$$

$$x_{N_2s} = 100 \cdot \frac{N_2}{CO_2 + H_2O + N_2 + O_2}; [\%vol.] \quad (22)$$

$$x_{O_2s} = 100 \cdot \frac{O_2}{CO_2 + H_2O + N_2 + O_2}; [\%vol.] \quad (23)$$

a samozřejmě potom musí platit, že

$$x_{CO_2s} + x_{H_2O_s} + x_{N_2s} + x_{O_2s} = 100. \quad (24)$$

Dosazením rovnic (13), (15), (17), (19) a pro směs (14), (16), (18), (19) do rovnice (23) lze vypočítat ze známého (změřeného) množství O_2 přebytek vzduchu (λ). Také lze ze známého (změřeného) množství CO_2 vypočítat (λ) dosazením výše uvedených rovnic do rovnice (20).

Je ovšem nezbytné zohlednit, zda byl kyslík, resp. oxid uhličitý, měřen v suchých nebo vlhkých spalínách. V případě, že bylo měřeno ve vlhkých spalínách, lze použít výše uvedené rovnice bez úprav. Pro měření v suchých spalínách je nutné modifikovat rovnici (20), popřípadě (23). V těchto rovnicích je zapotřebí ve jmenovatelích neuvažovat množství H_2O , neboť voda obsažená ve spalínách byla před měřením odstraněna úpravou vzorku.

V případě uvažování zbytkových spalín ve válci nebo recirkulace spalín lze toto množství zohlednit v rovnici (2), resp. (3), resp. (4).

4.4.1.3. Spalná entalpie

Spalná entalpie (ne zcela přesně výhřevnost) je reakční entalpie reakce, kdy reaguje jednotkové množství paliva s kyslíkem za vzniku produktů dokonalého hoření. Při výpočtu spalné entalpie se předpokládá, že veškeré látky vstupující do reakce a vystupující z ní mají stejný tlak, teplotu a vstupují, resp. vystupují z ní ve fázi, která odpovídá uvedeným stavovým podmínkám. Za standardní spalnou entalpii je potom považována spalná entalpie, kdy se reakce účastní látky při standardním tlaku a teplotě (v tomto případě je to $p_{st}=101,325 \text{ kPa}$, $t_{st}=25^\circ\text{C}$).

Pro výpočet výhřevnosti paliva bude opět použita stechiometrická rovnice, tentokrát zapsaná ve tvaru (25)

$$0 = \sum v_i \cdot R_i \quad (25)$$

kde v_i jsou stechiometrické koeficienty reaktantů i produktů a R_i jsou složky reaktantů i produktů.

V tomto zápisu se za kladné považují složky produktů a záporně jsou potom označovány reaktanty, dle zvyklostí užívaných v termochemii. Stejným způsobem lze potom napsat rovnici pro spalné teplo, kde se za složky reakce dosadí hodnoty jejich reakčních entalpií při jednotných podmínkách teploty a tlaku daných složek.

$$\Delta H_R^\circ = \sum v_i \cdot H_{fi}^\circ \quad (26)$$

nebo také v rozepsaném tvaru

$$\Delta H_R^\circ = r \cdot \Delta H_{fr}^\circ + s \cdot \Delta H_{fs}^\circ + \dots - a \cdot \Delta H_{fa}^\circ - b \cdot \Delta H_{fb}^\circ - \dots \quad (27)$$

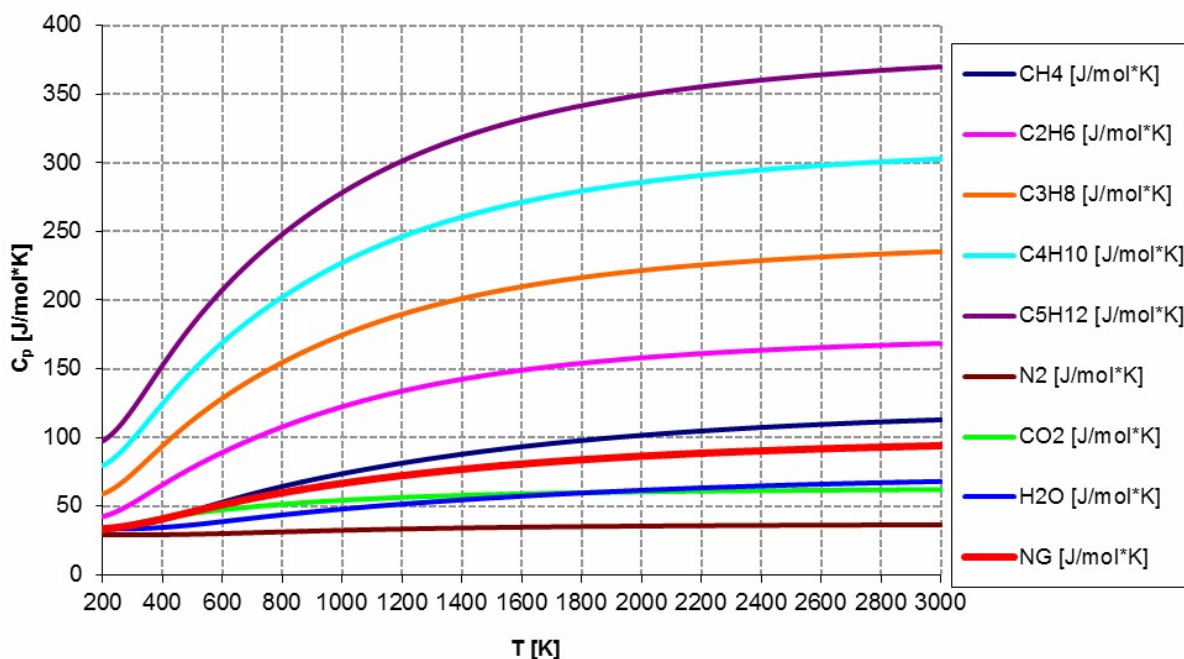
Pro výpočet spalné entalpie při jiné teplotě lze použít pro přepočtení reakčních entalpií, účastnících se látek v dané reakci, Kirchhoffovu větu.

$$\left(\frac{\partial \Delta H_R^\circ}{\partial T} \right)_p = \Delta C_p(T) \quad (28)$$

kde ΔC_p je

$$\Delta C_p(T) = \sum v_i \cdot c_{pi}(T) \quad (29)$$

Izobarická tepelná kapacita se ve velmi zjednodušených výpočtech považuje za konstantní, což lze akceptovat, pokud teplotní změna není výrazná. V případě, kdy se teplota mění o několik set Kelvinů, je toto zjednodušení nepřijatelné a je potřeba uvažovat c_p jako funkci teploty.



Obrázek 31 - Izobarické tepelné kapacity NG a jeho složek

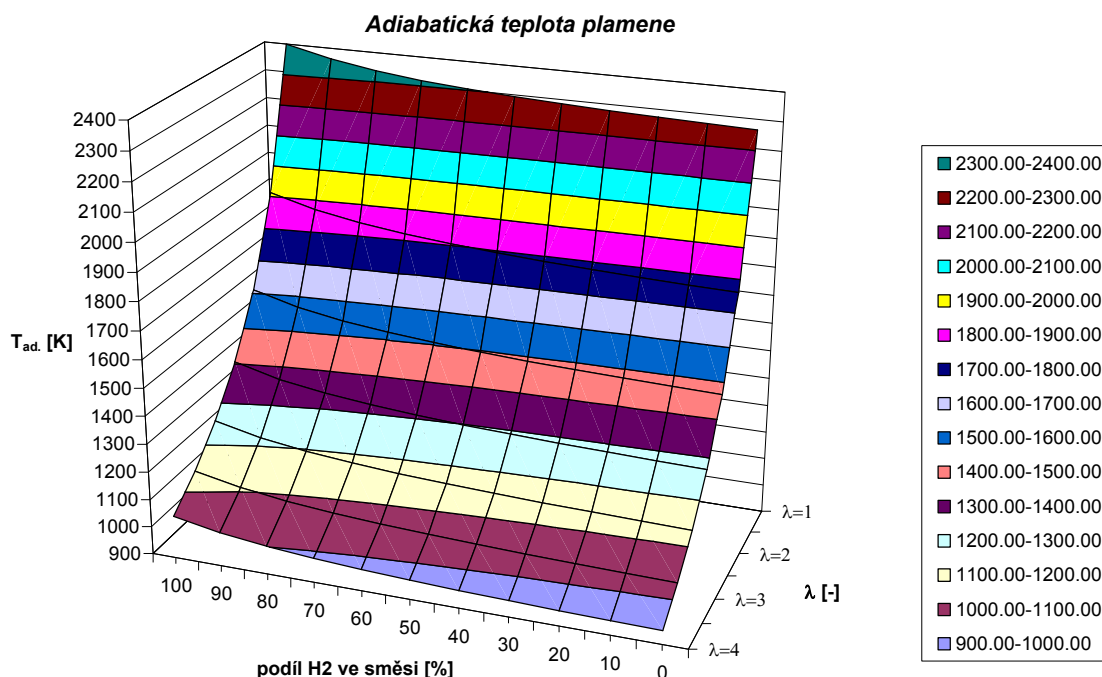
Na základě rovnic (27), (28), (29) potom můžeme napsat rovnici (30) pro spalnou entalpii při teplotě T_2 .

$$\Delta H_R^\circ(T_2) = \Delta H_R^\circ(T_{st}) + \int_{T_{st}}^{T_2} \Delta C_p(T) \cdot dT \quad (30)$$

Pro úplnost lze uvést výpočet adiabatické teploty plamene, kdy bude uvažována horní mez určitého integrálu jako adiabatická teplota T_{ad} .

$$0 = \Delta H_R^\circ(T_{st}) + \int_{T_{st}}^{T_{ad}} \Delta C_p(T) \cdot dT \Rightarrow T_{ad} \quad (31)$$

Výpočet T_{ad} je potom vhodné řešit numericky. Pro výpočet adiabatické teploty směsného paliva vodíku se zemním plynem byla vytvořena v rámci řešení DDP aplikace v softwaru MS-Excel *Adiabaticka_teplota.xls*.



Obrázek 32 - Závislost adiabatické teploty plamene na procentu vodíku ve směsi a přebytku vzduchu při standardním tlaku

4.4.2. Aplikace pro výpočet průběhu teploty plamene ve válci pro uzavřený termodynamický systém

4.4.2.1. Výpočet průběhu střední teploty ve válci

Výpočet průběhu střední teploty ve válci je možné provést s různými stupni zjednodušení, například zanedbáním změny složení náplně válce v důsledku vyhořívání nebo uvažováním náplně válce jako směsi ideálních plynů.

Při výpočtech, které mají za cíl vystihnout co nejpřesněji průběh reálné teploty ve válci, je zapotřebí vyhnout se výrazným zjednodušením, jejichž důsledkem by došlo k odchýlení se od reálného stavu. Ideální model by měl zohledňovat zejména reálné chování plynů, změnu složení náplně válce v důsledku chemických změn při vyhořívání paliva, odvozy tepla do stěn, změnu hmotnostní náplně válce v důsledku netěsností, víření náplně válce a podobné vlivy. Model, který by zohledňoval veškeré vlivy ovlivňující průběh teploty ve válci, by byl velmi náročný na dostupnost vstupních parametrů pro výpočet. Ty by musely být získány experimentálně nebo, pokud je to

možné, opět výpočtem. Také výpočet takového modelu by byl poměrně náročný, a proto je zapotřebí položit si základní otázku, zda bude mít zpřesnění výsledku tak významný efekt vzhledem k vynaloženému úsilí.

V následujícím textu bude popsán postup výpočtu průběhu teploty ve válci, který je použit v této DDP. Takto získané průběhy teploty jsou dále použity při vyhodnocování experimentální části.

Pro výpočet průběhu teploty je v tomto postupu výpočtu použit záznam z vysokotlaké indikace (p - α diagram) a provozní hodnoty motoru získané v průběhu experimentu. Výpočet je proveden pro uzavřený termodynamický systém (oblast od uzavření výfukového ventilu do otevření sacího ventilu) a po celou dobu nedochází k hmotnostním ztrátám v důsledku netěsnosti. Složení náplně válce se na počátku výpočtu uvažuje dle výše uvedených vztahů. Počáteční hmotnostní náplň válce odpovídá stavovým podmínkám před uzavřením výfukového ventilu. Složení náplně válce se nemění až do doby počátku uvolňování tepla z přivedeného paliva, poté se začne složení náplně měnit v důsledku vyhořívání paliva. Pro stanovení počátku a celého průběhu uvolňování tepla z paliva byla z důvodu snadné dostupnosti dat použita termodynamická analýza průběhu tlaku používaná firmou AVL, která je provedena softwarem IndiWin 1.5. Z hlediska zpřesnění výpočtu je ovšem vhodnější použít metody pro stanovení průběhu uvolňování tepla, které mají menší stupeň zjednodušení, například metody uvedené v publikacích [36,37]. I s těmito daty je výpočet schopen pracovat, neboť vychází ze zadání hodnot 5%, 10%, 50% a 90% uvolněného tepla, jak je popsáno v následující kapitole.

Pro výpočet stavového chování náplně válce byla zvolena Redlichova-Kwongova stavová rovnice reálného plynu (32). Tato rovnice je jedna z nejpřesnějších dvouparametrových stavových rovnic reálného plynu. Reálné chování plynů je zde zohledněno parametry (a , b), které jsou závislé na chování dané látky v oblasti kritického bodu. Parametry kritického bodu látek jsou poměrně snadno dostupné, a proto má tato rovnice široké uplatnění v chemicko-inženýrské praxi.

$$p = \frac{RT}{V_m - b} - \frac{a}{\sqrt{T}V_m(V_m + b)} \quad (32)$$

$$a = 0,42748 \frac{R^2 T_k^{2,5}}{p_k} \quad (33)$$

$$b = 0,08664 \frac{R T_k}{p_k} \quad (34)$$

Tuto rovnici lze snadno modifikovat pro výpočet směsného plynu, kdy se provede modifikace na úrovni koeficientů využitím tzv. pseudokritických veličin. Ty lze získat na základě znalostí kritických veličin jednotlivých složek čisté látky a použitím vhodného směšovacího pravidla. V tomto případě je použito Joffeho směšovací pravidlo pro pseudokritické veličiny (45 – 48).

$$T'_k = K_1^2 K_2 \quad (35)$$

$$p'_k = (K_1 K_2)^2 \quad (36)$$

$$K_1 = \frac{T'_k}{\sqrt{p'_k}} = \sum_{i=1}^N \frac{x_i T_{k,i}}{\sqrt{p_{k,i}}} \quad (37)$$

$$K_2 = \frac{T'_k}{p'_k} = 0,125 \cdot \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^N x_i x_j \left[\left(\frac{T_{k,i}}{p_{k,i}} \right)^{1/3} + \left(\frac{T_{k,j}}{p_{k,j}} \right)^{1/3} \right]^3 \quad (38)$$

Ze známé geometrie válcové jednotky a klikového mechanismu lze vypočítat objem ve válci. Pomocí výše uvedených rovnic je již možné pro daný krok (pootočení klikového hřídele) vypočítat ze známého složení náplně válce, objemu a tlaku v daném bodě teplotu náplně ve válci. Komplikace nastane při vyjádření teploty ze stavové rovnice. Proto je nutné tuto rovnici řešit numericky pomocí vhodné iterační metody.

4.4.2.2. Popis aplikace Prubeh_teploty.xls

Pro výpočet základních termodynamických a termochemických vlastností směsí zemního plynu s vodíkem byla vytvořena aplikace pro MS-Excel. Důvodem použití MS-Excel byla skutečnost, že tento software je dostupný na běžně užívaných počítačích. Níže popsany postup výpočtu dat vychází z teoretických postupů uvedených v předcházející kapitole. Zadání vstupních dat je prováděno z textového souboru, který má předdefinovaný formát. Tento formát je uveden v Příloze 2.



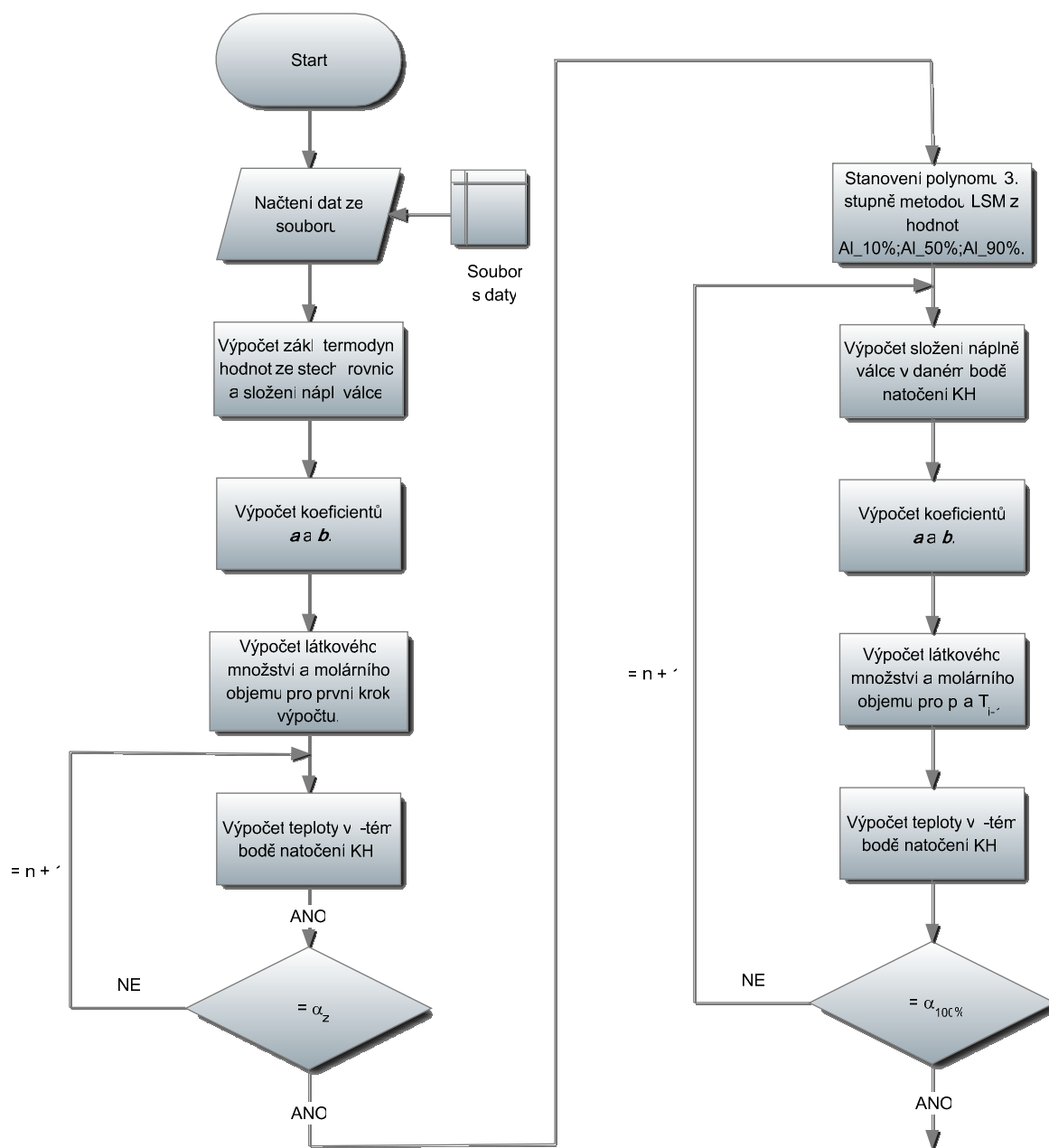
Základem výpočtu jsou experimentálně získaná data provozního bodu, pro který má být proveden výpočet průběhu teploty. Součástí dat musí být také data z vysokotlaké indikace daného provozního bodu. Ze změřených průtoků jednotlivých plynů je vypočten poměr zemního plynu a vodíku. V první části je vypočteno složení spalin, které vzniknou oxidací jednotlivých složek vyskytujících se v palivu. Tento výpočet vychází ze známého složení paliva a je proveden pomocí stechiometrických rovnic jednotlivých složek paliva (4). Dále je těmito rovnicemi vypočtena výhřevnost paliva (27) (molární i hmotnostní), teoretické množství vzduchu (12) (molární i hmotnostní) potřebné pro dokonalou oxidaci jednotkového množství paliva a ze známého složení paliva také měrná plynová konstanta pro dané palivo. Výpočet pracuje s jakýmkoliv složením zemního plynu a je upraven primárně pro výpočet dat směsi zemního plynu a vodíku. Dále výpočet respektuje vlhkost nasávaného vzduchu a na základě rozboru složení zemního plynu může také zohlednit vodní páry obsažené v palivu. Z experimentálně zjištěného procentuálního přebytku kyslíku ve spalinách je vypočtena hodnota λ pro daný provozní bod dle postupu uvedeného v kapitole 4.4.1.2. Takto vypočtená hodnota λ je dále použita pro výpočet složení náplně válce a výpočet měrné plynové konstanty směsi. Stejně procentuální složení je také ve válci po uzavření sacího ventilu. V tomto bodě je, po uzavření ventilů, z vysokotlaké indikace získána hodnota tlaku v době uzavření ventilů. Na základě změřené teploty v těsné blízkosti před sacím kanálem motoru je odhadem stanovena teplota ve válci po uzavření ventilů. Dále jsou pomocí Joffeho směšovacího pravidla vypočteny koeficienty **a** a **b**, které jsou nezbytné pro výpočet Redlichovy-Kwongovy stavové rovnice reálného plynu. V prvním bodě je z těchto hodnot vypočten molární objem náplně válce a následně ze známého objemu při daném pootočení KH je vypočteno látkové množství. Ve druhé fázi výpočtu je pro každý stupeň pootočení KH vypočítána teplota ze známého tlaku ve válci, složení náplně válce a molárního objemu, resp. látkového množství a objemu. Tento výpočet je opakován s krokem 1°KH do doby, kdy natočení KH odpovídá předstihu zážehu. V tomto bodě se začne ve výpočtu projevat změna složení náplně válce v důsledku vyhořívání paliva. Rychlost vyhořívání je odvozena z vysokotlaké indikace a jejího zpracování softwarem IndiCom 1.5, jehož výstupem jsou, mimo jiné, body, kdy se uvolní z paliva 5%, 10%, 50% a 90% tepla. Těmito body je pomocí metody nejmenších čtverců

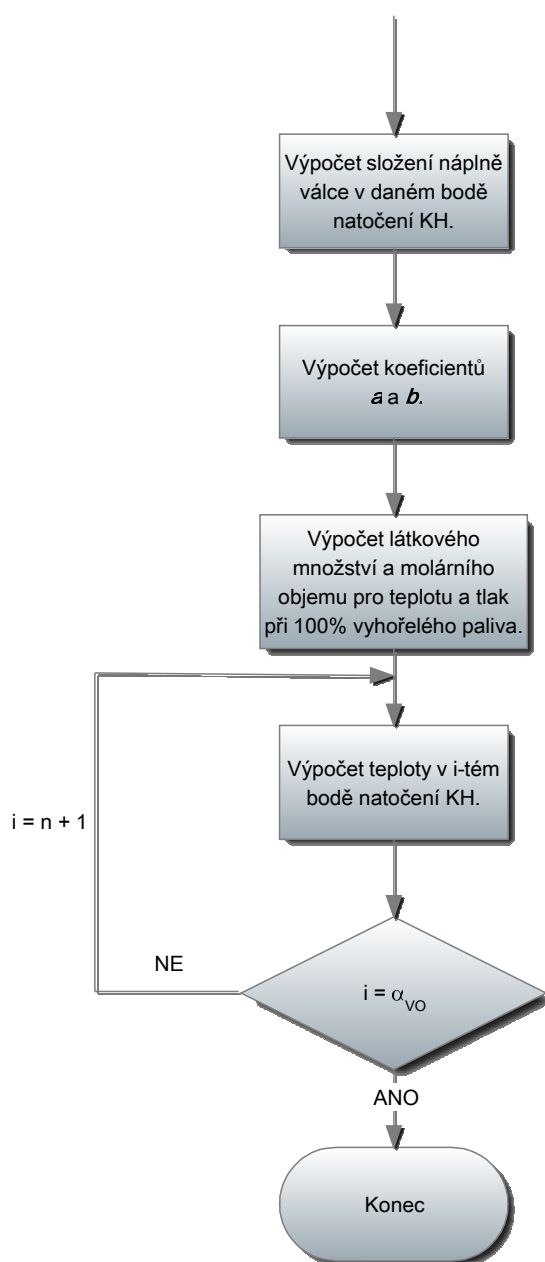


proložen polynom třetího stupně ve tvaru $ax+bx^2+cx^3=0$. Podle této křivky je pro každé další natočení KH uvažováno nové složení náplně válce v důsledku vyhořívání směsi. Z tohoto důvodu jsou pro dané natočení KH také vypočteny nové koeficienty **a**, **b** a látkové množství dle výše uvedeného postupu. Zde se pro výpočet látkového množství uvažuje teplota vypočtená v předchozím bodě. Tímto postupem se pokračuje až do vyhoření paliva (uvolnění 100% tepla z paliva). Další část výpočtu již pokračuje se složením náplně válce, které odpovídá složení v bodě celkového vyhoření paliva, až do bodu, kdy dojde k otevření výfukového ventilu.

Vyhořívání paliva je v tomto výpočtu uvažováno rovnoměrné, tudíž rovnoměrně se snižují jednotlivé hořlavé složky na straně reaktantů a úměrně tomu přibývají složky na straně produktů. Z hlediska reálného průběhu hoření nemusí být toto zjednodušení zcela ve shodě, ovšem získání dat skutečného složení náplně válce v průběhu vyhořívání je technicky velmi obtížné.

Dle postupu uvedeného v kapitole 4.4.1.3. vzorce (29) a při uvažování zjednodušení, která jsou uvedena v tomto odstavci, lze pro každé natočení KH vypočítat (ze známého složení náplně válce a známé teploty) hodnotu měrné izobarické tepelné kapacity náplně válce. Schématicky je postup výpočtu znázorněn na obrázku 33, kde je postup znázorněn formou vývojového diagramu.





Obrázek 33 - Vývojový diagram postupu výpočtu teploty ve válci aplikací *Prubeh_teploty.xls*

5. Experimentální část

Experimentální část DDP byla v první fázi provedena na upraveném jednoválcovém motoru popsaném v kapitole 4.1. Při těchto zkouškách byly zkoumány především vlivy změn seřizovacích parametrů počátku vefuku, délky vefuku a předstihu zážehu. V kapitole 4.1. je také popsán způsob nastavení těchto parametrů. Veškerá měření na tomto motoru byla prováděna bez škrcení nasávaného vzduchu s atmosférickým plněním při otáčkách 1500 min^{-1} . Tyto otáčky byly zvoleny z hlediska uplatnitelnosti získaných výsledků při provozu kogeneračních jednotek. Zatížení motoru bylo vyvoláno pasivními odpory nečinných válců a plně pokrylo potřebnou zátěž motoru. K překonání těchto odporů bylo zapotřebí dodat do jisté míry výkon dynamometrem, který byl provozován v motorickém režimu. To byl také důvod, proč nebyl měřen efektivní výkon motoru, ale pouze indikovaný výkon na základě změřeného průběhu tlaku ve válci, resp. středního indikovaného tlaku. V této části experimentu byla primárně zkoumána směs v rozmezí $\text{H}_2=30\%_{\text{vol.}}$ až $\text{H}_2=40\%_{\text{vol.}}$ a několik bodů v okolí koncentrace $13\% \text{ H}_2 \text{ vol.}$, ze kterých byla vybrána zejména data pro hodnocení vlivu předstihu zážehu.

V druhé fázi byl pro další experimenty použit plnohodnotný šestiválcový motor popsaný v kapitole 4.3. Tato měření se již nesoustředila pouze na vliv seřizovacích parametrů, ale tyto zkoušky byly zaměřeny na celý rozsah koncentrací přídavku vodíku a různé zatížení motoru.

Získaná data z obou motorů dále sloužila jako vstupní parametry pro aplikaci `Prubeh_tploty.xls`, která rozšířila rozsáhlý soubor naměřených dat o termodynamická a termochemická data a zejména o průběh teploty ve válci motoru.

V obou fázích experimentů byla jako palivo použita směs zemního plynu s vodíkem, přičemž složení použitého zemního plynu je uvedeno v Příloze 3 a čistota vodíku je uvedena v Příloze 4.

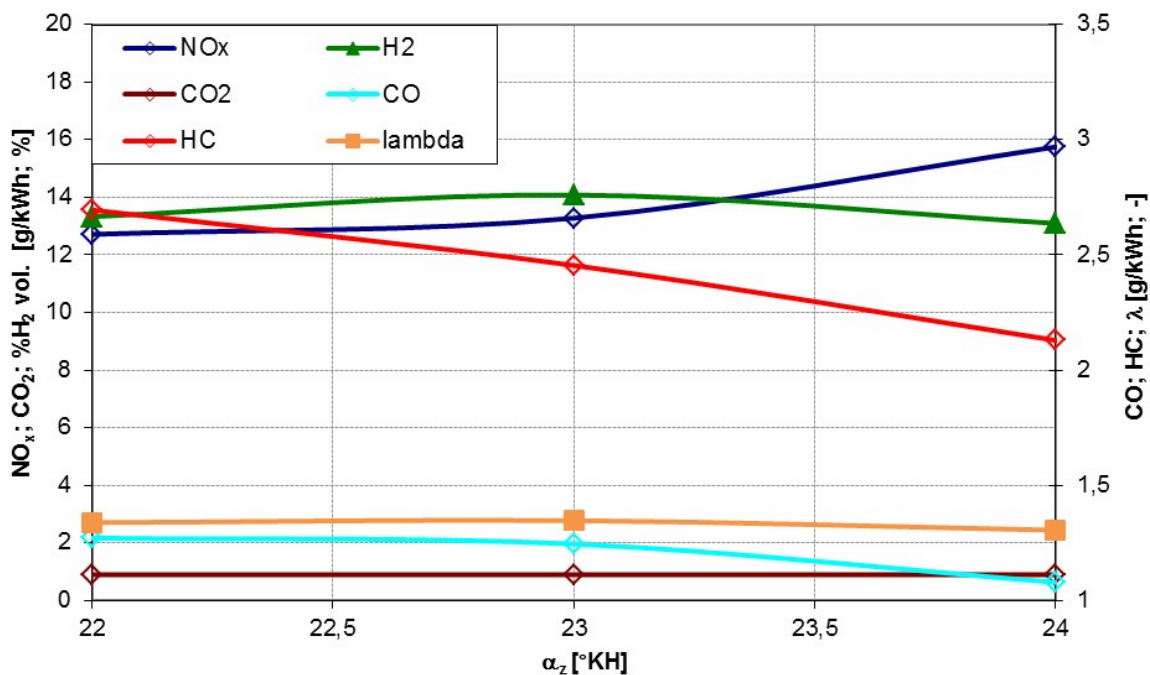
Přepočet naměřených emisí z ppm na g/kWh, je v této kapitole proveden dle postupů uvedených v EHK 49 pro test ESC. Tento přepočet byl proveden zvlášť pro jednotlivé nastavené body měření, a proto byly sumační rovnice jednotlivých složek emisí upraveny. Nebyla v nich uvažována suma jednotlivých příspěvků dané emisní složky, zatížená určitým váhovým koeficientem, jak je tomu u jednotlivých bodů ESC testu,

ale byl uvažován pouze jeden změřený bod bez váhového koeficientu. Přepočet byl proveden z důvodů porovnání výsledků měření s publikovanými hodnotami, ve kterých jsou hodnoty emisí uváděny převážně v měrné produkci emisí. Z naměřených a takto přepočtených hodnot nelze posuzovat produkci emisí ve vztahu k emisním normám, neboť se nejedná o standardizovaný test.

5.1. Seřizovací parametry

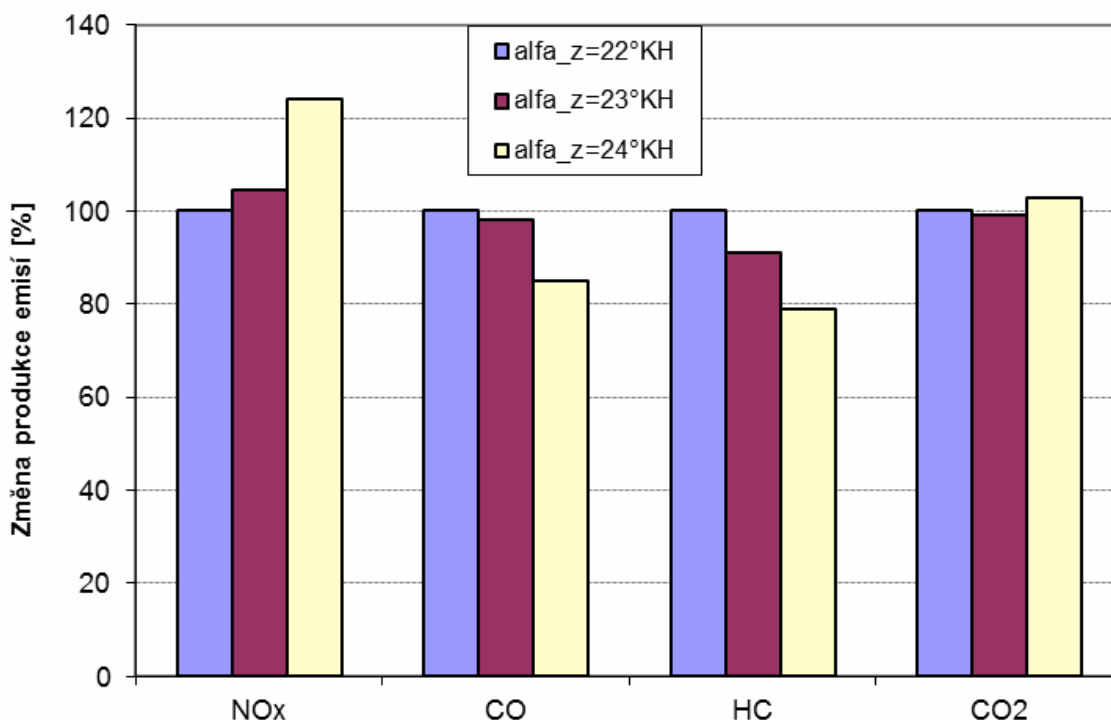
5.1.1. Změna předstihu zážehu

První experimenty prováděné na jednoválcovém motoru ukázaly dobrou shodu trendů produkce NO_x při změně předstihu zážehu s daty, která byla dosud publikována [6]. Z měření na jednoválcovém motoru vyplynuly další poznatky poukazující na závislost produkce ostatních sledovaných emisí, vlivy na změnu maximálních teplot a vlivy na změnu polohy natočení KH při dosažení maximálních teplot v závislosti na změně předstihu zážehu. Ze souboru šedesáti provozních bodů byly vybrány body, které měly shodné hodnoty λ , shodné složení paliva a stejný počátek vefuku 50°KH (nastavován dle obrázku 22). Výjimku tvořil bod s nastavením $\alpha_z = 24^\circ\text{KH}$, kde byl počátek vefuku nastaven na 40°KH . Z důvodu výše uvedeného kritéria výběru byl vybrán poměrně malý soubor bodů, nicméně je z něj možné usuzovat na trendy změn sledovaných hodnot. Z obrázku 34 je patrná změna měrné produkce NO_x , která roste se zvyšujícím se předstihem zážehu a naopak měrná produkce HC klesá. Dále také mírně klesá měrná produkce CO, zatímco měrná produkce CO_2 zůstává při změně předstihu zážehu konstantní. Mírná odchylka ve složení paliva při $\alpha_z = 23^\circ\text{KH}$, přibližně jedno procento od průměrné hodnoty od zbývajících bodů, je z hlediska tvorby NO_x při přebytku vzduchu 1,33 zanedbatelná [6].



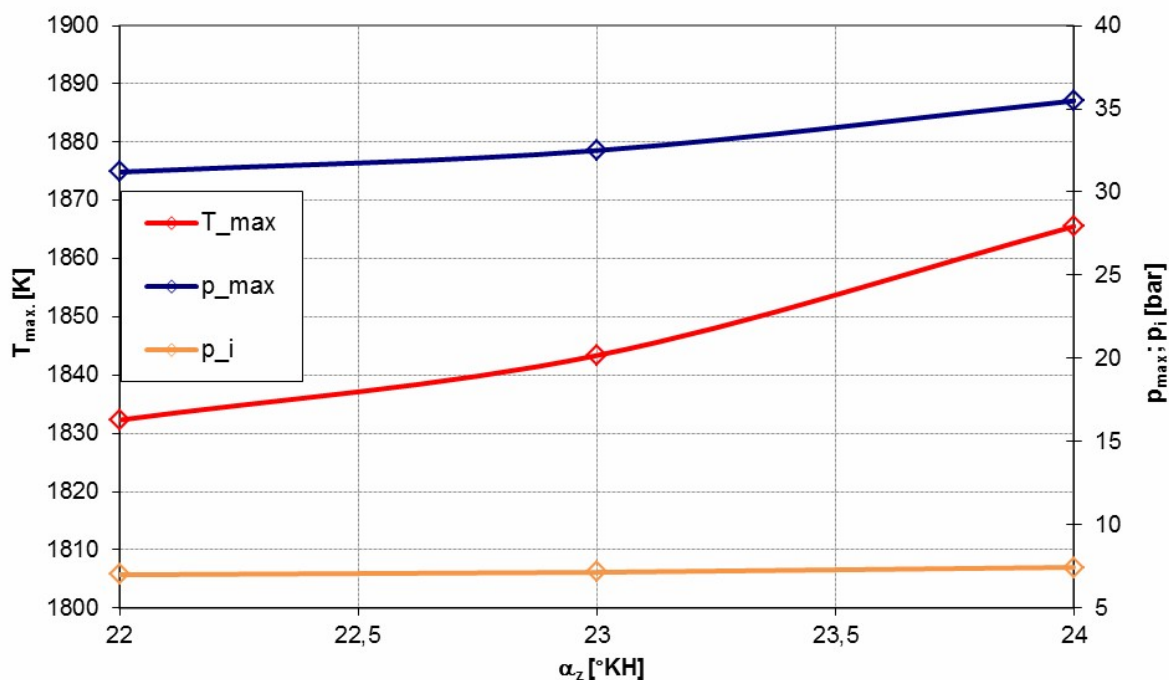
Obrázek 34 - Závislost NO_x , CO_2 , CO , HC na změně předstihu zážehu

Procentuální změna sledovaných hodnot na obrázku 35 je pro porovnání změny jednotlivých složek emisí při jednotkové změně předstihu zážehu lépe vypovídající. Pro NO_x je změna nelineární, kdy při zvýšení předstihu zážehu z $\alpha_z = 22^\circ\text{KH}$ na $\alpha_z = 24^\circ\text{KH}$ dojde ke zvýšení NO_x o 24%. Při stejné změně dojde také přibližně k lineárnímu snížení HC o 21% a nelineárnímu snížení CO o 15%.

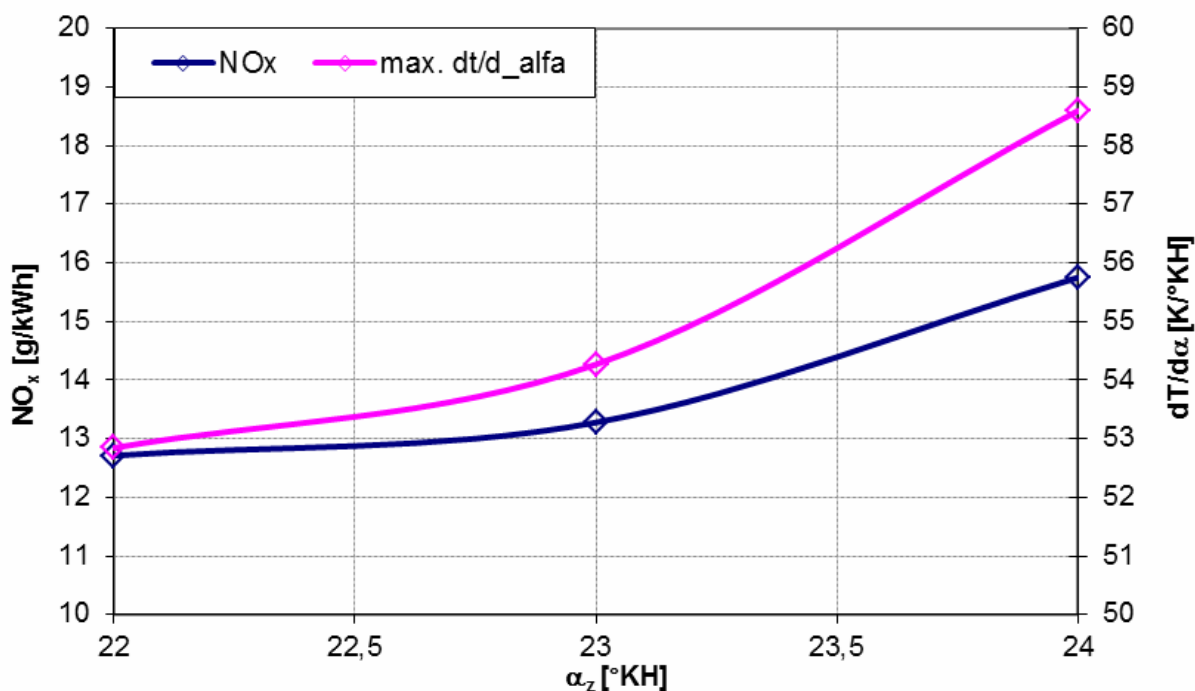


Obrázek 35 - Změna měrné produkce emisí NO_x , CO_2 , CO , HC při jednotkové změně předstihu zážehu

Dle obecně známých teoretických poznatků je tvorba NO_x výrazně závislá na teplotě a době setrvání molekul obsahujících dusík při vysoké teplotě. Tato skutečnost je ve shodě s naměřenými daty a na základě nich vypočtenými průběhy teplot ve válci. Obrázek 36 potom ukazuje nárůst maximální teploty, maximálního tlaku a nepatrný nárůst indikovaného tlaku s rostoucím předstihem zážehu. Při porovnání s obrázkem 34 je patrný vliv teploty na produkci NO_x a, mimo jiné, také na produkci HC , CO a CO_2 . Tento trend je ve shodě s teorií tvorby NO_x . Mnohem výraznější shoda trendu je patrná z obrázku 37, kde je vynesena závislost NO_x a maximální hodnota $dT/d\alpha$ v závislosti na předstihu zážehu.



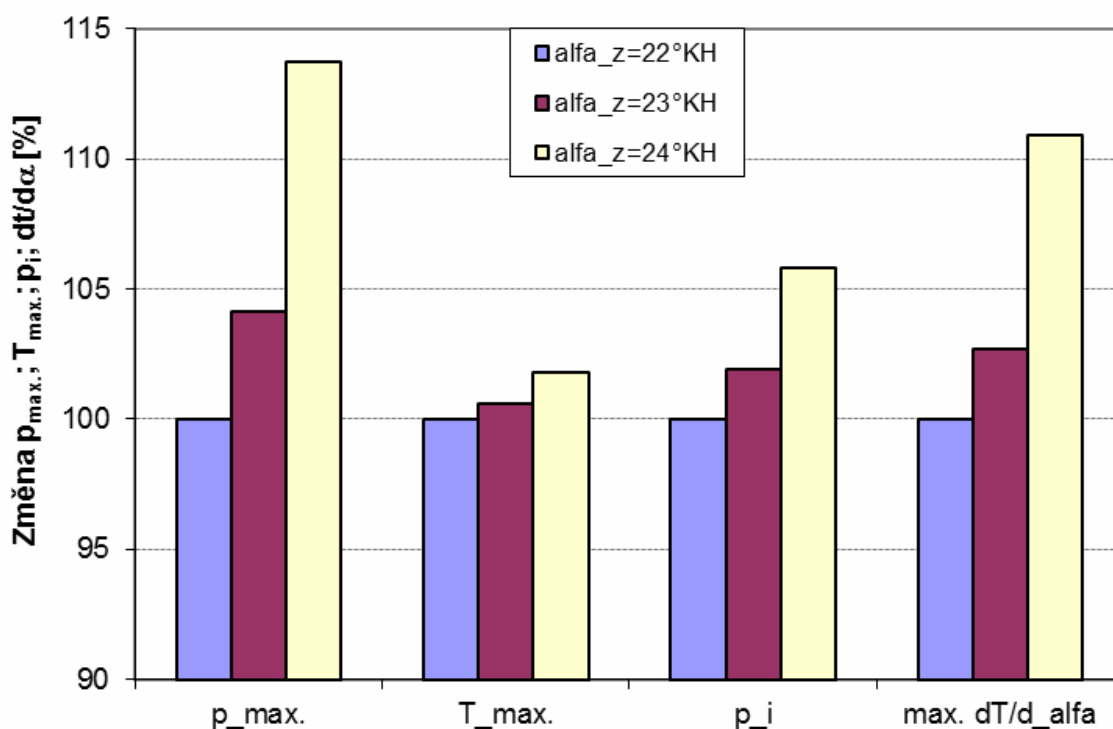
Obrázek 36 - Změna T_{max} a p_{max} v závislosti na změně předstihu zážehu



Obrázek 37 - Změna NO_x a $dT/d\alpha$ v závislosti na změně předstihu zážehu

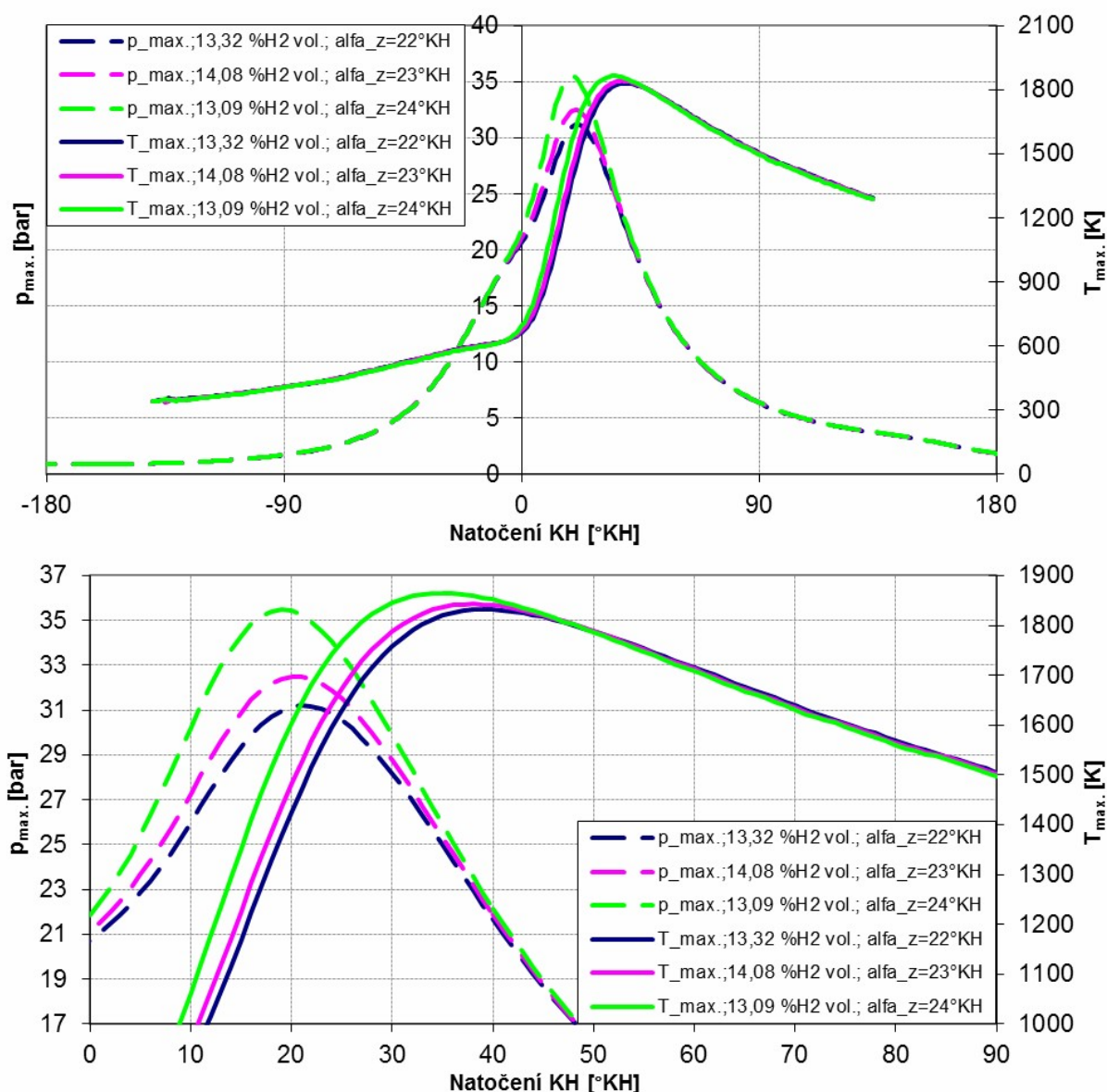
Na obrázku 38 je opět znázorněna procentuální změna jednotlivých veličin. Nárůst maximálních spalovacích tlaků je zde přibližně o 14% a nárůst indikovaného tlaku přibližně o 6%. Zvýšení maximální teploty není oproti ostatním dvěma veličinám

výrazné (přibližně 2%), avšak doba, po kterou působí vysoké teploty, se pro předstih zážehu 24°KH prodlouží oproti 23°KH o 1°KH a vůči 23°KH přibližně o 3°KH. Tato skutečnost je patrná z obrázku 39. Rychlost nárůstu teploty je přibližně o 11% pro předstih zážehu 24°KH.



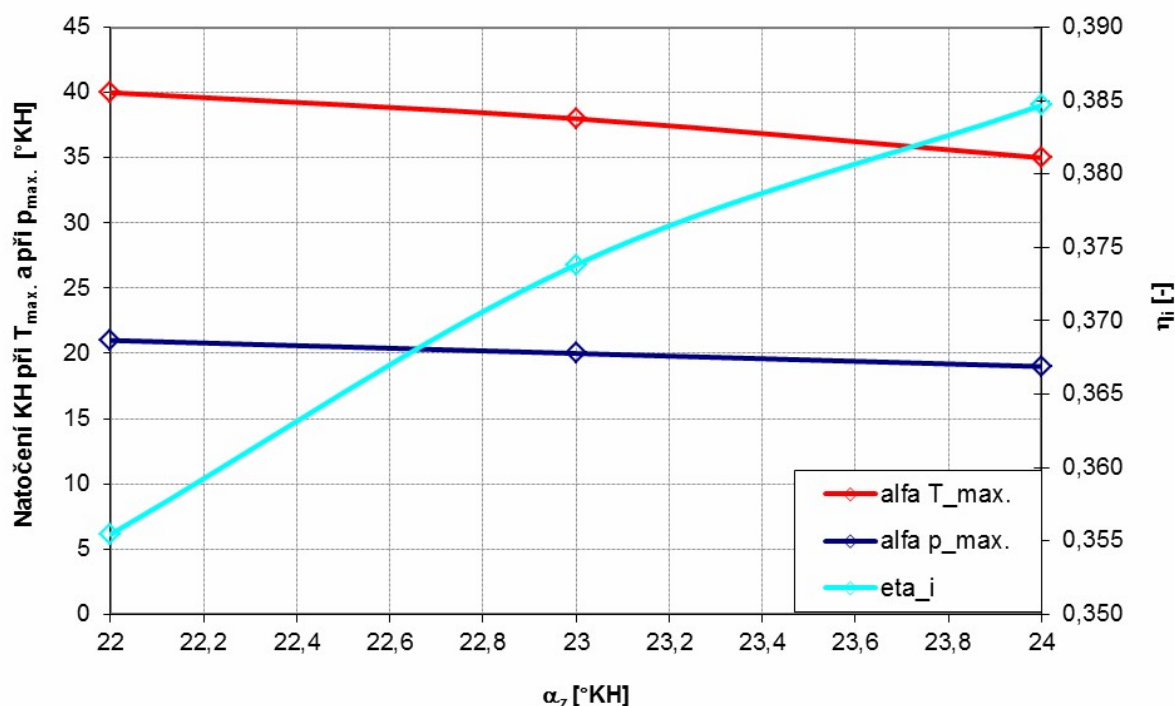
Obrázek 38 - Změna $p_{max.}$, $T_{max.}$, p_i a $dT/d\alpha$ při jednotkové změně předstihu zážehu

Pokles emisí HC je potom způsoben delší dobou hoření paliva a jeho dokonalejším vyhořením uhlovodíkových složek paliva, čemuž také nasvědčuje pokles CO a mírný nárůst CO₂. Na druhou stranu, je zapotřebí uvést skutečnost, že zvýšení teploty ve válci a tím i obecně změny produkci emisí je částečně ovlivněna dřívějším vefukem paliva do válce.



Obrázek 39 - Průběh tlaku a teplot ve válci pro jednotlivé nastavení předstihu zážehu

Dokonalejší vyhoření náplně válce má také za následek nárůst indikované účinnosti na obrázku 40, která vzrostla přibližně o 3%. Dále je zde znázorněn úhel natočení klikového hřídele, při kterém je dosaženo maximálního tlaku a maximální spalovací teploty. Je patrné, že poloha maximální teploty se se vzrůstajícím předstihem posouvá směrem k horní úvrati. Konkrétně se při změně předstihu zážehu o 2°KH poloha maximální teploty posune o 5°KH k HÚ ve znázorněné oblasti. Obdobný trend má také poloha maximálního tlaku ve válci, kde při změně předstihu zážehu o 2°KH dojde k posunu polohy maximálního tlaku o 2°KH.



Obrázek 40 - Změna indikované účinnosti, polohy T_{max} . a p_{max} . na změně předstihu zážehu

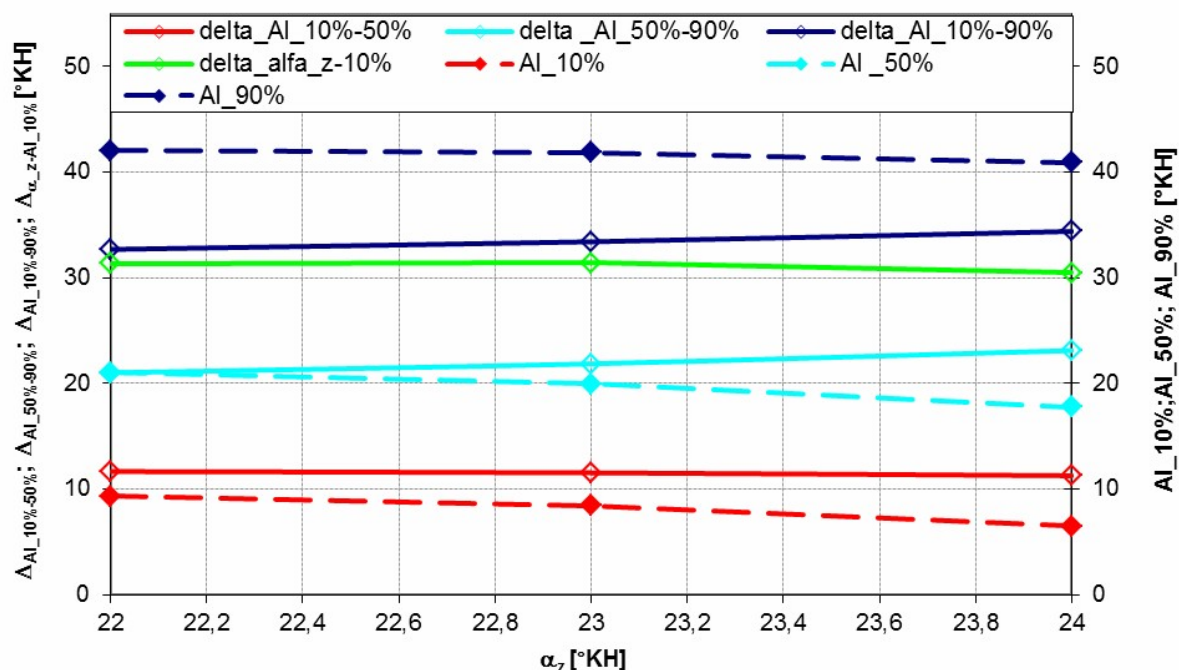
Prodloužení délky hoření, resp. doba, za kterou se uvolní 80% tepla obsaženého v palivu v oblasti $\Delta_{AI_10\%-90\%}$ uvolněného tepla, umožní lepší vyhoření paliva a tím také dojde ke snížení produkce HC a CO, jak bylo již výše uvedeno. Tato délka hoření je rozdílem $AI_{90\%}$ a $AI_{10\%}$.

$$\Delta_{AI_10\%-90\%} = AI_{90\%} - AI_{10\%} \quad (39)$$

Obdobně je také definována délka hoření $\Delta_{AI_10\%-50\%}$, $\Delta_{AI_50\%-90\%}$, $\Delta_{\alpha_z-AI_10\%}$.

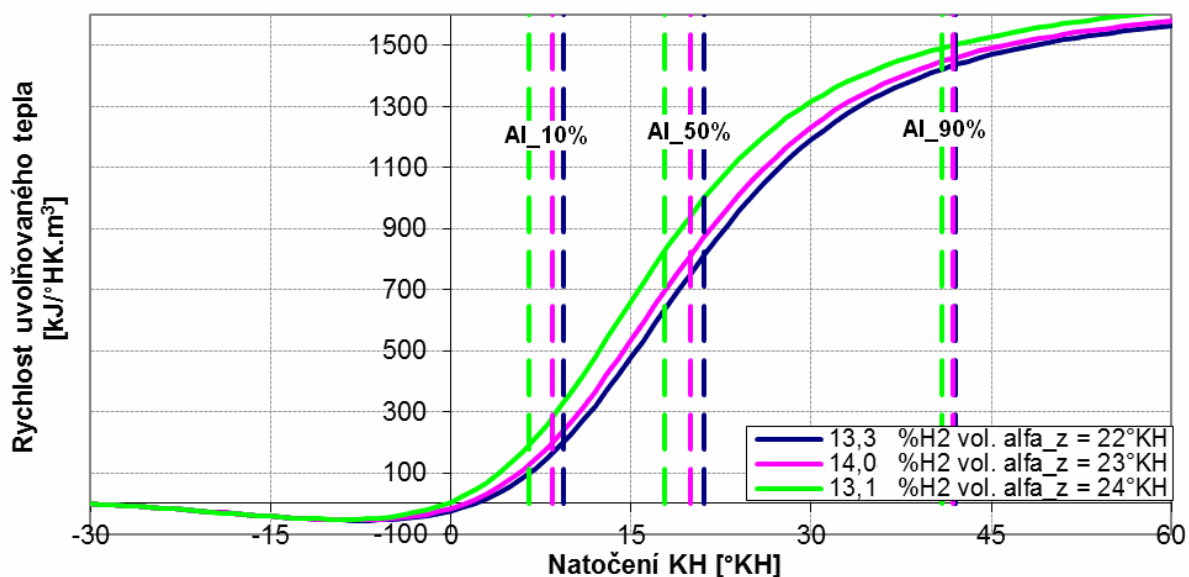
Zároveň je patrné, že v první části hoření $\Delta_{AI_10\%-50\%}$ uvolněného tepla je doba hoření přibližně stejná, zatímco v oblasti $\Delta_{AI_50\%-90\%}$ se doba hoření zvyšuje se zvyšujícím se předstihem zážehu. Z toho lze usuzovat, že rozběh oxidačních reakcí není výrazně ovlivňován předstihem zážehu, zatímco dohořívání v druhé polovině hoření se se zvyšujícím se předstihem prodlužuje. Také doba $\Delta_{\alpha_z-AI_10\%}$ od geometrického předstihu zážehu k bodu, kdy se uvolní 10% tepla, je pro všechny případy na obrázku 41 přibližně stejná.

Poloha bodu, kdy se uvolní 10% energie z paliva, se přibližuje k horní úvrati přibližně o 3°KH při zvýšení předstihu o 2°KH. Stejně je tomu také pro body, kdy se uvolní 50%, resp. 90% energie z paliva, viz obrázek 41.



Obrázek 41 - Poloha bodu, kdy se uvolní 10%; 50%; 90% tepla z paliva a natočení KH, během kterého vyhoří $\Delta_{Al_10\%-50\%}$, $\Delta_{Al_50\%-90\%}$, $\Delta_{Al_10\%-90\%}$ v závislosti na změně předstihu zážehu

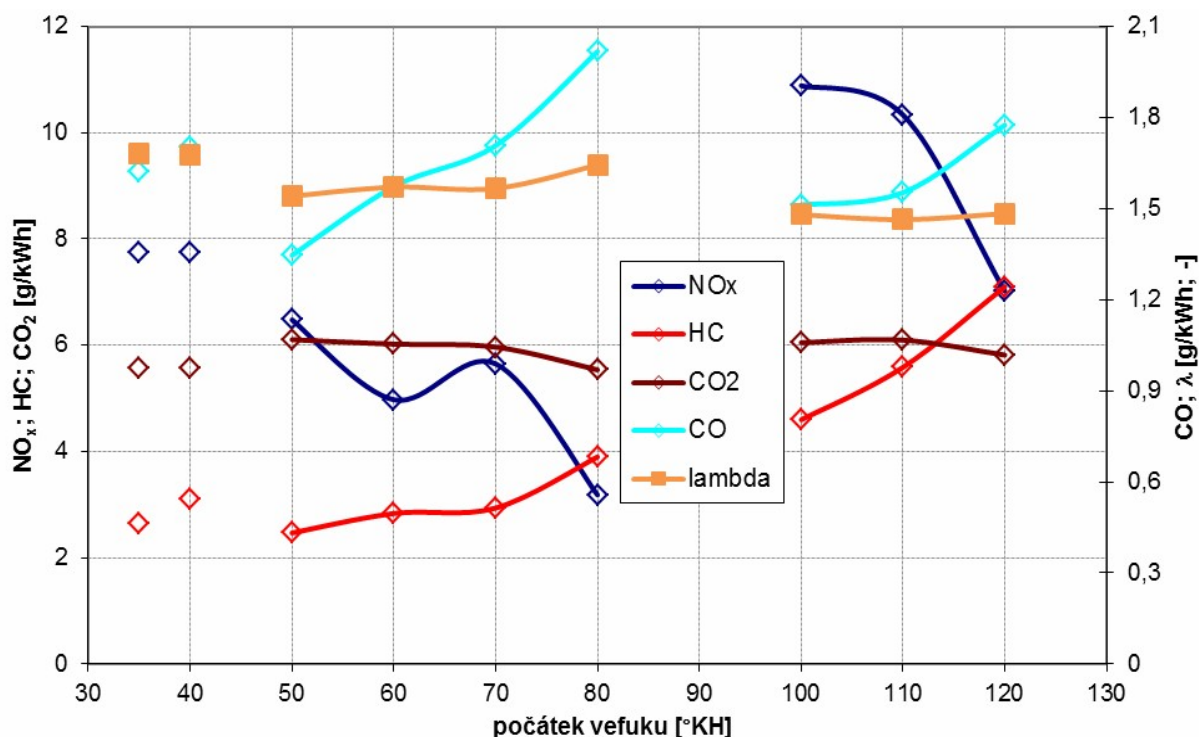
Celý průběh uvolňování tepla je potom znázorněn na obrázku 42.



Obrázek 42 - Průběh uvolňování tepla pro jednotlivé nastavení předstihu zážehu

5.1.2. Počátek vefuku

Dalším nastavovacím parametrem je počátek vefuku paliva do válce. Vefuk je realizován dle popisu v kapitole 4.1. a obrázku 22, kde je také znázorněn a popsán způsob odměřování počátku vefuku. Při experimentu bylo palivo vefukováno do válce v průběhu sacího zdvihu, čímž bylo zajištěno lepší promísení a vytvoření homogenní směsi.

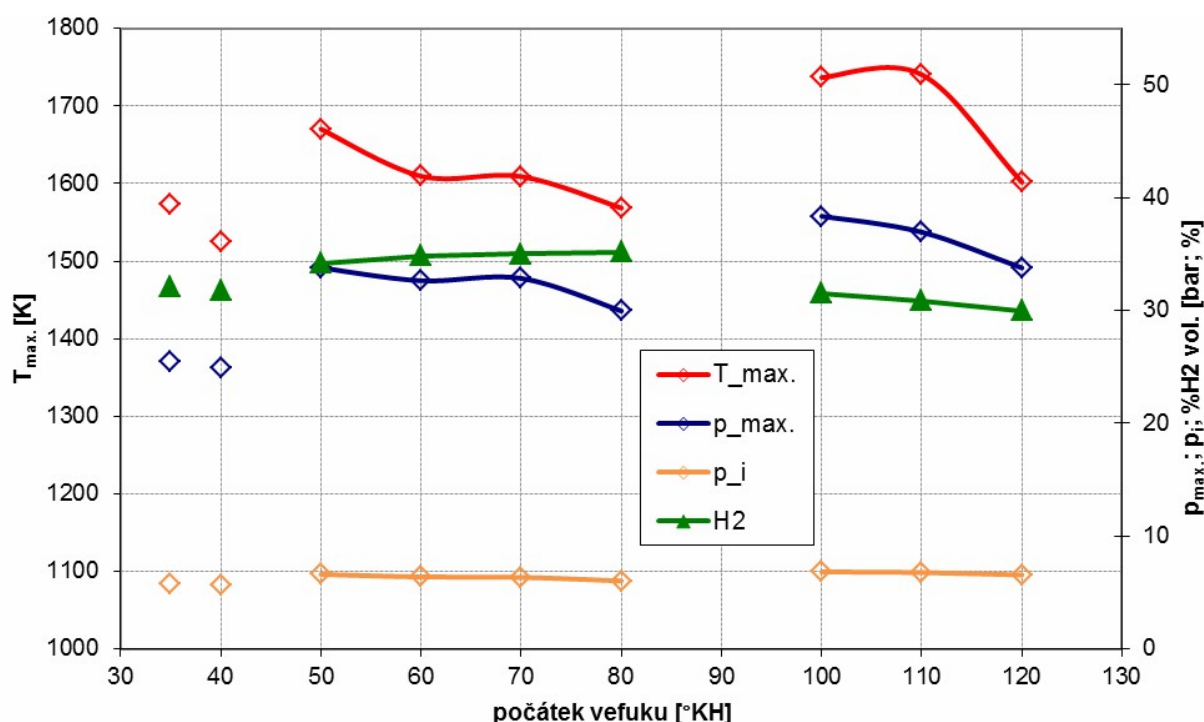


Obrázek 43 - Závislost NO_x , CO_2 , CO , HC na změně počátku vefuku

Výsledky z tohoto experimentu jsou uvedeny na obrázku 43 až 47, na kterých jsou data rozdělena do tří skupin, které mají v každé skupině přibližně shodný přebytek vzduchu, přibližně shodný přídavek vodíku v palivu a stejný předstih zážehu 27°KH . Hodnoty přebytku vzduchu a přídavku vodíku jsou vyneseny na obrázku 43, resp. obrázku 44.

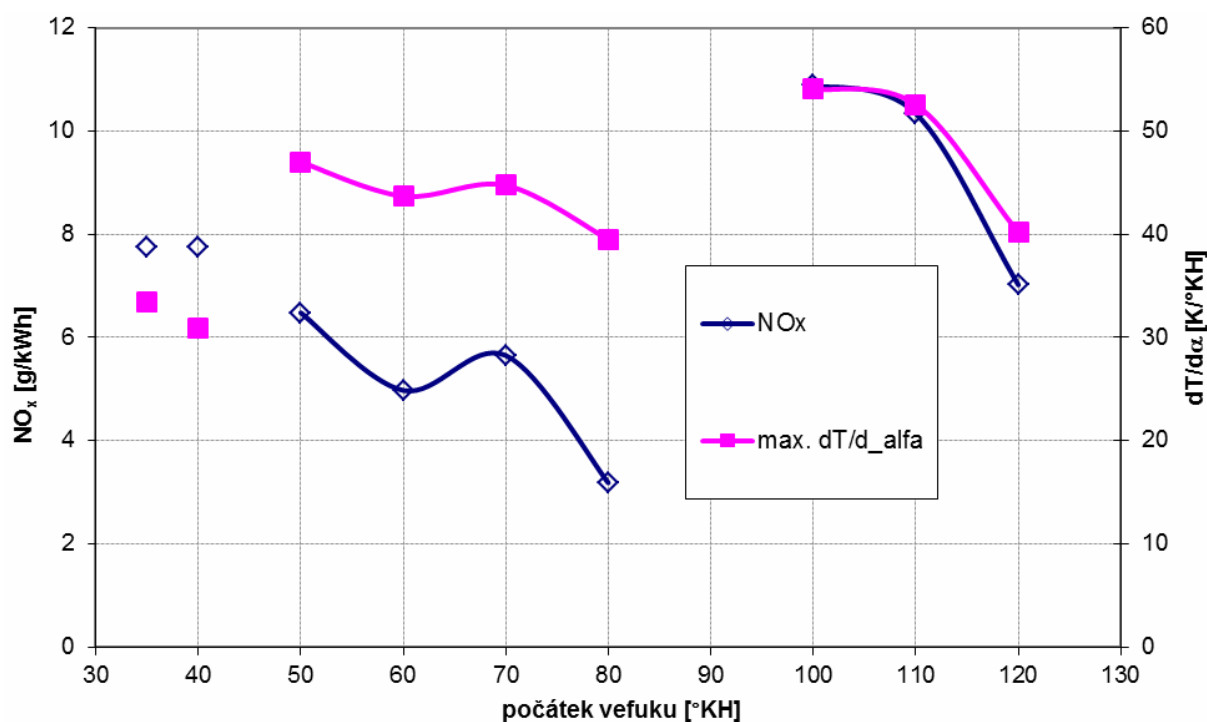
První skupinu tvoří oblast počátku vefuku 35°KH a 40°KH , druhá oblast je od 50°KH do 80°KH a třetí oblast od 100°KH do 120°KH . Z obrázku 43 je patrná změna, kdy se se zvyšujícím počátkem vefuku výrazně zvyšuje produkce HC , mírně se zvyšuje CO , zatím co CO_2 se mění jen nepatrně a NO_x klesá. To je v souladu se závěry publikace [9] pro tuto oblast vefuku. Ve stejné publikaci je tato oblast rozšířena, kde v oblasti

přibližně 60°KH před dolní úvratí NO_x opět mírně stoupají a za dolní úvratí opět strmě klesá. Nespojitosť hodnot mezi jednotlivými skupinami naměřených dat, která je nejvýraznější pro NO_x a CO v oblasti mezi počátkem vefuku 80 a 90°KH je způsobena zvýšením bohatosti směsi, změnou podílu vodíku v palivu a mírným zvýšením indikovaného tlaku, což je patrné z obrázků 43 a 44. Na obrázku 44 jsou dále uvedeny vlivy změny počátku vefuku na trendy změn indikovaného tlaku, maximálních tlaků ve válci a maximálních teplot.



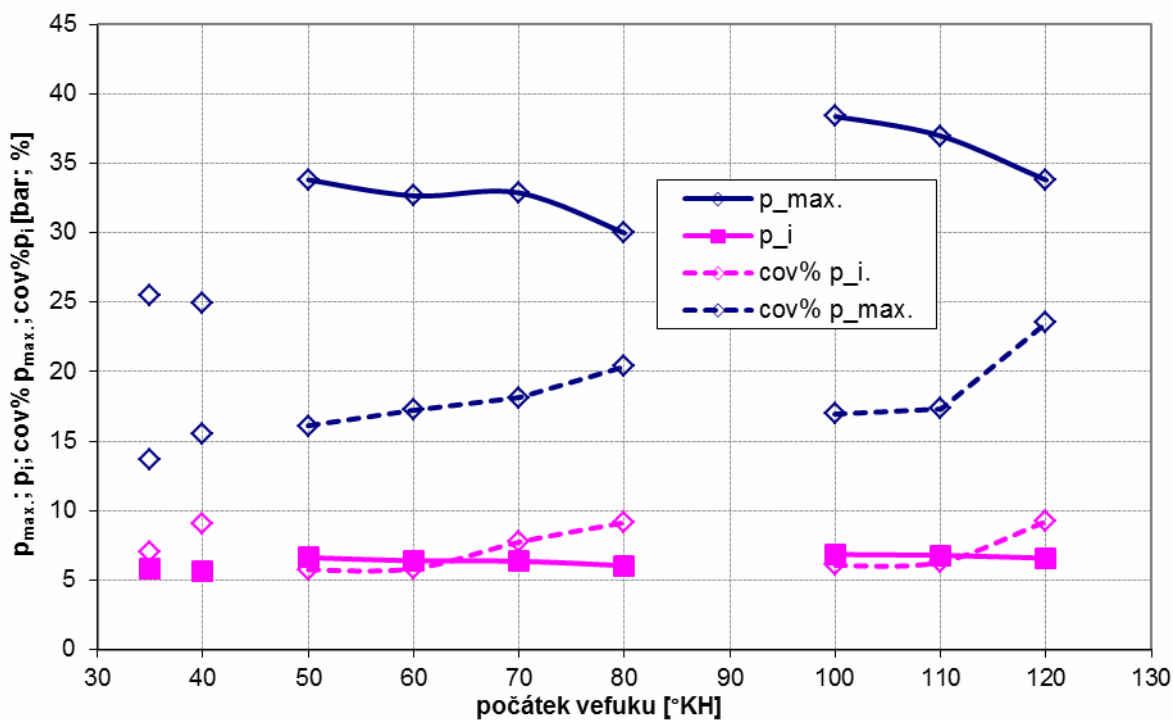
Obrázek 44 - Závislost $T_{max.}$ a $p_{max.}$ na změně počátku vefuku

Z výše uvedených dat je patrná shoda trendu mezi maximální teplotou ve válci a měrnou produkcí NO_x (uvedenou na obrázku 43), nicméně obrázek 45 opět vystihuje výraznější shodu trendů mezi NO_x a maximální hodnotou $dT/d\alpha$ v závislosti na předstihu zážehu.

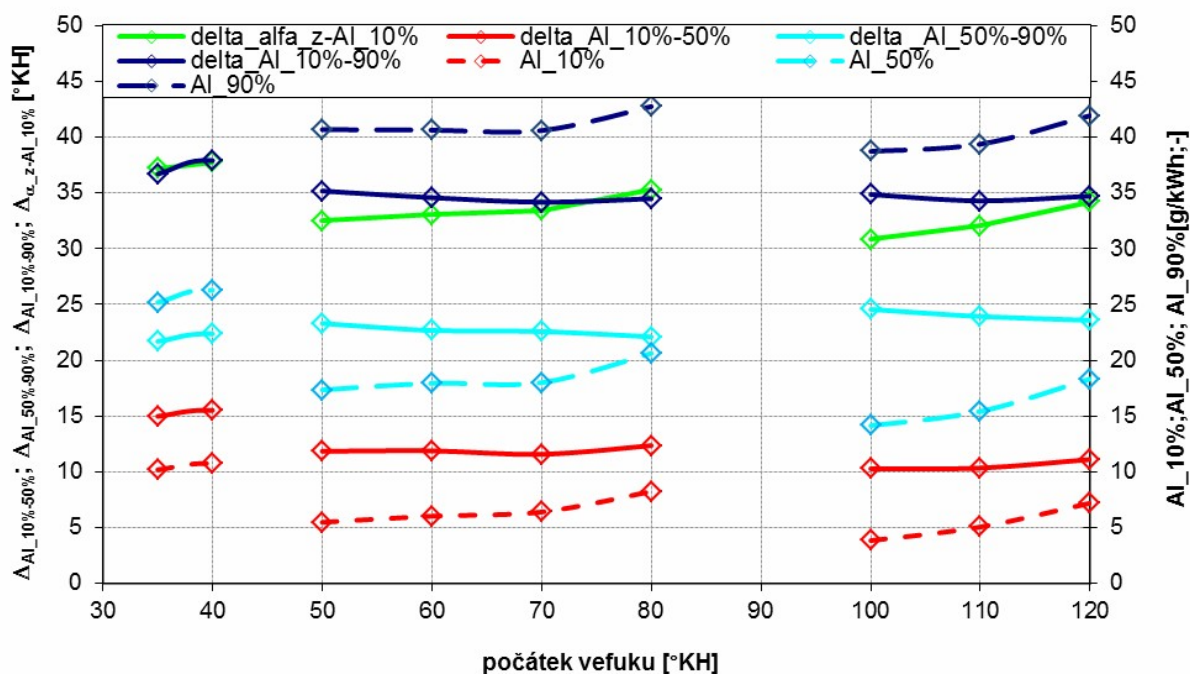


Obrázek 45 - Změna NO_x a $dT/d\alpha$ v závislosti na změně počátku vefuku

Pozdější vefuk paliva do válce zkrátí dobu přípravy směsi a tím se zhorší její připravenost a rozložení ve spalovacím prostoru. To má za následek nárůst CO a HC. Tomu také nasvědčuje zvýšení variability středního indikovaného tlaku a maximálního tlaku, viz obrázek 46. Další parametr, který potvrzuje tuto teorii, je posun počátku hoření, který se s posunutím počátku vefuku blíže k horní úvrati posouvá dále od předstihu zážehu, což je patrné na obrázku 47 pro jednotlivé skupiny bodů. Posun počátku vefuku směrem k HÚ, má tedy za následek zhoršení homogenity paliva. Ačkoliv u plyných paliv by tato změna neměla být, oproti kapalným palivům, významná, přesto se projeví na výše uvedených parametrech, které jsou ukazateli rozběhu a kvality hoření ve válci. Vliv homogenity je diskutován také v již zmiňované publikaci [9] a k těmto závěrům se dospělo také při měření na vodíkovém motoru při studijním pobytu autora v oddělení předvývoje firmy MAN Nutzfahrzeuge Nürnberg v roce 2006.



Obrázek 46 - Závislost $T_{max.}$ a $p_{max.}$ na změně počátku vefuku



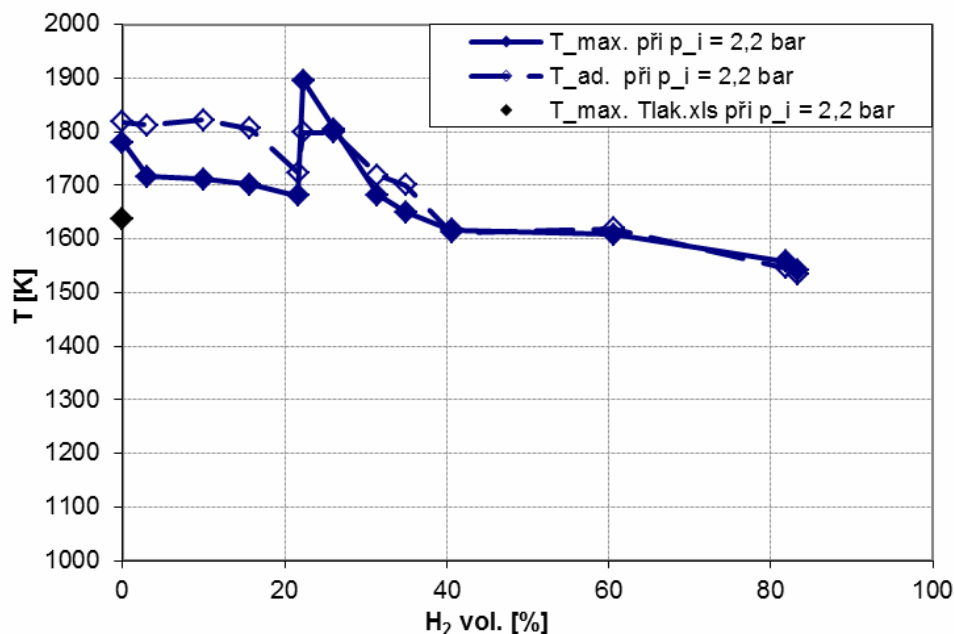
Obrázek 47 - Poloha bodu, kdy se uvolní 10%; 50%; 90% tepla z paliva a natočení KH, během kterého vyhoří $\Delta_{AI_{10\%-50\%}}$, $\Delta_{AI_{50\%-90\%}}$, $\Delta_{AI_{10\%-90\%}}$ v závislosti na změně počátku vefuku

5.2. Měření na plnohodnotném šestiválcovém motoru

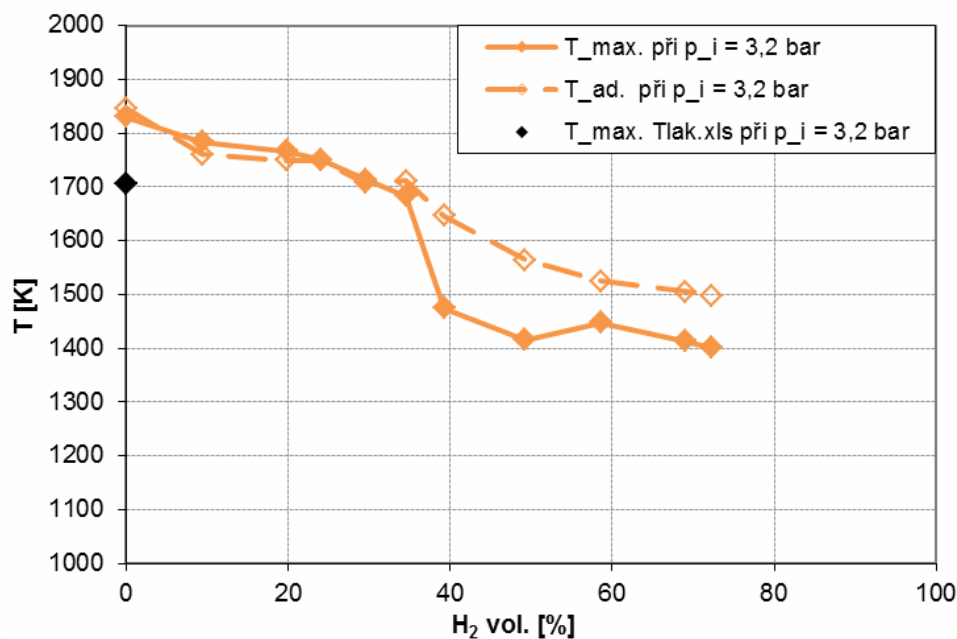
Na plnohodnotném šestiválcovém motoru byly v druhé fázi prováděny experimenty v celém rozsahu koncentrací vodíku v zemním plynu. Tyto práce byly především zaměřeny na energetické a ekologické ukazatele provozu motoru, zejména s vazbou na vypočtené průběhy teplot ve válci. Při všech experimentech byl motor provozován při konstantních otáčkách 1500 min.^{-1} , konstantním počátku vefuku 50°KH a konstantním předstihu zážehu 17°KH , s výjimkou měření při indikovaném tlaku 3,2 bar, kde byla hodnota nastavena na hodnotu 18°KH . Zatížení motoru bylo udržováno také konstantní, což bylo sledováno dle hodnoty středního indikovaného tlaku. Tato hodnota byla manuálně regulována nastavením délky vefuku a natočením škrtkové klapky. Při nastavování hodnoty indikovaného tlaku $p_i = 2,5 \text{ bar}$ bylo v oblasti $20\%_{\text{vol}}$ přídavku vodíku změněno nastavení škrtkové klapky z $13,9\%$ otevření klapky na $12,1\%$ a délka vefuku byla snížena pouze o 1°KH , což vedlo ke skokovému obohacení směsi z $\lambda=1,57$ na $\lambda=1,39$, které bylo nutné k dosažení konstantního p_i pro dané složení paliva. Tato skoková změna se při vyhodnocování naměřených dat projevila také skokovou změnou v ostatních měřených parametrech a je zjevná ve všech vynášených grafech pro konstantní hodnotu $p_i = 2,5 \text{ bar}$ a potvrzuje tím také správnost a citlivost prováděného měření. Konstantní zátěž byla nastavována pro rozmezí od $0\%_{\text{vol. H}_2}$ až po maximální možný průtok vodíku kontrolerem průtoku, čímž byla limitována horní hodnota přídavku vodíku. Pro měření při hodnotách indikovaného tlaku 2,2 baru bylo dosaženo přídavku vodíku $83,4\%_{\text{vol. H}_2}$, ovšem při zvýšení hodnoty indikovaného tlaku na 3,2 bar bylo již dosaženo přídavku vodíku pouze $72,3\%_{\text{vol. H}_2}$ bar. Pro hodnoty indikovaného tlaku 4,5 bar a 5 bar bylo úpravou směšovací trasy popsanou v kapitole 4.2. dosaženo celého rozsahu koncentrací.

Obrázky 48 – 51 znázorňují porovnání vypočtených teplot aplikací Prubeh_teploty.xls (v grafu uvedeno jako $T_{\text{max.}}$) a aplikací TLAK macro-1101.xls [38] (v grafu uvedeno jako $T_{\text{max. Tlak.xls}}$), která je používána na KVM TUL pro výpočet pracovního oběhu motoru. Dále je na obrázcích vynesena adiabatická teplota plamene vypočtená aplikací Adiabaticka_teplota.xls (v grafu jako T_{ad}). Aplikaci TLAK macro-1101.xls bylo možné nastavit pouze pro výpočet zemního plynu nebo čistého vodíku.

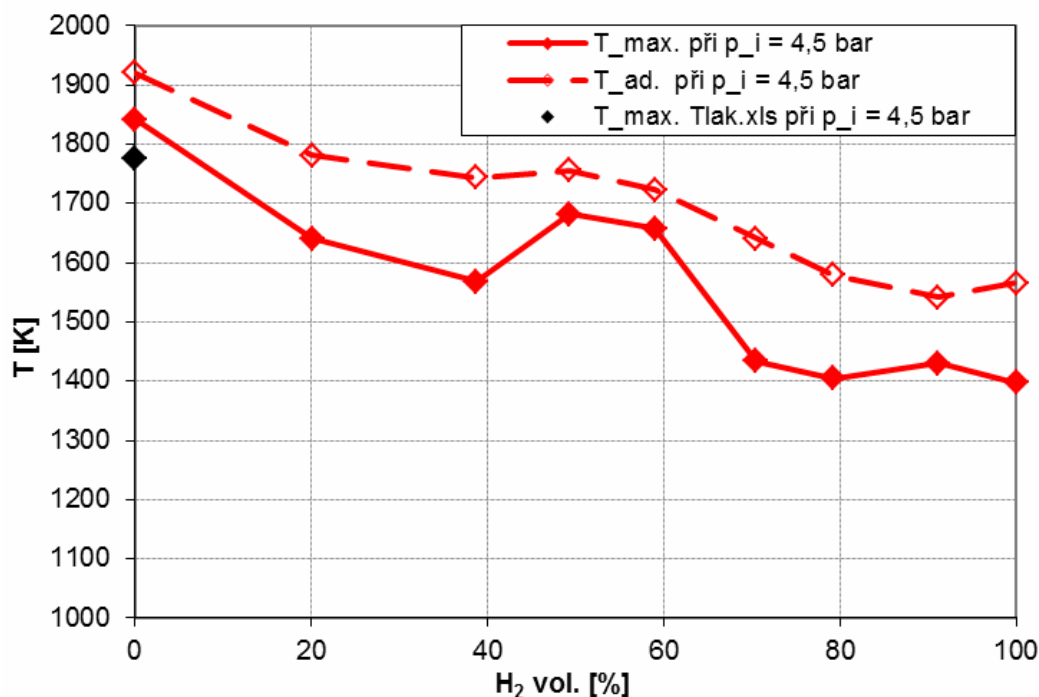
Z důvodu detonačního spalování při spalování čistého vodíku, jehož příčiny jsou uvedeny níže, byl touto aplikací proveden výpočet pouze pro čistý zemní plyn.



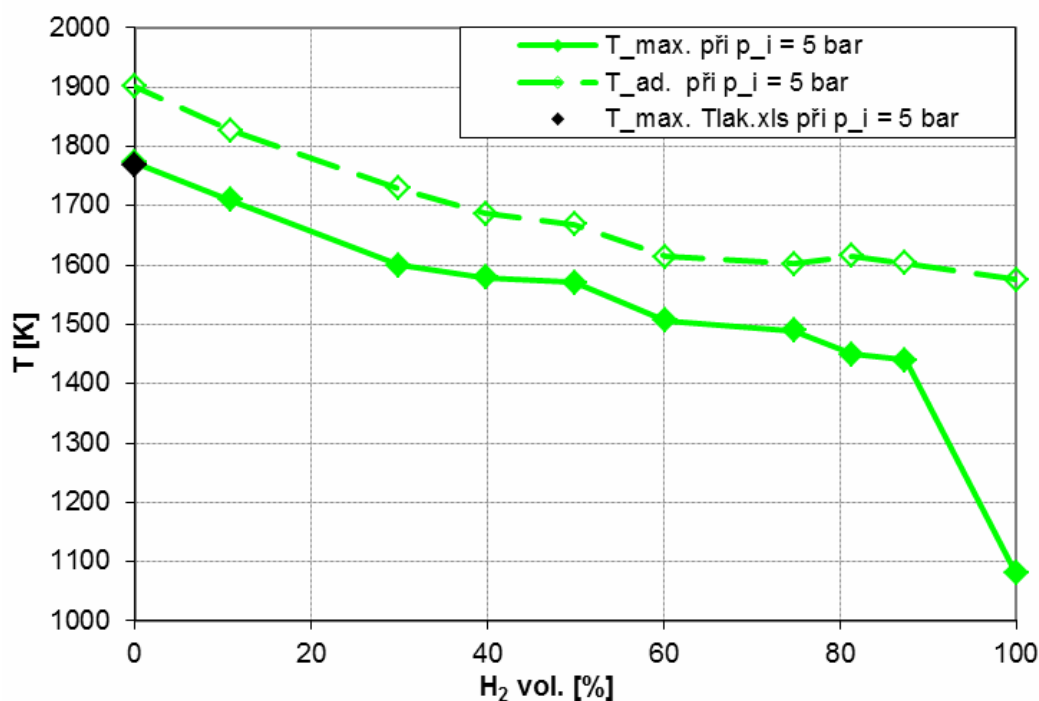
Obrázek 48 - Maximální teplota vypočtená aplikací Prubeh_teploty.xls, aplikací TLAK macro-1101.xls a adiabatická teplota plamene vypočtená aplikací Adiabaticka_teplota.xls při p_i = 2,2 bar



Obrázek 49 - Maximální teplota vypočtená aplikací Prubeh_teploty.xls, aplikací TLAK macro-1101.xls a adiabatická teplota plamene vypočtená aplikací Adiabaticka_teplota.xls při p_i = 3,2 bar

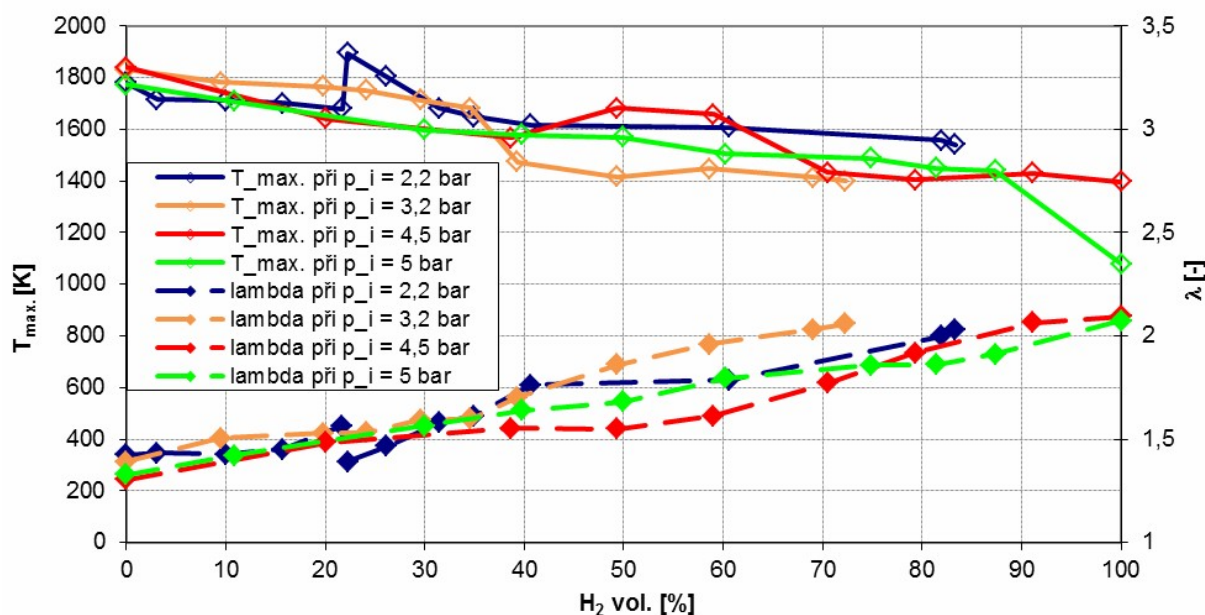


Obrázek 50 - Maximální teplota vypočtená aplikací Prubeh_teploty.xls, aplikací TLAK macro-1101.xls a adiabatická teplota plamene vypočtená aplikací Adiabaticka_teplota.xls při $p_i = 4,5$ bar



Obrázek 51 - Maximální teplota vypočtená aplikací Prubeh_teploty.xls, aplikací TLAK macro-1101.xls a adiabatická teplota plamene vypočtená aplikací Adiabaticka_teplota.xls při $p_i = 5$ bar

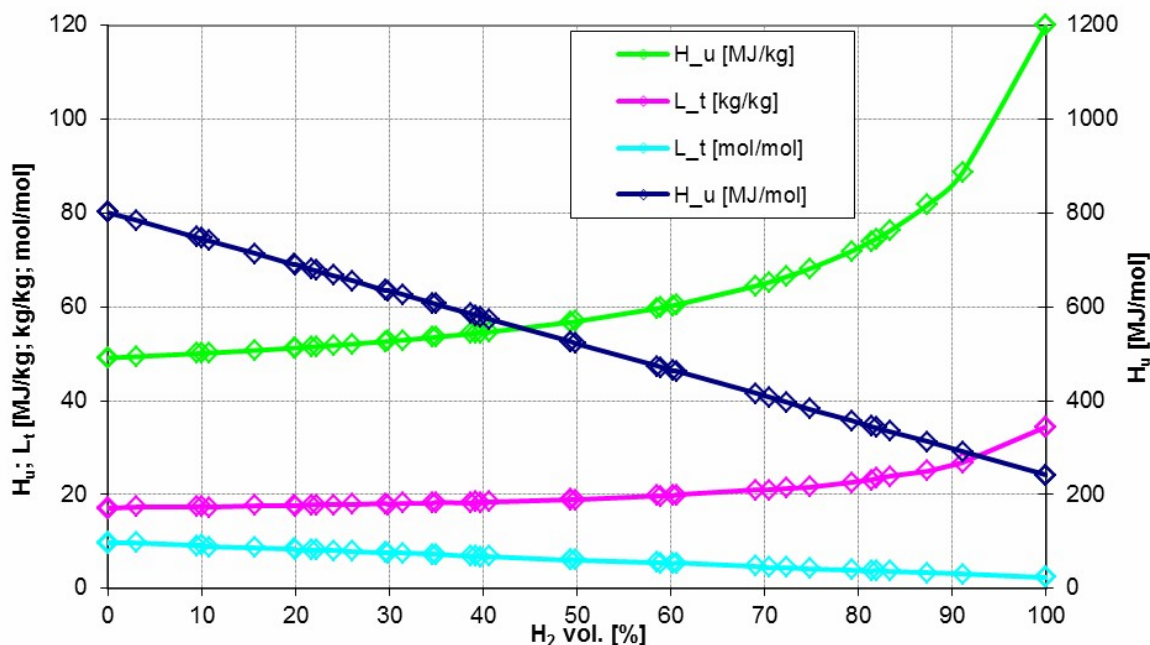
Z obrázků je patrná shoda trendů teplot T_{max} a T_{ad} , kdy se absolutní hodnoty teplot se zvyšujícím se zatížením začínají lišit. To je pravděpodobně způsobeno vyšším odvodem tepla do stěn válců při vyšší zátěži motoru. Při srovnání teplot T_{max} a T_{max} . Tlak.xls je poměrně výrazný rozdíl při nižším zatížení a se zvyšující se zátěží se vypočtené hodnoty přibližují. Důvodem tohoto trendu je pravděpodobně zvýšená variabilita při nízkém zatížení, viz níže obrázek 57.



Obrázek 52 - Závislost T_{max} a λ na přídávku vodíku pro konstantní p_i

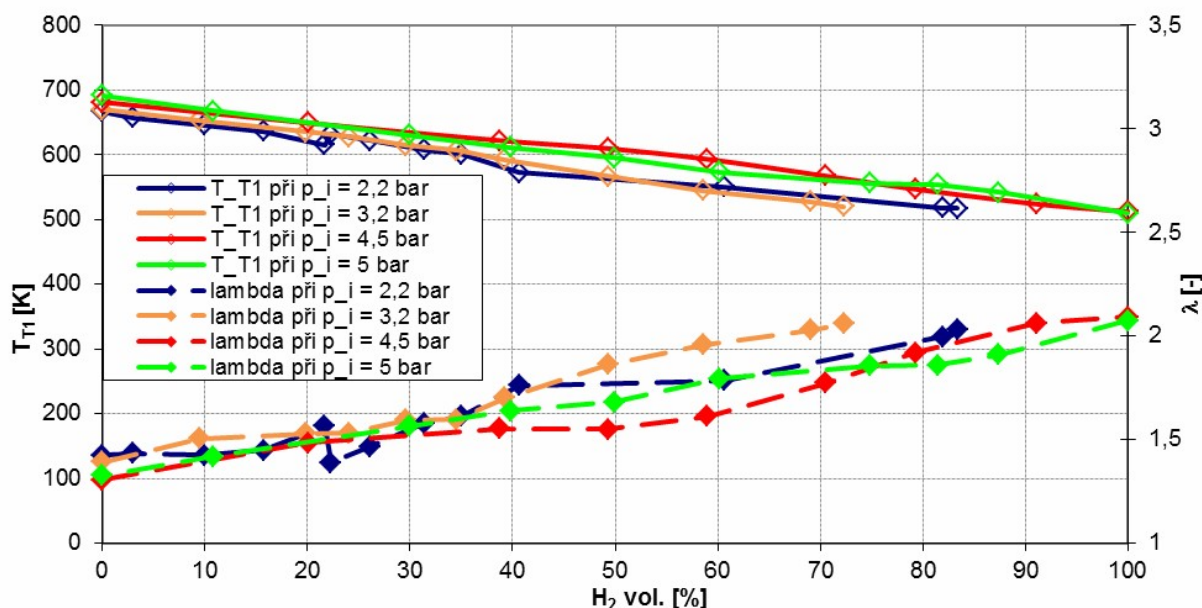
Na obrázku 52 je znázorněna závislost maximálních spalovacích teplot a přebytku vzduchu na procentu přídávku vodíku do zemního plynu. Za předpokladu udržování konstantního přebytku vzduchu by dle teoretických poznatků teplota ve válci stoupala s přídávkem vodíku a zároveň by stoupal také výkon motoru. Důvodem je vyšší teplota plamene hoření čistého vodíku a jeho vyšší výhřevnost, viz obrázek 53. Ochuzením směsi bylo dosaženo požadovaného výkonu motoru a zároveň také snížení teploty plamene, což se příznivě projevilo na produkci NO_x . Snížení teploty ve válci je důsledkem vyššího množství inertního plynu (N_2), který nemá žádný kladný energetický přínos pro spalovací proces, pouze svou účastí sníží maximální teplotu, neboť akumuluje tepelnou energii, která by měla za následek zvýšení teploty ve válci. Na druhou stranu, je vyšší podíl dusíku a přebytek kyslíku ve válci motoru potenciálním zdrojem zvýšení NO_x , pokud se dostane dusík a kyslík do zóny

s vysokou teplotou, např. při detonačním spalování. Z obrázku 53 je také patrné, že hmotnostní výhřevnost, stejně jako hmotnostní teoretické množství vzduchu, roste se vzrůstajícím přídatkem vodíku parabolicky, zatímco u molárních hodnot jsou změny lineární. Tento rozdíl je způsoben výrazným rozdílem molárních hmotností vodíku a zemního plynu, resp. rozdílem jejich plynových konstant.



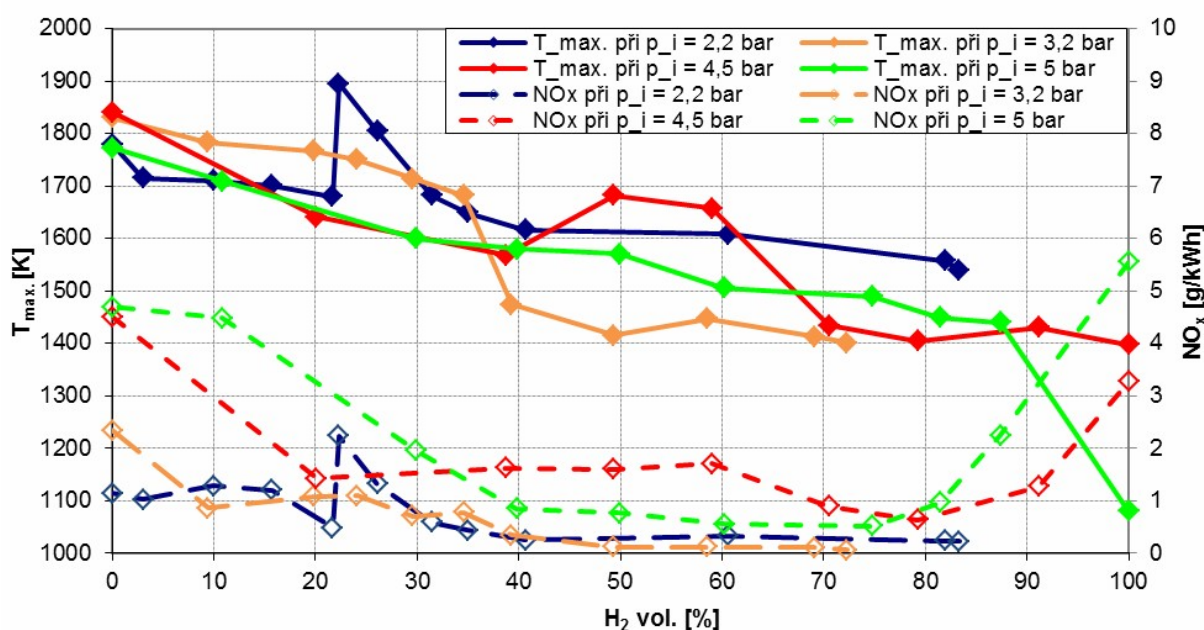
Obrázek 53 - Závislost H_u a L_t na přídatku vodíku pro konstantní p_i

Podobný trend jako na obrázku 52 lze předpokládat také pro teploty spalin před turbínou, které byly naměřeny v průběhu experimentu, a kde se teplota taktéž snižuje směrem k vyšším obsahům vodíku v palivu, viz obrázek 54.



Obrázek 54 - Závislost T_{T1} a λ na přidavku vodíku pro konstantní p_i

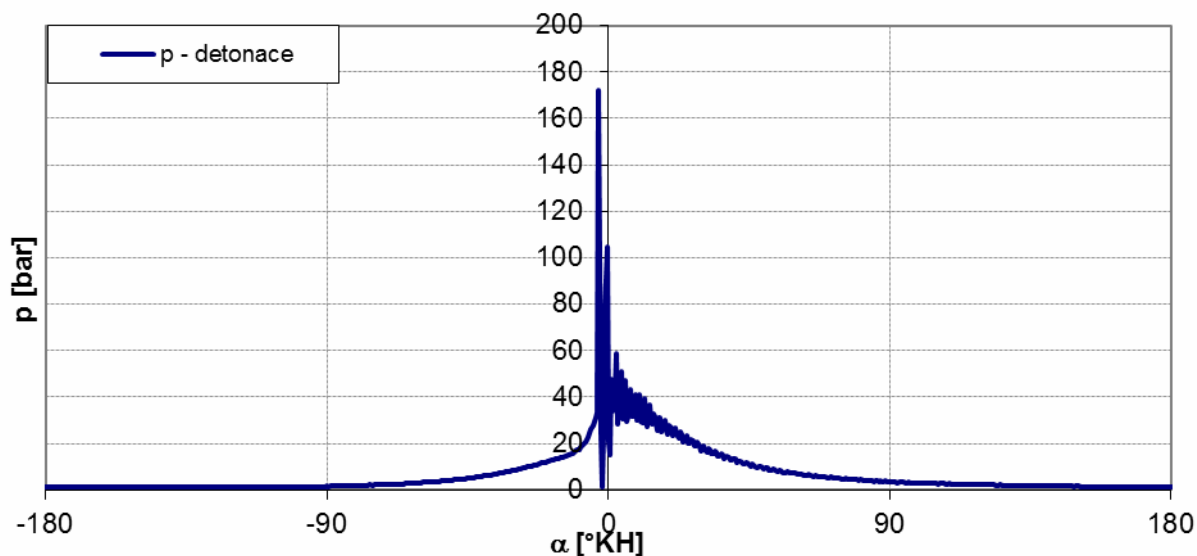
Na následujícím obrázku 55 je závislost NO_x a maximálních teplot v závislosti na procentu přidavku vodíku.



Obrázek 55 - Závislost $T_{max.}$ a λ na přidavku vodíku pro konstantní p_i

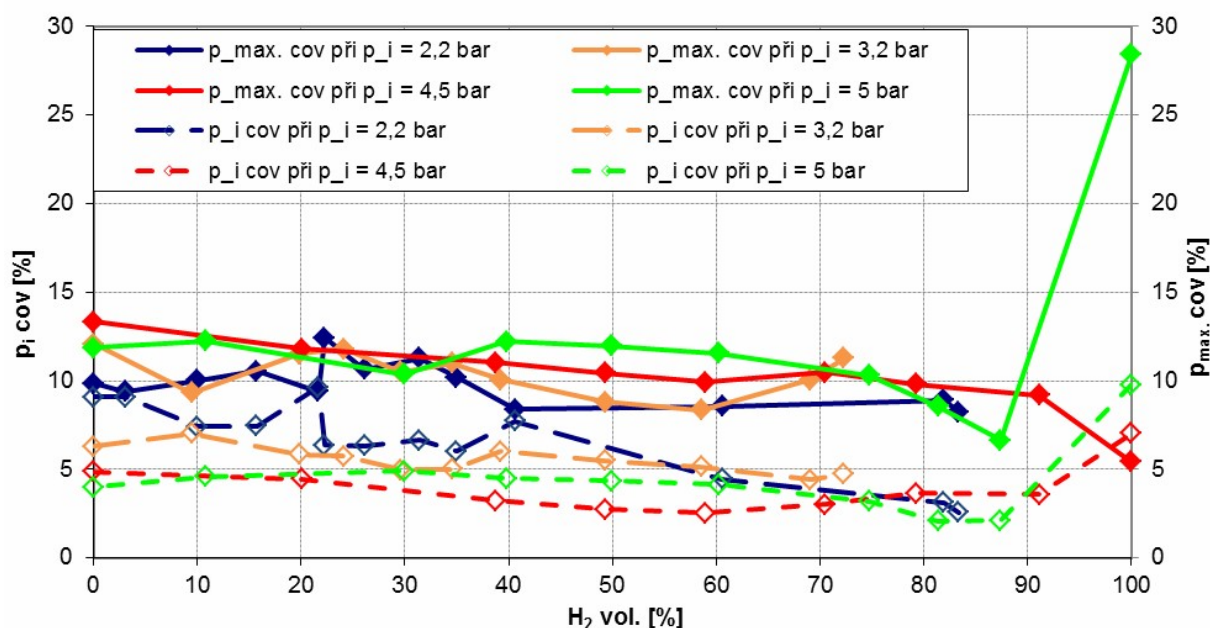
Zatímco maximální teplota ve válci převážně klesá v celém rozsahu přidavku vodíku směrem k čistému vodíku, NO_x klesá výrazněji do přidavku 40%_{vol.} a mezi 40%_{vol.} vodíku až 80%_{vol.} vodíku dosahuje minimálních hodnot, poté NO_x opět stoupne. Trend vyskytující se v oblasti 80%_{vol.} vodíku až 100%_{vol.} vodíku je zcela v rozporu

s teorií tvorby NO_x . Vysvětlením, na první pohled nelogických hodnot těchto naměřených dat, je skutečnost, že v průběhu měření čistého vodíku docházelo k detonačnímu spalování. To je provázeno strmým nárůstem tlaku, viz obrázek 56, který dosahuje vysokých hodnot a vede k výskytu vysokých okamžitých teplot.



Obrázek 56 - Detonační spalování při $\text{H}_2 = 100\%_{\text{vol.}}$

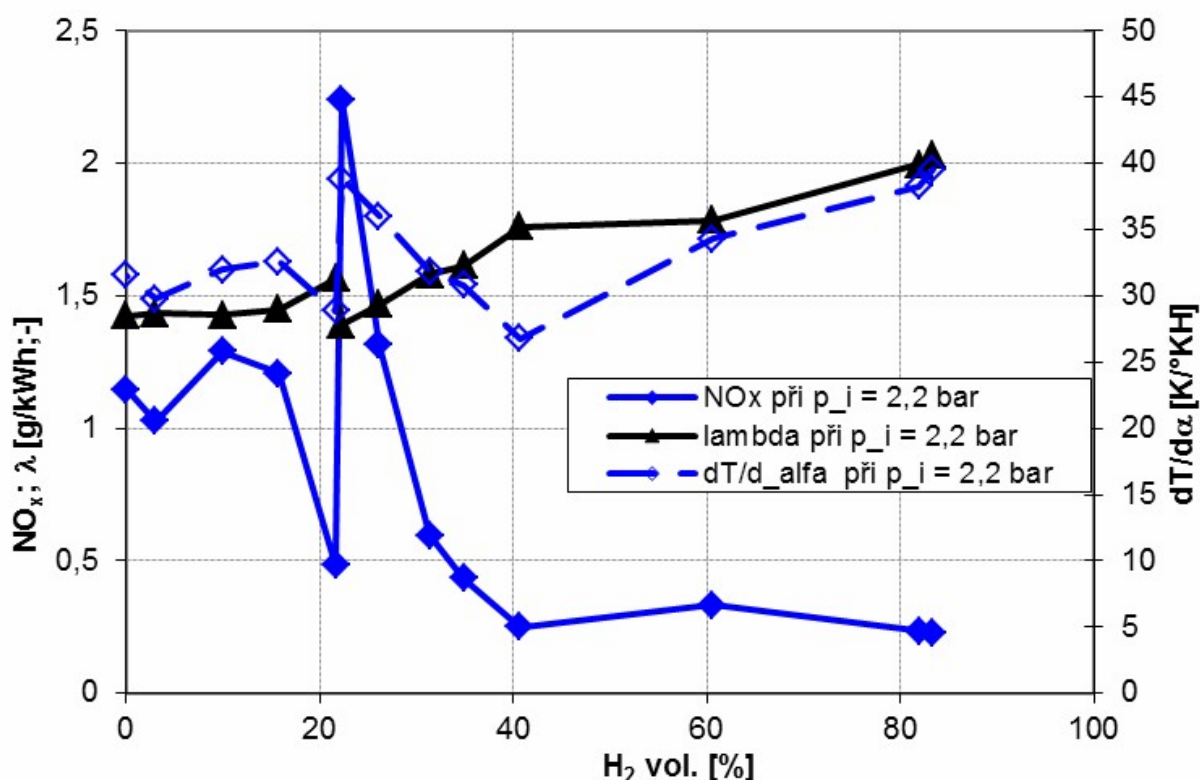
Tuto teorii potvrzuje také výrazné zvýšení variability p_i a p_{max} v této oblasti, které je znázorněno na obrázku 57.



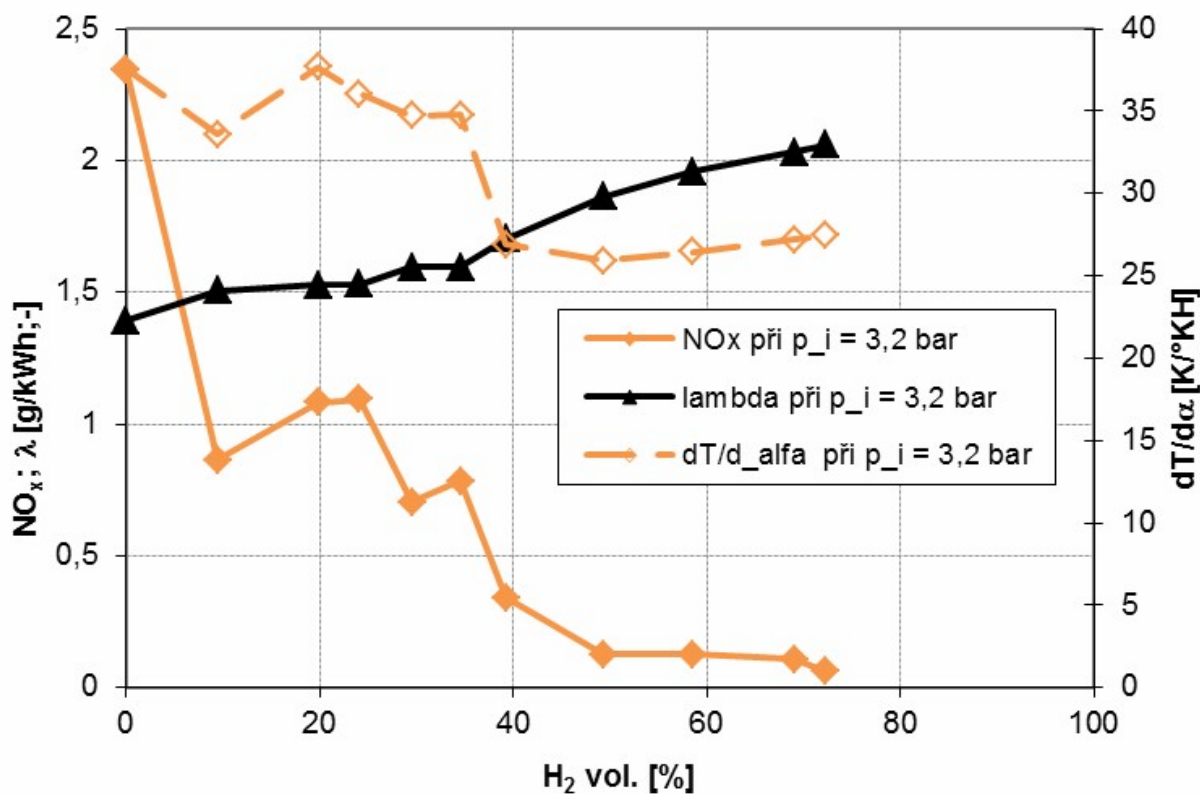
Obrázek 57 - Závislost $p_i \text{ cov}$ a $p_{\text{max. cov}}$ na přídavku vodíku pro konstantní p_i

Tyto teploty nemohly být výše popsanou aplikací přesně vypočteny, protože výpočet vychází z p - α diagramu, který je získán statisticky ze 150 po sobě jdoucích cyklů a detonacemi je tento průběh zkreslen. Zároveň je z obrázku 57 patrný trend mírného poklesu variability idikovaného tlaku a maximálního tlaku se zvyšujícím se přidavkem vodíku. Důvodem, že pokles variability s přidavkem vodíku není výraznější, jak je publikováno v [1], je zvyšující se chudost směsi a s tím spojená zhoršená iniciace směsi. Výjimku tvoří pouze část, ve které dochází k detonacím. Zde variabilita výrazně vzrůstá.

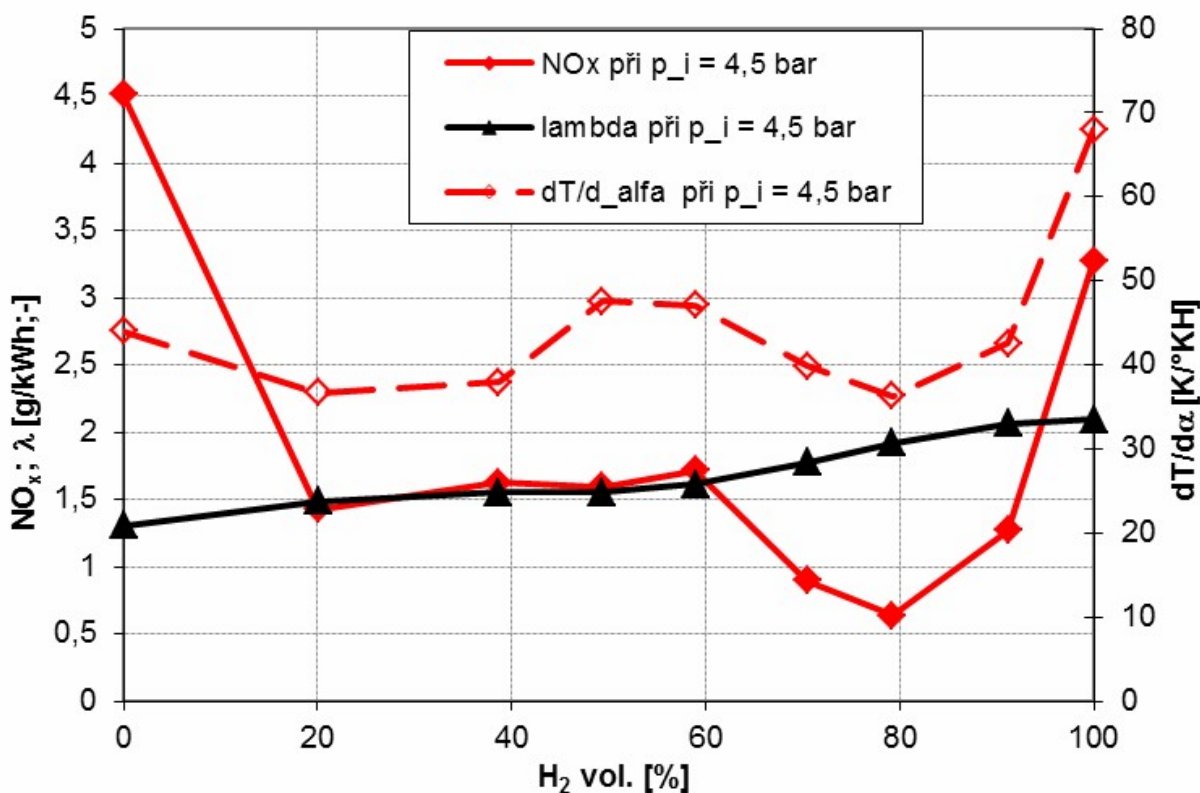
Obrázky 58 - 61 ukazují závislosti maximální rychlosti nárůstu teploty ve válci a měrné produkce NO_x v závislosti na přidavku vodíku v palivu. Na obrázcích je také, pro doplnění, vynesena přebytek vzduchu.



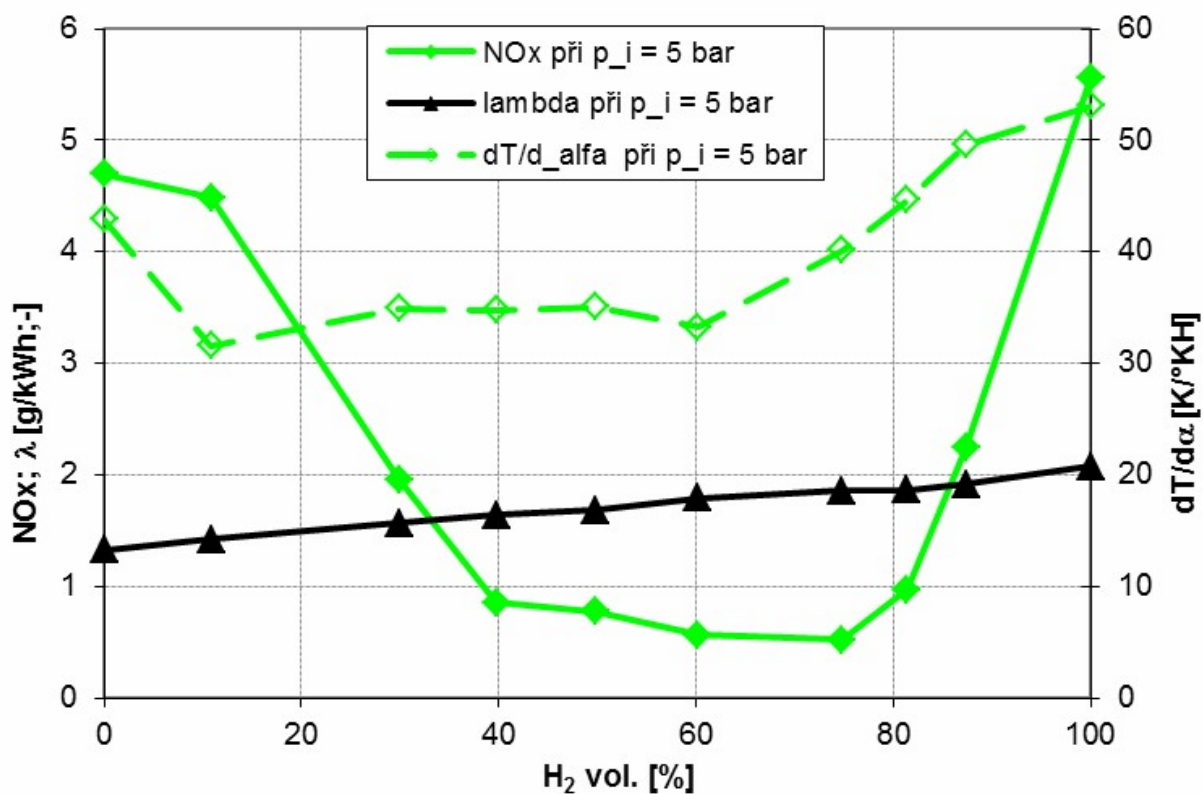
Obrázek 58 - Závislost NO_x , max. $dT/d\alpha$ a λ na přidavku vodíku pro $p_i = 2,2$ bar



Obrázek 59 - Závislost NO_x , max. $dT/d\alpha$ a λ na přidavku vodíku pro $p_i = 3,2$ bar

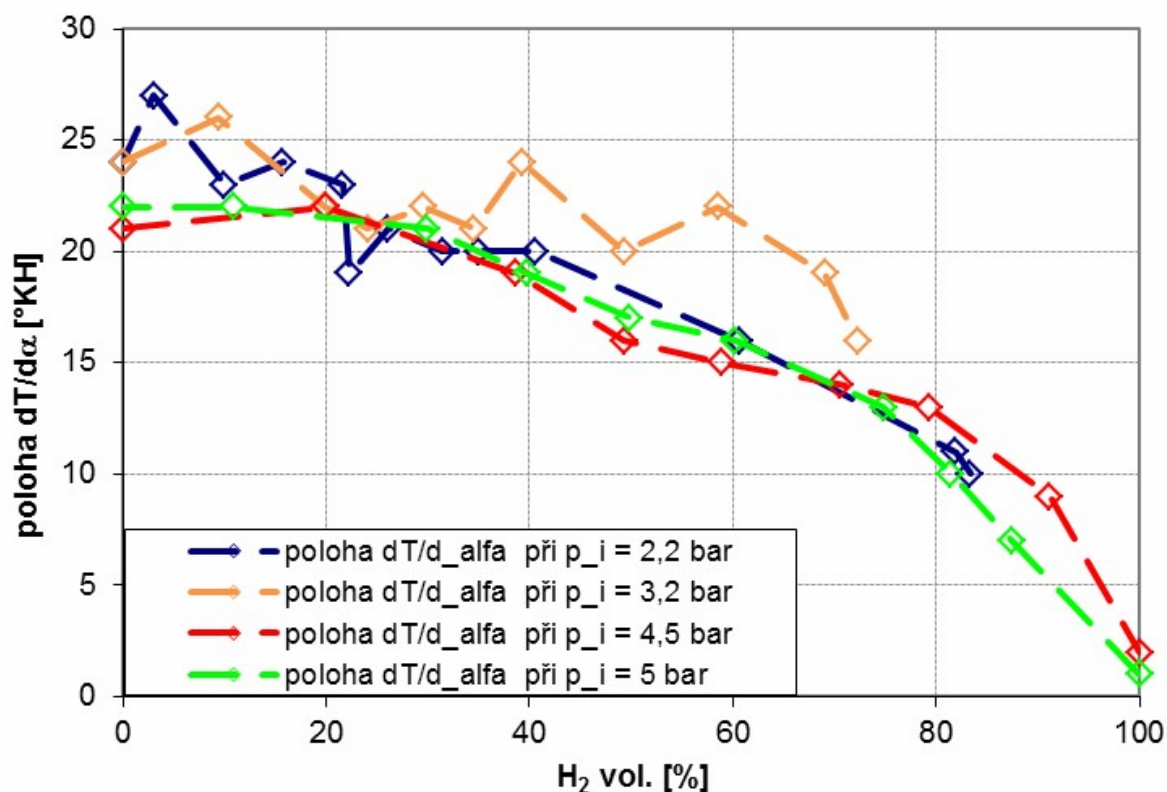


Obrázek 60 - Závislost NO_x , max. $dT/d\alpha$ a λ na přidavku vodíku pro $p_i = 4,5$ bar



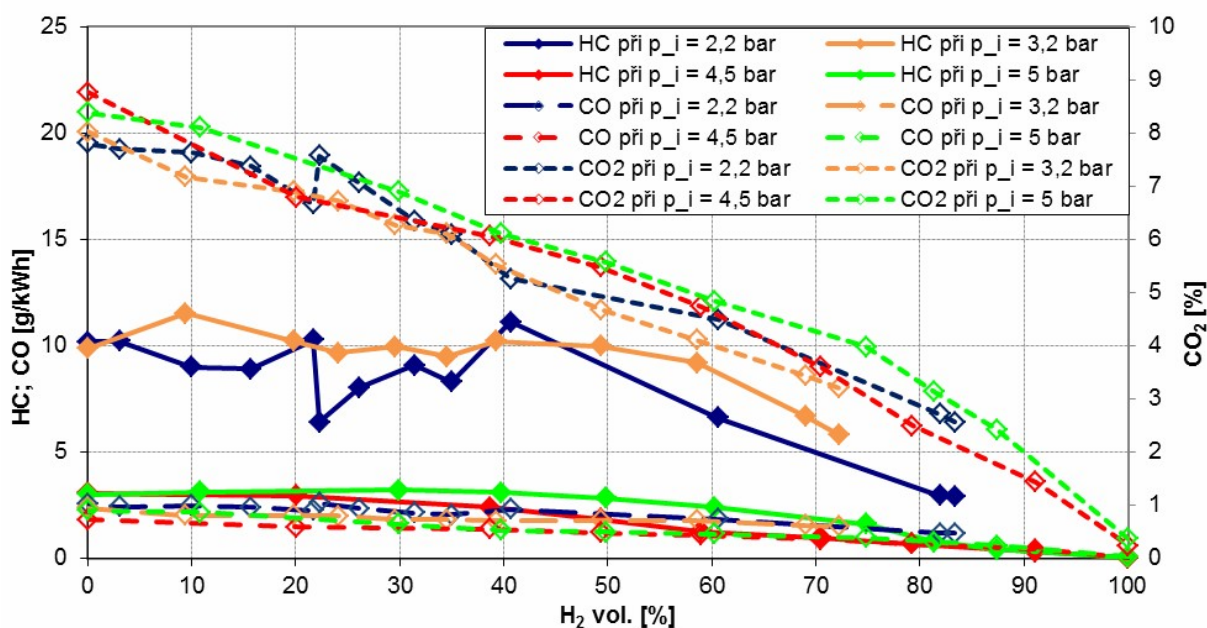
Obrázek 61 - Závislost NO_x , max. $dT/d\alpha$ a λ na přídatku vodíku pro $p_i = 5$ bar

Z těchto obrázků je opět patrná závislost mezi NO_x a maximální rychlosti nárůstu teploty. Poloha maxima rychlosti nárůstu teploty vzhledem k natočení KH se směrem k vyšším přídatkům vodíku v palivu posouvá k HÚ, což je znázorněno na obrázku 62.



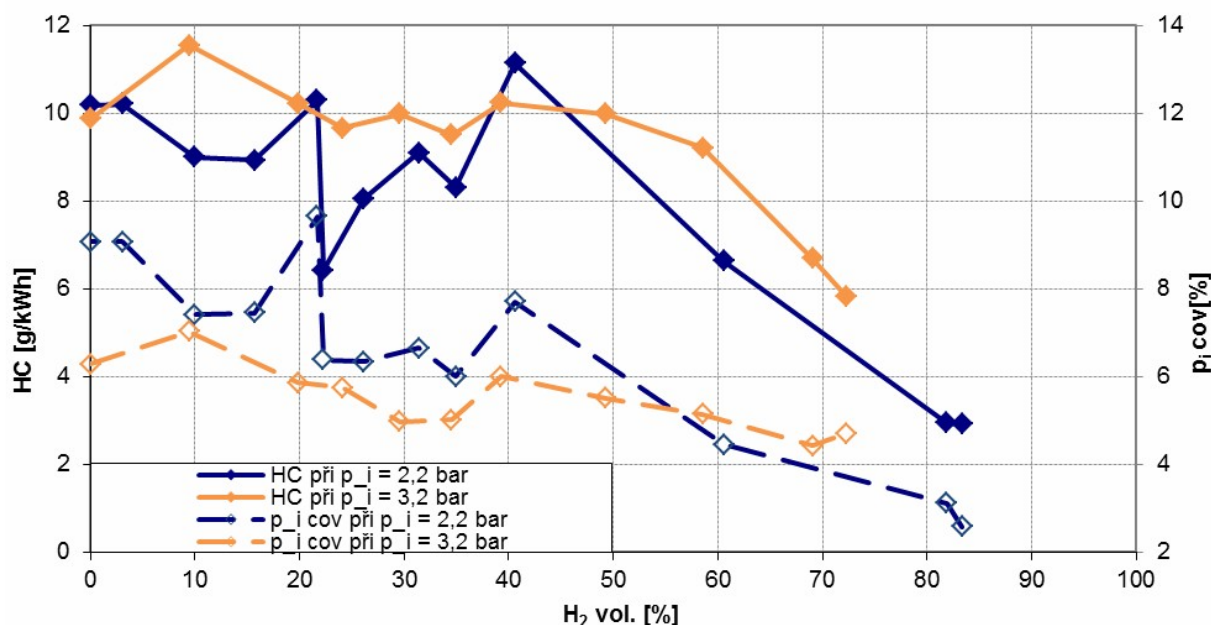
Obrázek 62 - Závislost polohy max. $dT/d\alpha$ na přidávku vodíku pro konstantní p_i

Průběh zbývajících hodnot sledovaných emisí je na obrázku 63. Jedná se o emise obsahující uhlík, a proto je s přidavkem vodíku logický jejich pokles až k nulové hodnotě.



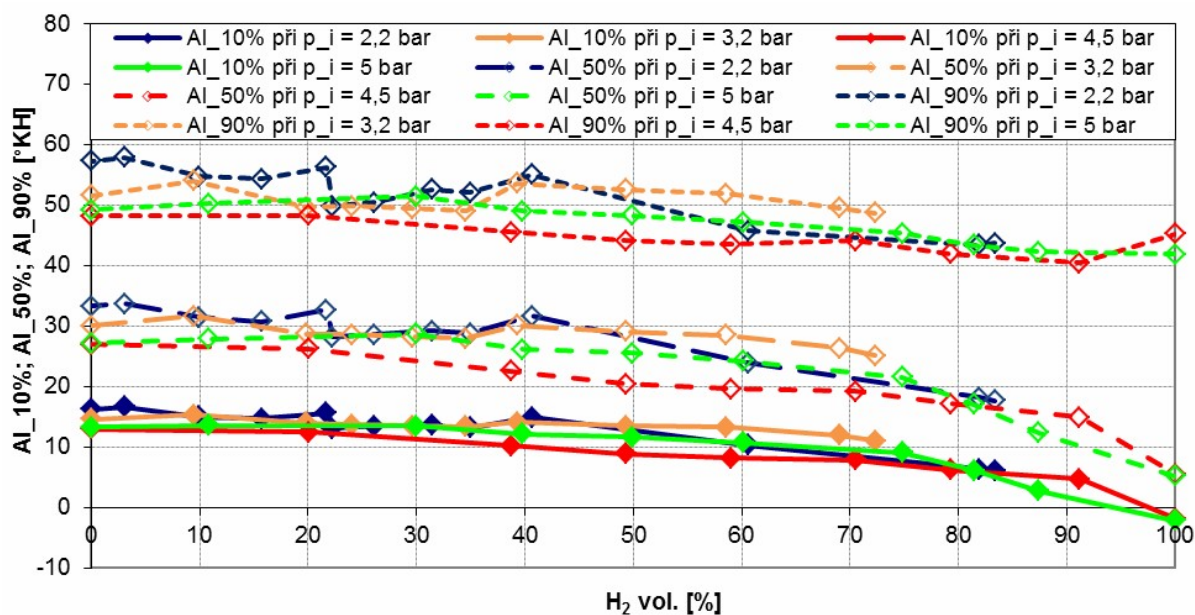
Obrázek 63 - Závislost HC, CO a CO_2 na přidávku vodíku pro konstantní p_i

Kolísání hodnot HC při nízkém zatížení a jejich vyšší hodnoty jsou způsobeny variabilitou pracovního oběhu, kdy v důsledku variability nedojde k vyhoření celé náplně válce. Směrem k vyšším obsahům vodíku v palivu klesá také variabilita, což potvrzuje obrázek 64. Zároveň klesá výrazně HC, protože podíl uhlovodíkových složek v palivu také klesá.



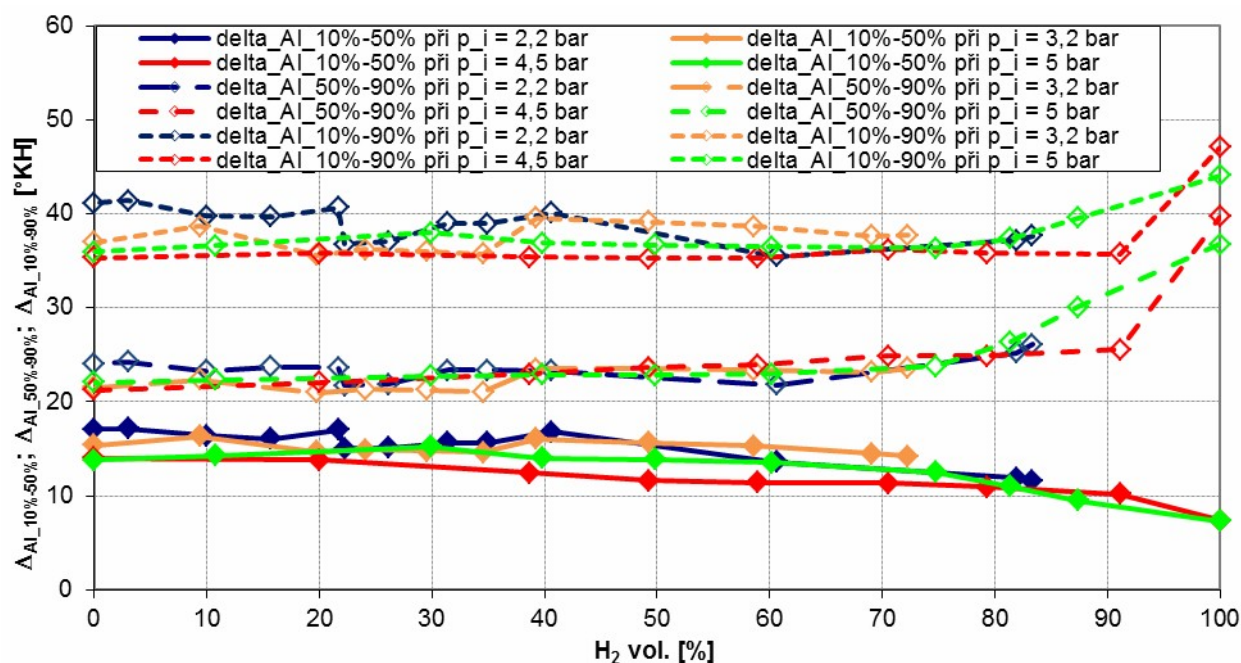
Obrázek 64 - Závislost HC a $p_i \text{ cov}$ na přidavku vodíku pro konstantní p_i

Rychlost uvolňování tepla z přivedeného paliva je patrná z obrázku 65.



Obrázek 65 - Rychlost uvolňování tepla z přivedeného paliva v závislosti na přidavku vodíku pro konstantní p_i

Bod, kdy se uvolní 10% tepla z přivedeného paliva se, s přidavkem vodíku posouvá směrem k horní úvrati a stejně je tomu tak i pro bod, kdy se uvolní 50% tepla. Pro 90% uvolněného tepla z přivedeného paliva je již tento trend mírnější. Rychlejší uvolňování paliva s rostoucím podílem vodíku je důsledkem vyšší rychlosti hoření vodíku. Z obrázku 66 plyne, že z hlediska rychlosti uvolňování tepla, se přidavek vodíku projeví v první polovině vyhořívání náplně válce (v oblasti $\Delta_{Al_10\%}$ až $\Delta_{Al_50\%}$) zvýšením rychlosti uvolňování tepla. V druhé polovině (v oblasti $\Delta_{Al_50\%}$ až $\Delta_{Al_90\%}$) je tento trend opačný a celková doba uvolňování tepla z paliva je potom přibližně shodná pro celý rozsah přidavku vodíku.

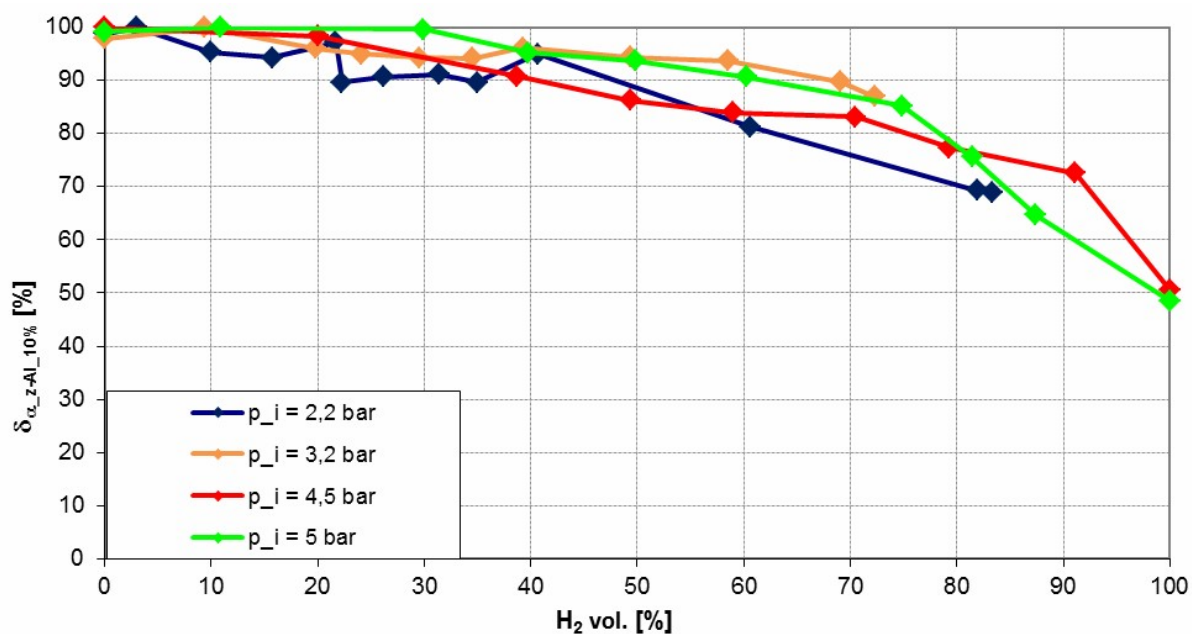


Obrázek 66 - Rychlost uvolňování tepla z přivedeného paliva v oblasti $\Delta_{Al_10\%-50\%}$, $\Delta_{Al_50\%-90\%}$, $\Delta_{Al_10\%-90\%}$ v závislosti na přidavku vodíku pro konstantní p_i

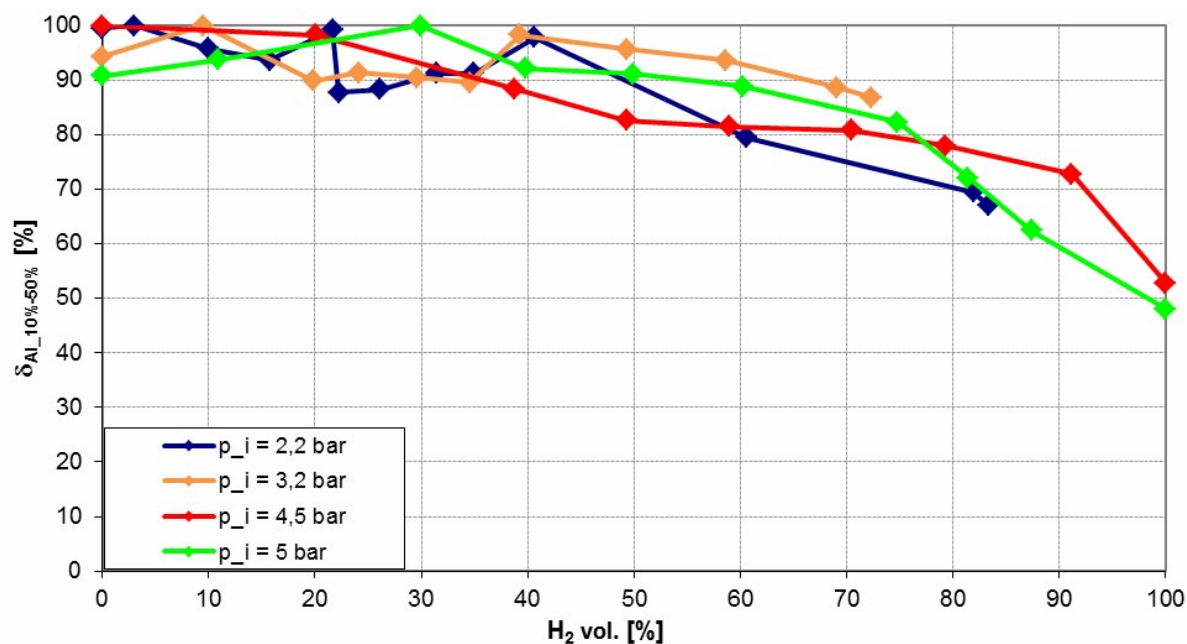
Výrazněji jsou tyto trendy patrné při procentuálním zobrazení jednotlivých změn na obrázcích 67 až 70, kde je na svislé ose vynesena hodnota $\delta_{\alpha_z-Al_10\%}$; $\delta_{Al_10\%-50\%}$; $\delta_{Al_50\%-90\%}$ a $\delta_{Al_10\%-90\%}$, kde je

$$\delta_{\alpha_z-Al_10\%} = \frac{\Delta_{\alpha_z-Al_10\%}}{\Delta_{\alpha_z-Al_10\%_max.}} \cdot 100 \quad (40)$$

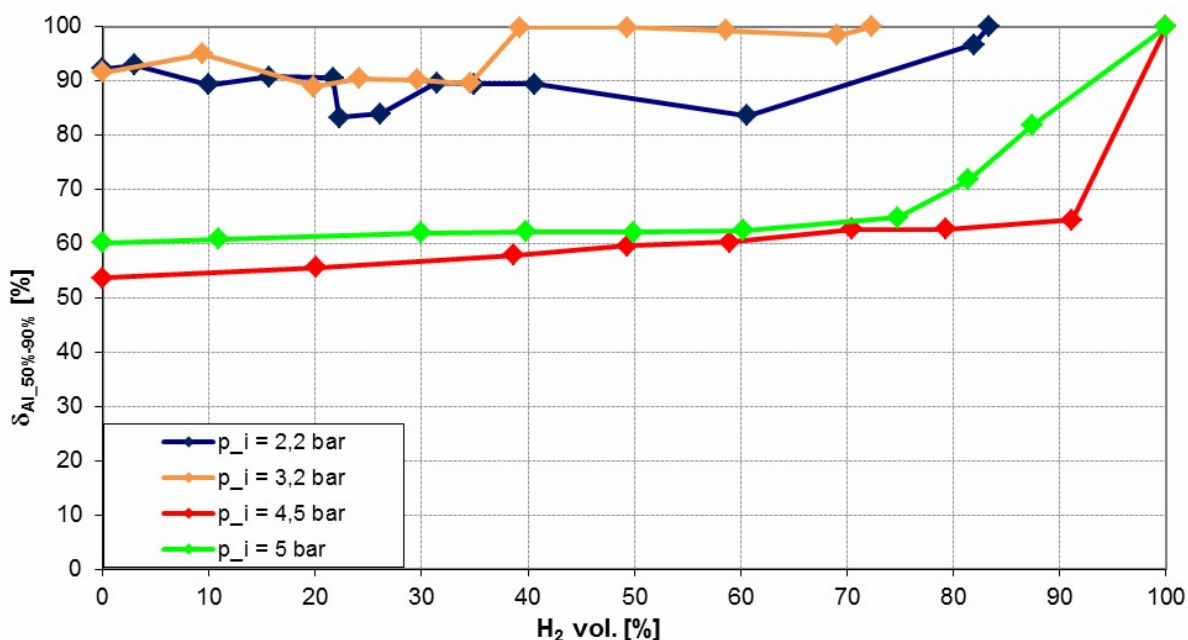
Obdobně je potom definováno také $\delta_{Al_10\%-50\%}$, $\delta_{Al_50\%-90\%}$ a $\delta_{Al_10\%-90\%}$.



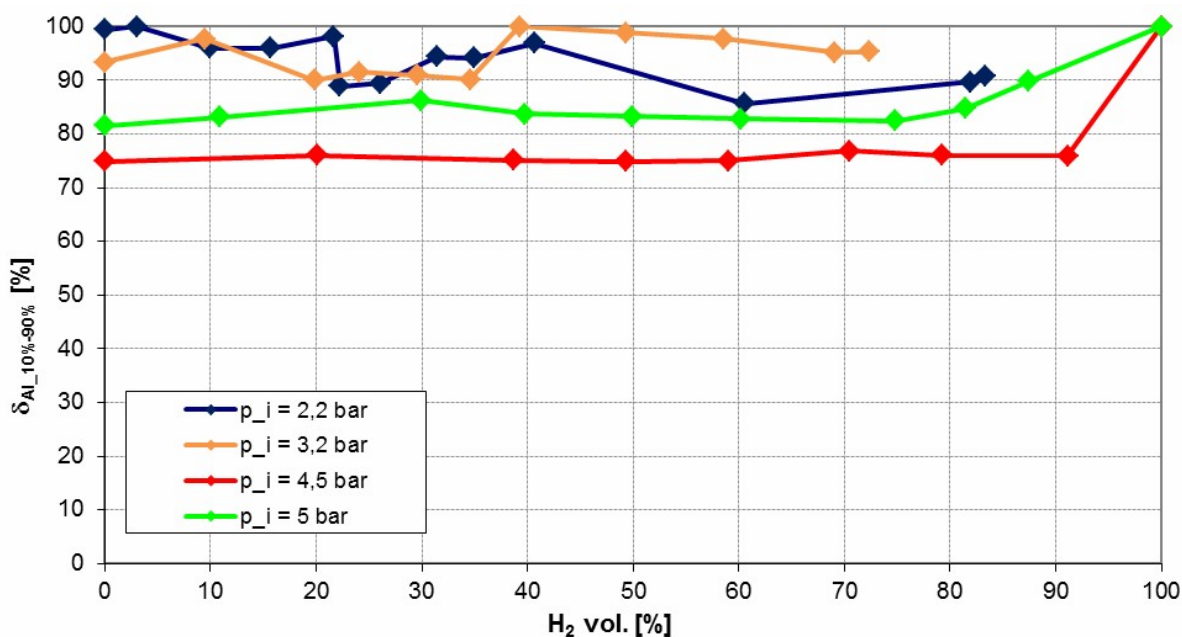
Obrázek 67 - Rychlost uvolňování tepla z přivedeného paliva v oblasti $\delta_{a_z-Al_10\%}$ v závislosti na přidavku vodíku pro konstantní p_i



Obrázek 68 - Rychlost uvolňování tepla z přivedeného paliva v oblasti $\delta_{Al_10\%-50\%}$ v závislosti na přidavku vodíku pro konstantní p_i



Obrázek 69 - Rychlost uvolňování tepla z přivedeného paliva v oblasti $\delta_{Al_50\%-90\%}$ v závislosti na přidavku vodíku pro konstantní p_i

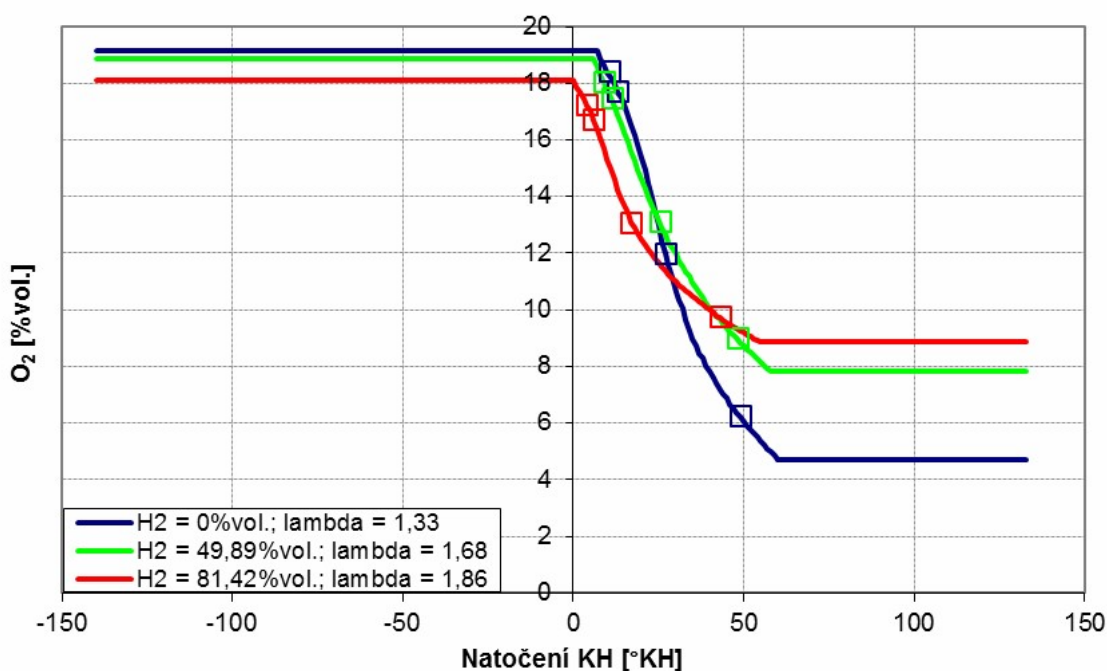


Obrázek 70 - Rychlost uvolňování tepla z přivedeného paliva v oblasti $\delta_{Al_10\%-90\%}$ v závislosti na přidavku vodíku pro konstantní p_i

Tyto trendy lze vysvětlit vyšším podílem hořlavé látky na počátku uvolňování tepla, zatímco v druhé polovině uvolňování tepla je již ve válci v důsledku hoření paliva značný podíl spalin, které rychlost uvolňování tepla zpomalují. Dále zpomalování napomáhá také vyšší chudost paliva směrem k vyšším podílům vodíku v palivu a tím

také vyšší podíl inertního dusíku v náplni válce. Ochuzení směsi bylo nutné k zachování konstantní hodnoty indikovaného tlaku v průběhu měření.

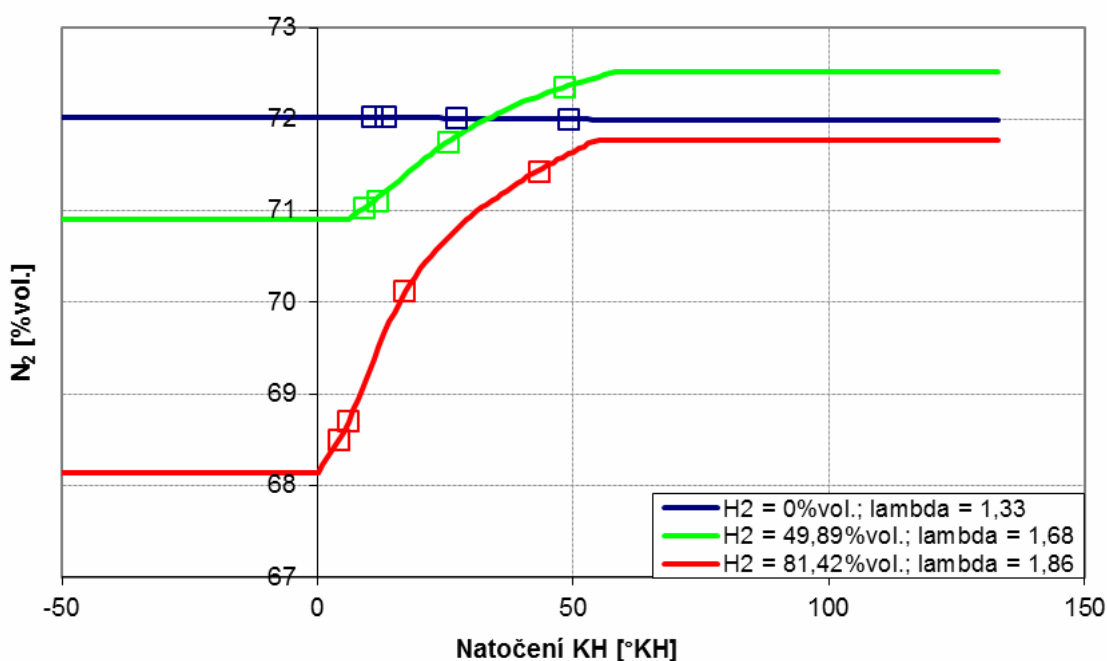
Z obrázků 71 až 75 je vidět teoretická změna složení náplně válce a teoretická změna měrné izobarické kapacity náplně pro různý přírůstek vodíku do zemního plynu při indikovaném tlaku 5 bar. Dále jsou na jednotlivých průbězích vyznačeny body, kdy dojde k uvolnění 5%, 10%, 50% a 90% tepla. Výpočet těchto změn byl proveden dle postupů a zjednodušení uvedených v kapitole 4.4.2.2.



Obrázek 71 - Teoretická změna objemového podílu O₂ v náplni válce v průběhu vyhořívání

Z obrázku 71 je vidět výrazný úbytek objemového procenta kyslíku ve spalínách, který je v průběhu spalování spotřebován při použití zemního plynu. Mezi přírůstkem vodíku $H_2 = 0\%_{vol.}$ a $H_2 = 49,89\%_{vol.}$ je rozdíl zbytkového kyslíku ve spalínách 3%, zatímco při dalším zvýšení vodíku v palivu přibližně o $30\%_{vol.}$ na $H_2 = 81,42\%_{vol.}$ je nárůst zbytkového kyslíku ve spalínách již pouze o 1,06%. Za předpokladu lineárního nárůstu zbytkového kyslíku ve spalínách vzhledem k přírůstku vodíku (při lineárním ochuzování k dosažení stále konstantního p_i) by měl být nárůst o 1,95%, což je přibližně o 85% vyšší nárůst, než je ve skutečnosti. Naopak na počátku hoření se rozdíl objemového zastoupení kyslíku v náplni válce pro přírůstek $H_2 = 0\%_{vol.}$ a $H_2 = 49,48\%_{vol.}$ přibližně o 0,29% sníží a dalším zvýšením podílu vodíku v palivu na $H_2 =$

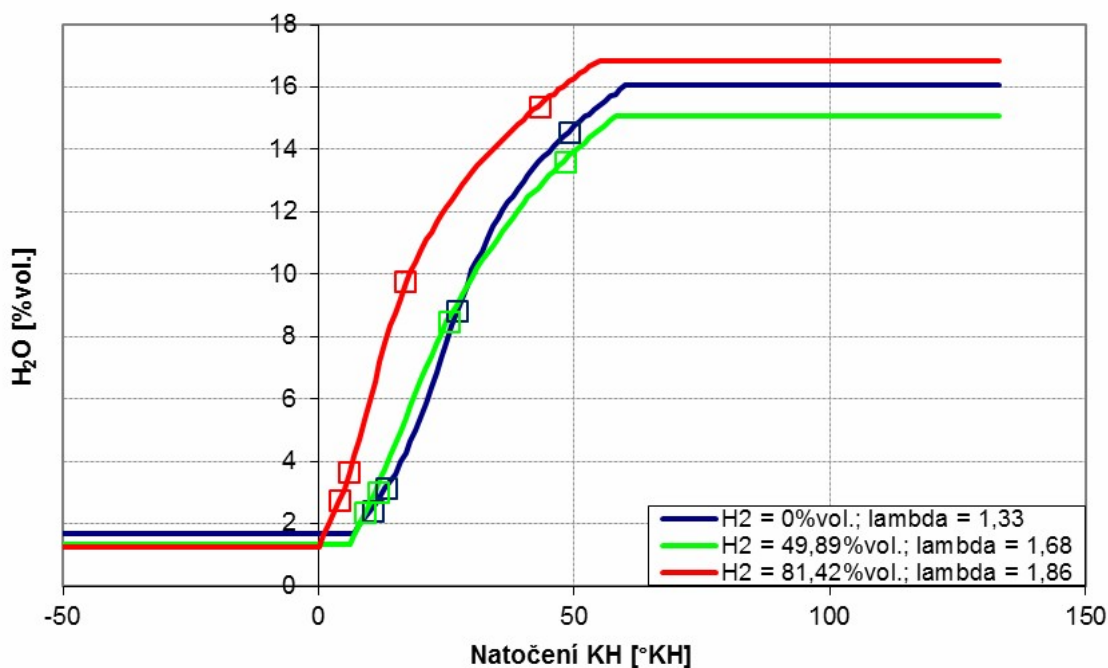
81,42%_{vol.} dojde k dalšímu snížení zastoupení kyslíku v náplni válce o 0,73%. Opět za předpokladu lineárního poklesu objemového zastoupení kyslíku vzhledem k přidavku vodíku by měl být pokles pouze o 0,18 %, což je přibližně o 399% nižší, než je ve skutečnosti. To je důsledek nízké objemové výhřevnosti vodíku, kdy vodík zaujímá ve válci podstatnou část prostoru a tím se sníží prostor pro vzduch a tím také kyslík. Je důležité připomenout, že na obrázku jsou znázorněny objemové podíly. Ze stejného obrázku je také patrný počátek a průběh hoření.



Obrázek 72 - Teoretická změna objemového podílu N_2 v náplni válce v průběhu vyhořívání

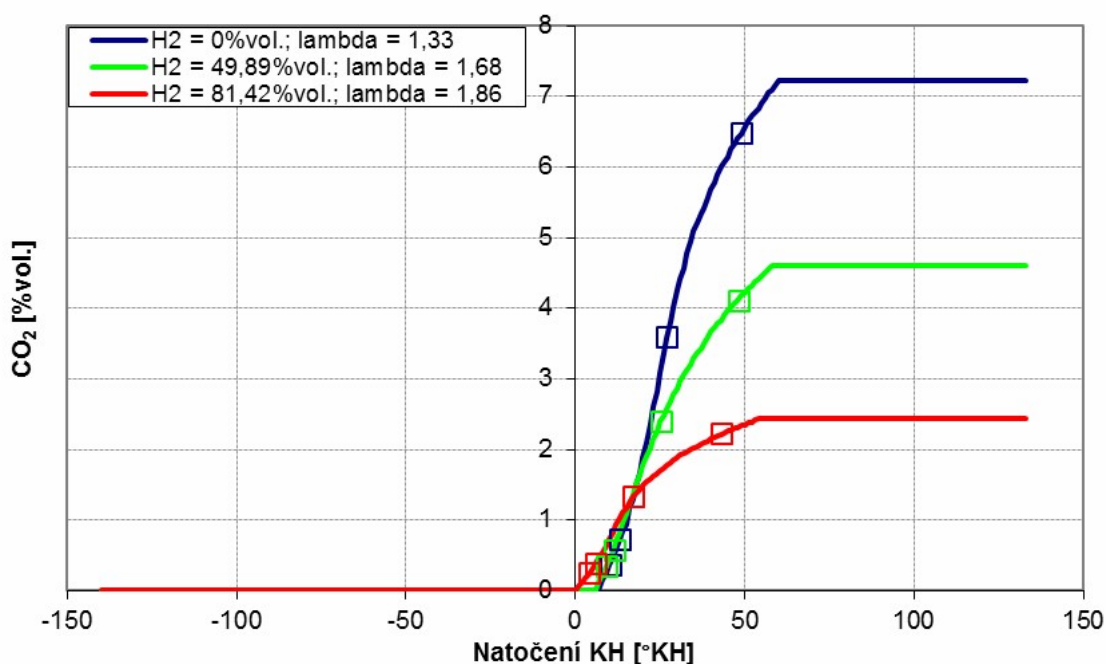
Z obrázku 72 je vidět, že na straně spalin se objemový podíl N_2 ve spalinách pohybuje přibližně v rozsahu jednoho procenta v rozmezí 71,77% pro $H_2 = 81,42\%$ _{vol.} až 72,51% pro $H_2 = 49,89\%$ _{vol.} Na straně náplně válce je před započítáním hoření tento rozsah přibližně 4% v rozmezí 72,02% pro $H_2 = 0\%$ _{vol.} až 68,14% pro $H_2 = 81,42\%$ _{vol.} Zároveň je patrný velmi malý pokles objemového podílu dusíku při vyhořívání čistého zemního plynu, tudíž relativní přírůstek dusíku je záporný, a to o -0,03%, což lze považovat za téměř nezměněnou hodnotu. Naopak nejvyšší přírůstek podílu dusíku je pro přidavek vodíku $H_2 = 81,42\%$ _{vol.}, a to o 3,62%. Jelikož podíl dusíku tvoří největší část spalin, lze touto skutečností vysvětlit také zpomalení vyhořívání v druhé části hoření $\delta_{Al_50\%-90\%}$. Zatímco pro zemní plyn se při hoření paliva množství inertního plynu (N_2) mění velmi málo, a tudíž podmínky pro hoření zůstávají přibližně

stejně, pro spalování paliva s výrazným podílem vodíku v palivu je přírůstek podílu inertního plynu (N_2) ve spalinách výrazný, a tudíž se mění také podmínky pro vyhořívání paliva.



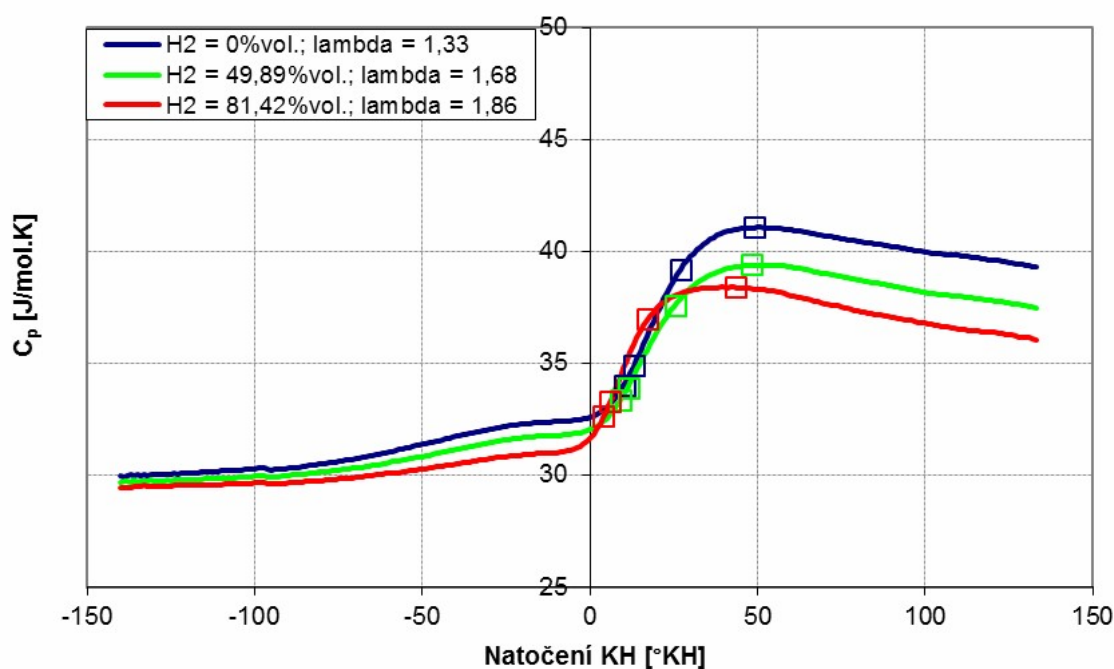
Obrázek 73 - Teoretická změna objemového podílu H_2O v náplni válce v průběhu vyhořívání

Z obrázku 73 je vidět nárůst podílu vodní páry ve spalinách, kde rozdíly na konci hoření jsou necelá dvě procenta. Zatímco na počátku hoření je v náplni válce pouze vodní pára obsažená ve vzduchu, v průběhu vyhořívání se podíl zvyšuje až na konečný podíl 15,07% pro $H_2 = 49,89\%_{vol.}$ a 16,85% pro $H_2 = 81,42\%_{vol.}$



Obrázek 74 - Teoretická změna objemového podílu CO_2 v náplni válce v průběhu vyhořívání

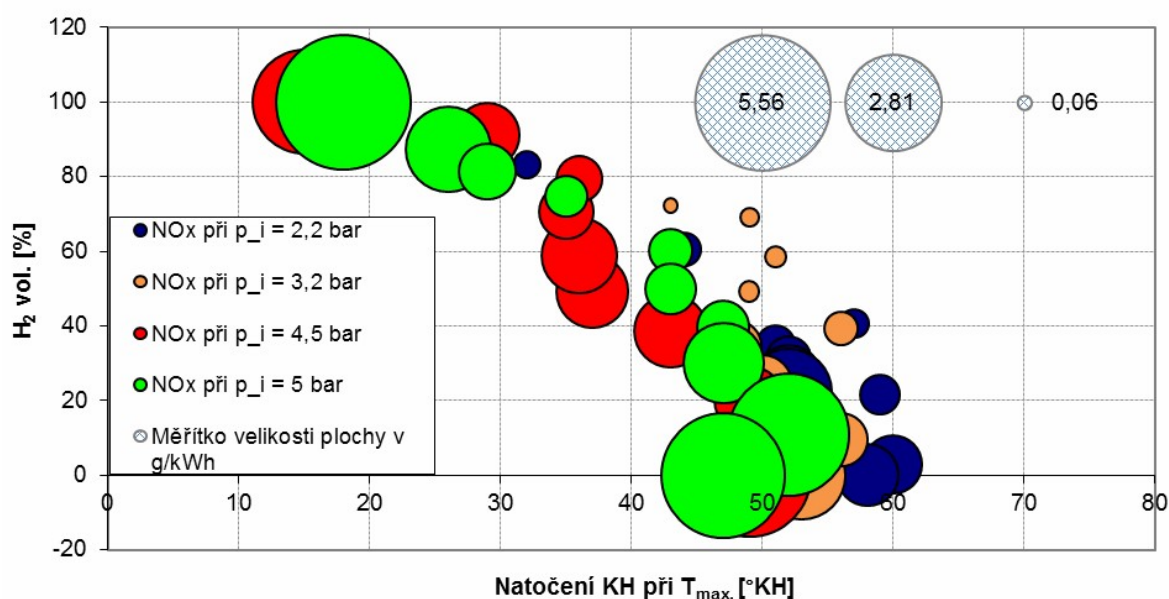
Z obrázku 74 je patrný vliv přídavku vodíku na podíl CO_2 ve spalinách. Se zvyšujícím se podílem vodíku se snižuje podíl CO_2 , což je zcela logické vzhledem k menšímu zastoupení uhlíku v počáteční náplni válce. Pro $\text{H}_2 = 0\% \text{vol.}$ je podíl CO_2 ve spalinách 7,23%vol. a pro $\text{H}_2 = 81,42\% \text{vol.}$ je podíl CO_2 ve spalinách již pouze 2,44%vol..



Obrázek 75 - Teoretická změna C_p v náplni válce v průběhu vyhořívání

Na obrázku 75 je pro úplnost znázorněn průběh C_p pro jednotlivé přídávky vodíku.

Další část znázorňuje závislosti, které jsou vztaženy k úhlu natočení klikového hřídele, kdy je dosaženo maximální teploty ve válci. Tyto jsou uvedeny na obrázcích 76 až 82. Průměr kruhu v následujících grafech znázorňuje hodnotu dané veličiny a pro každý graf je v pravé, popřípadě levé, horní části grafu uvedeno měřítko. V něm je znázorněna maximální hodnota, střední hodnota a minimální hodnota veličiny pro daný graf.



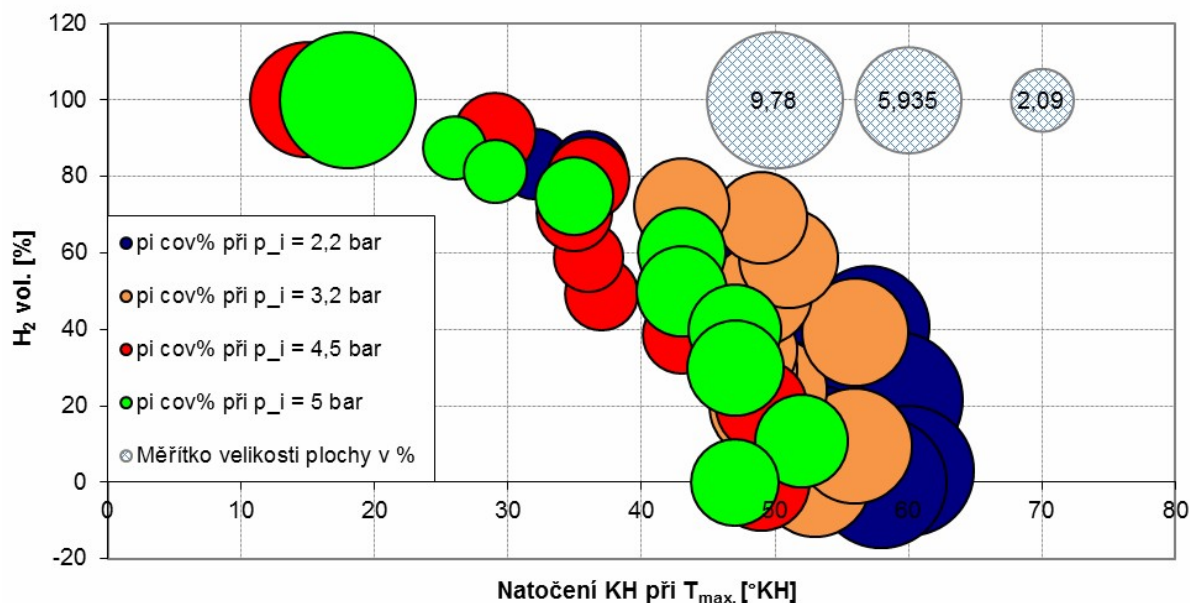
Obrázek 76 - Vliv polohy T_{max} a přídávku vodíku na tvorbu NO_x

Závislosti NO_x pro různé výkonové hladiny na poloze natočení KH a přídávku vodíku jsou na obrázku 76.

Zde je patrný posun maxima spalovacích teplot s rostoucím výkonem směrem k horní úvrati a zároveň snižování NO_x s rostoucím přídavkem vodíku a posunem polohy maximálních teplot směrem k HÚ. Příčina tohoto chování spočívá v dřívějším počátku hoření se zvyšujícím se přídavkem vodíku a vyšší chudostí (což vyplýne z následujících obrázků 80 – 82). Tím dochází směrem k vyššímu podílu vodíku v palivu ke snižování maximálních teplot ve válci a tím také nižší tvorbě NO_x .

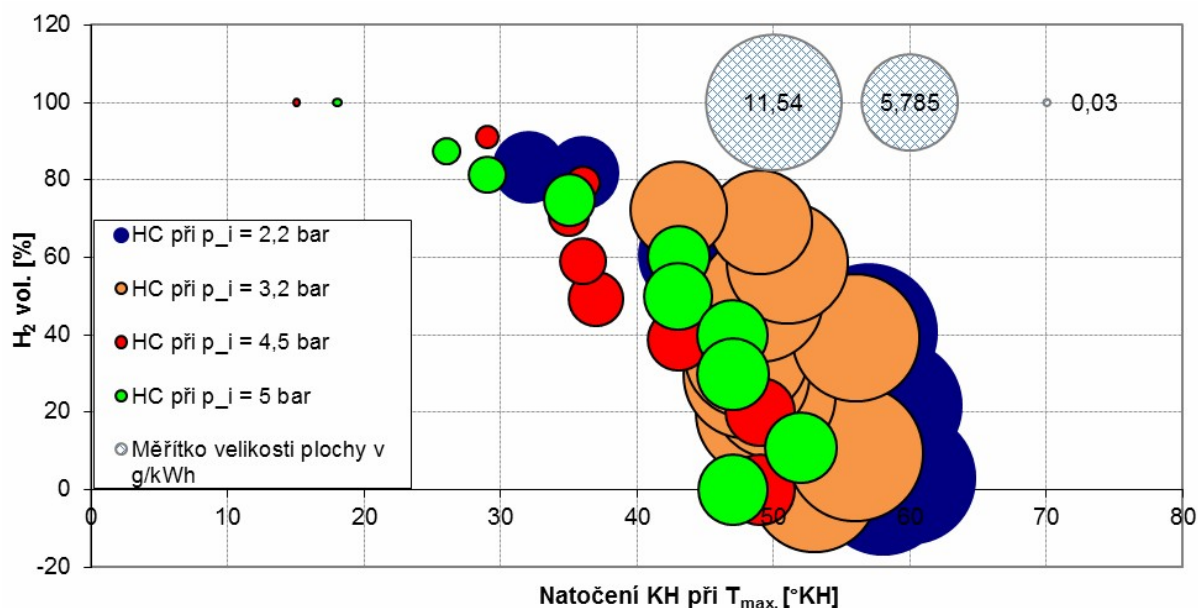
Výjimku tvoří pouze body při $H_2 = 100\%_{vol.}$ při $p_i = 4,5$ bar a $p_i = 5$ bar, kdy byla zaznamenána vysoká variabilita, viz obrázek 77, což nasvědčuje detonačnímu

spalování, které bylo patrné z $p-\alpha$ diagramu, jak již bylo zmíněno výše (viz obrázek 55).

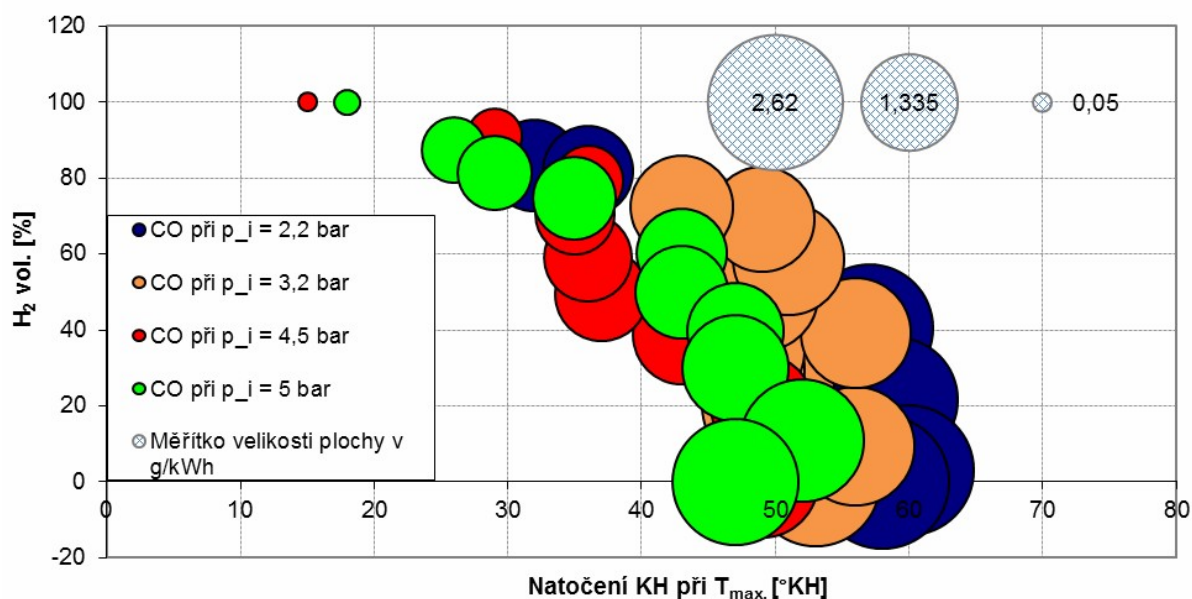


Obrázek 77 - Vliv polohy T_{max} . a přídavku vodíku na tvorbu $p_i \text{ cov}$

Produkce HC se snižuje směrem k vyššímu podílu H_2 , jak již bylo popsáno výše. Posun polohy maximální teploty ve válci směrem k HÚ má za následek snížení HC, viz obrázek 78. Tento směr posunutí je zejména důsledek přídavku vodíku. Vyšším podílem vodíku v palivu se snižuje podíl uhlíku a tím se také snižuje možná produkce HC. Zároveň také vodík zlepšuje hoření a snižuje variabilitu (pokud se nejedná o detonační hoření, ke kterému má vodík sklon) a tím dochází ke zlepšení vyhoření směsi. Stejný vliv má vodík také na emise CO, jak je patrné z obrázku 79.



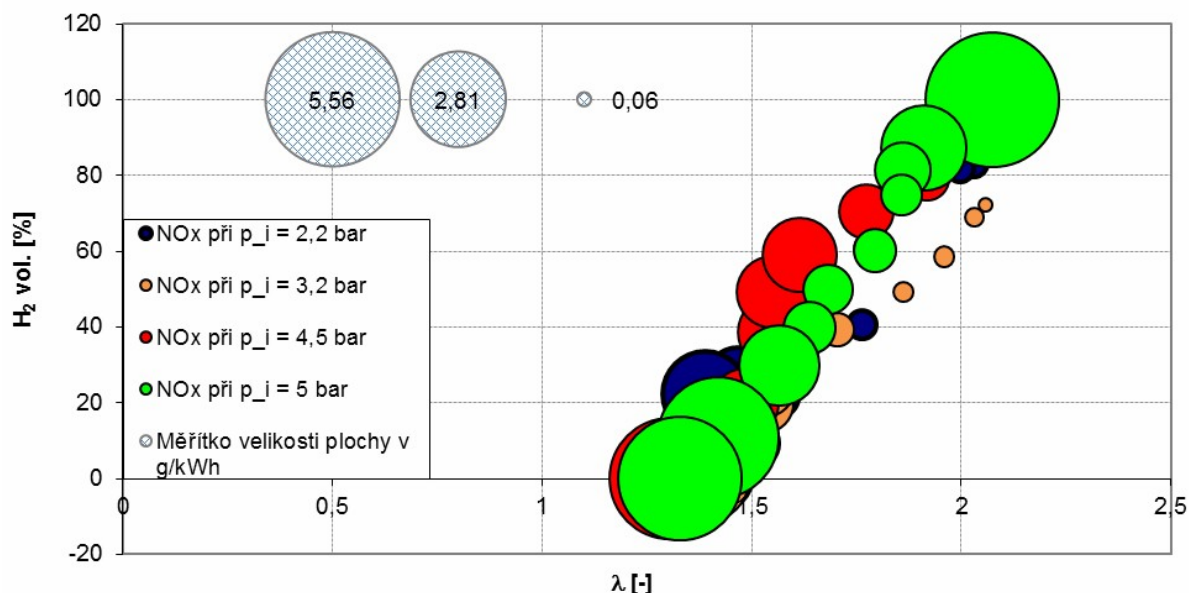
Obrázek 78 - Vliv polohy T_{max} . a přídavku vodíku na tvorbu HC



Obrázek 79 - Vliv polohy T_{max} . a přídavku vodíku na tvorbu CO

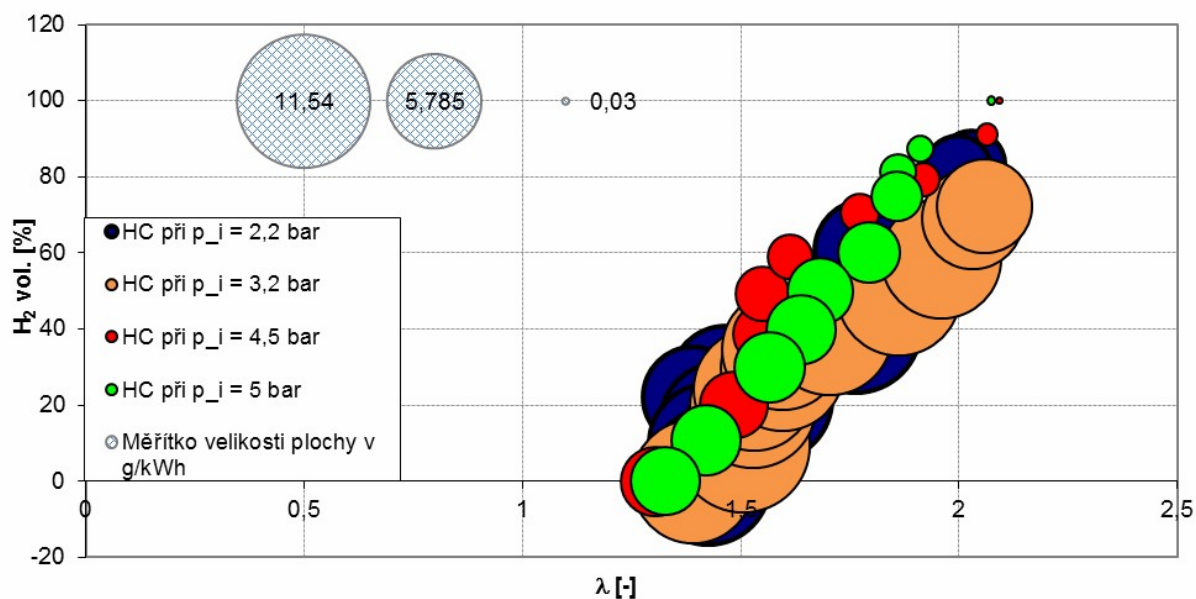
Zvýšením přebytku vzduchu se sníží produkce NO_x , jak je patrné z obrázku 80. Při spalování paliva s přebytkem kyslíku je ve válci, společně s vyšším procentem kyslíku, také vyšší procento inertního N_2 zastoupeného v atmosférickém vzduchu, který je motorem nasáván. Malá část N_2 reaguje ve válci dle Zeldovichova mechanismu [39 - 41], zbytek N_2 se spalovacího procesu neúčastní (nedochází k uvolnění energie). Dusík pouze spotřebovává energii uvolněnou z paliva k vlastnímu ohřátí. To se projeví ve snížení izobarické tepelné kapacity náplně válce.

Zároveň zvyšováním výkonu při zachování stejného přebytku vzduchu produkce NO_x opět roste, protože je ve válci dosahováno vyšších spalovacích teplot. V tomto případě je zvýšení teploty způsobené vyšším množstvím vefukovaného paliva a tím také vyšší energií dodanou motoru.



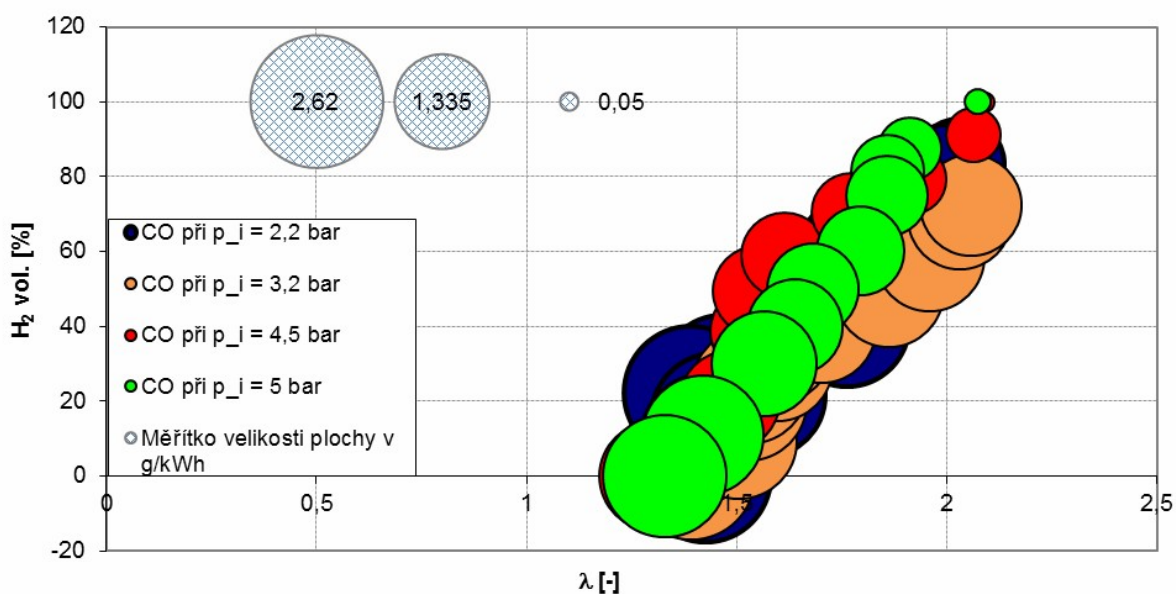
Obrázek 80 - Vliv polohy λ a přídavku vodíku na tvorbu NO_x

Vliv přebytku vzduchu na tvorbu HC byl pro provedená měření závislý na již výše zmiňované skutečnosti úbytku uhlovodíkového paliva přídavkem vodíku a skutečnosti, že se zvyšujícím se podílem vodíku bylo nutné ochudit směs pro dosažení konstantního výkonu. To je také patrné z obrázku 81. Za předpokladu ochuzování směsi při konstantním složení paliva by nebylo dosaženo konstantního výkonu a emise HC by se měly chovat dle trendů a teoretických úvah uvedených v kapitolách 3.5.2.



Obrázek 81 - Vliv polohy λ a přídavku vodíku na tvorbu HC

Vliv přebytku vzduchu v měřených bodech na tvorbu CO má potom podobný trend jako tvorba emisí HC, jak je patrné z obrázku 82.



Obrázek 82 - Vliv polohy λ a přídavku vodíku na tvorbu CO

6. Závěr

Předkládaná DDP se zabývá zkoumáním průběhu spalování směsných paliv, konkrétně zemního plynu s vodíkem. Těžiště práce spočívá v tvorbě inovativní výpočtové aplikace pro výpočet průběhu teploty ve válci a vyhodnocení rozsáhlých souborů dat získaných experimenty na jednoválcovém a šestiválcovém motoru s objemem válcové jednotky 2 dm^3 .

Hlavním cílem DDP bylo ověřit známé, a zjistit dosud neznámé, důsledky spalování směsi zemního plynu s vodíkem v zážehovém motoru s vnitřní tvorbou směsi. K uskutečnění tohoto cíle byly vytvořeny specializované experimentální a matematické nástroje.

Jednalo se o unikátní úpravu šestiválcového motoru na zkušební jednoválec, vytvoření trati pro směřování zemního plynu s vodíkem, vytvoření elektronického sběru dat pro toto stanoviště, úpravu stanoviště šestiválcového motoru pro spalování palivové směsi, doplnění sběru dat na tomto stanovišti a vytvoření netradičního modelu výpočtu průběhu teploty ve válci vytvořeného v softwaru MS-Excel.

Získané výsledky doplňují a rozšiřují obecně platné postupy ve zkoumané problematice s těmito závěry:

- Při zachování konstantního přebytku vzduchu, konstantního počátku vefuku a konstantního složení směsného paliva, roste produkce NO_x se zvyšujícím se předstihem zážehu. To má za následek zvýšení maximální teploty ve válci a dřívější počátek hoření. Zvýšením předstihu zážehu se prodlouží doba setrvání molekul N_2 a O_2 v oblasti vysokých teplot, kde dojde dle Zeldovichova mechanismu [39 - 41] k reakci na NO_x .

Dále se také mění produkce NO_x se změnou počátku vefuku. V tomto případě se při zachování konstantního přebytku vzduchu, konstantního předstihu zážehu a konstantního složení směsného paliva emise NO_x snižují, se zvyšujícím se počátkem vefuku (referenční bod počátku vefuku je 360°KH před HÚ kompresního zdvihu).

Pro variabilní podíl vodíku v palivu produkce NO_x klesá, při zachování konstantního p_i , počátku vefuku a předstihu zážehu. Příčinou tohoto chování je zvyšování přebytku vzduchu a tím snižování maximální teploty ve válci.

- Z hlediska měrné produkce HC je se zvyšujícím se předstihem zážehu tato produkce nižší, za předpokladu konstantního přebytku vzduchu, konstantního počátku vefuku a konstantního složení směsného paliva. Současně také mírně klesá měrná produkce CO, zatímco měrná produkce CO₂ zůstává při změně předstihu zážehu konstantní. Toto chování je důsledkem delší doby hoření, čímž jsou dosaženy lepší podmínky pro dokonalejší vyhoření uhlovodíkových složek paliva a tím se také sníží mezioběhová variabilita.

Zvýšením počátku vefuku se výrazně zvýší produkce HC, mírně se zvýší hodnoty CO, zatímco hodnoty CO₂ se změní jen nepatrně, za podmínek zachování konstantního přebytku vzduchu, konstantního předstihu zážehu a konstantního složení směsného paliva.

Pro variabilní podíl vodíku v palivu klesá produkce HC, CO a CO₂ až k nulové hodnotě, při zachování konstantního p_i , počátku vefuku a předstihu zážehu. Toto chování lze z logických úvah předpokládat z důvodu snižování podílu uhlovodíkového paliva. Dále se vzrůstajícím zatížením motoru klesá mezioběhová variabilita. Důvodem je zlepšení vyhoření dodaného paliva a tím snížení produkce HC.

- Při zvyšování předstihu zážehu se poloha bodu, při kterém je dosaženo maximálního tlaku a maximální spalovací teploty, posouvá směrem k horní úvrati. Tato měření byla provedena při podmínkách zachování konstantního přebytku vzduchu, konstantního počátku vefuku a konstantního složení směsného paliva.

Pro variabilní podíl vodíku v palivu je trend stejný a stejným směrem se posouvá také bod, kdy je dosaženo nejvyšší hodnoty $dT/d\alpha$, při zachování konstantního p_i , počátku vefuku a předstihu zážehu.

- Dále se doba hoření v první části $\Delta_{AI_10\%-50\%}$ uvolňování tepla z paliva nemění při zvyšování předstihu zážehu, opět za podmínek zachování konstantního složení a přebytku vzduchu. Naopak v oblasti $\Delta_{AI_50\%-90\%}$ se doba hoření zvyšuje. Z toho lze usuzovat, že rozběh oxidačních reakcí není výrazně ovlivňován předstihem zážehu, zatímco doba dohořívání se v druhé polovině hoření prodlužuje se zvyšujícím se předstihem zážehu. Také doba $\Delta_{\alpha_Z\%-AI_10\%}$

od geometrického předstihu zážehu k bodu, kdy se uvolní 10% tepla, je pro všechny případy přibližně shodná.

Pro variabilní podíl vodíku v palivu při konstantním p_i , počátku vefuku a předstihu zážehu se posouvá bod, kdy se uvolní 10% tepla z přivedeného paliva, směrem k horní úvrati a stejně je tomu tak i pro bod, kdy se uvolní 50% tepla. Pro 90% uvolněného tepla z přivedeného paliva je již tento trend mírnější. Rychlejší uvolňování tepla z paliva s rostoucím podílem vodíku je důsledkem vyšší rychlosti hoření vodíku. Z hlediska rychlosti uvolňování tepla z paliva se přidavek vodíku projeví v první polovině zvýšením rychlosti uvolňování tepla, zatímco v druhé polovině je tento trend opačný a celková doba uvolňování tepla z paliva je potom přibližně shodná pro celý rozsah přídávku vodíku.

- Maximální teploty ve válci získané z vypočtených průběhů teplotkopírují dle předpokladů trend produkce NO_x , což je ve shodě s teorií tvorby NO_x . Výraznější shoda trendů je patrná mezi NO_x a maximálními hodnotami $dT/d\alpha$.
- Teoretická změna procentuálního objemového zastoupení jednotlivých látek ve válci je pro různý přídavek vodíku do zemního plynu při konstantním indikovaném tlaku následující:
 - 1) Změna procenta, které ve válci motoru zaujímá O_2 na počátku hoření a na konci, je nižší pro vyšší podíl vodíku v palivu.
 - 2) Změna procenta, které ve válci motoru zaujímá N_2 , je nejnižší pro čistý zemní plyn a s přídávkem vodíku se tento rozdíl zvyšuje.
 - 3) Změna procenta, které ve válci motoru zaujímá H_2O na počátku hoření a na konci, je nejnižší ze sledovaných bodů pro cca 50% přídávku vodíku.

Zde je zapotřebí si uvědomit variabilitu přebytku vzduchu pro dosažení konstantního p_i . Výsledky si nekladou za cíl popis jednotlivých změn objemových podílů složek, ale upozornit na možný způsob výpočtu těchto změn.

- Postup výpočtu průběhu teploty ve válci zohledňuje stavové chování reálného plynu a změnu složení náplně v důsledku vyhořívání paliva. Výpočet je proveden na základě vypočteného složení náplně válce na počátku výpočtu a



experimentálně získaných dat, včetně vysokotlaké indikace. Maximální teploty byly porovnány s maximálními teplotami vypočtenými aplikací Tlak_makro.xls a aplikací Adiabaticka_teplota.xls, která byla v rámci DDP vytvořena. Při vyšších zatíženích byla shoda s Tlak_makro.xls vyšší a rozdíly mezi adiabatickou teplotou plamene a vypočtenou teplotou byly při nižších zatíženích nižší. Rozdíly vypočtených teplot při nižších zatíženích lze vysvětlit vyšší mezicyklovou variabilitou.

DDP a její výsledky rozšiřují obecně platné postupy ve zkoumané problematice zejména:

- Inovativním způsobem výpočtu průběhu teploty ve válci PSM.
- Popisem vlivu polohy maximální teploty ve válci vzhledem k natočení KH na tvorbu emisí a popisem rychlosti $dT/d\alpha$ a její polohy vzhledem k natočení KH na tvorbu emisí.
- Popisem teoretické změny složení náplně válce v průběhu vyhořívání paliva.
- Tvorbou a odzkoušením experimentálních nástrojů, kterými jsou unikátní jednoválcový motor, směšovací ventil, směšovací trať a sběr dat pro jednoválcový motor.

Tyto výsledky poskytují východisko pro další experimentální výzkum v oblasti plynových zážehových motorů spalujících směs zemního plynu s vodíkem.



Seznam použité literatury

- [1] FANHUA, M., YU, W. Study on the extension of lean operation limit through hydrogen enrichment in a natural gas spark-ignition engine. *International journal of hydrogen energy*, 2008, vol. 33, p. 1416–1424.
- [2] THURNHEER, T., SOLTIC, P. S.I. engine fuelled with gasoline, methane and methane/ hydrogen blends: Heat release and loss analysis. *International journal of hydrogen energy*, 2009, vol. 34, p. 2494–2503.
- [3] KAHRAMANA, N., CEPERA, B., AKANSUA, S. O., AYDINB, K. Investigation of combustion characteristics and emissions in a spark-ignition engine fuelled with natural gas–hydrogen blends. *International journal of hydrogen energy*, 2009, vol. 34, p. 1026–1034.
- [4] DIMOPOULOSA, P., BACHA, C., SOLTICA, P., BOULOUCOSB, K. Hydrogen–natural gas blends fuelling passenger car engines: Combustion, emissions and well-to-wheels assessment. *International journal of hydrogen energy*, 2008, vol. 33, p. 7224–7236.
- [5] ERJIANG, H., ZUOHUA, H., BING, L., JIANJUN, Z., XIAOLEI, G. Experimental study on combustion characteristics of a spark-ignition engine fueled with natural gas–hydrogen blends combining with EGR. *International journal of hydrogen energy*, 2009, vol. 34, p. 1035–1044.
- [6] FANHUA, M., YU, W., HAIQUAN, L., YONG, L., JUNJUN, W., SHANGFEN, D. Effects of hydrogen addition on cycle-by-cycle variations in a lean burn natural gas spark-ignition engine. *International journal of hydrogen energy*, 2008, vol. 33, p. 823–831.
- [7] CHEOLWOONG, P., CHANGGI, K., YOUNG, Ch., SANGYEON, W., YASUO, M. The influences of hydrogen on the performance and emission characteristics of a heavy duty natural gas engine. *International journal of hydrogen energy*, 2011, vol. 36, p. 3739–3745.
- [8] BAUER, C., FOREST, T. Effect of hydrogen addition on the performance of methane-fueled vehicles. Part I: effect on S.I. engine performance. *International journal of hydrogen energy*, 2001, vol. 26, p. 55–70.



- [9] BLEECHMORE, C., BREWSTER, S. In *Hydrogen Addition Strategy for Lean Limit Extension of a Natural Gas Engine.*: ANGVA 2007. Cairo: Bangkok, 2007.
- [10] CALEY, D., CATHCART, G. In *Development of a Natural Gas Spark Ignited Direct Injection*: ANGVA 2006. Cairo, 2006.
- [11] ZUOHUA, H., JINHUA, W., BING, L., KE, Z., JINRONG, Y., DEMING, J. Combustion characteristics of a direct-injection engine fueled with natural gas–hydrogen blends under different ignition timings. *Fuel*, 2007, vol. 86, p. 381–387.
- [12] TAKÁTS, M. Hydrogen containing gaseous blends as vehicles fuels. *Journal of Middle European Construction and Design of Cars*, 2011, vol. 9, no. 2, p. 14–20. ISSN 1214-0821.
- [13] ORTENZIA, F., CHIESAB, M., SCARCELLIC, R., PEDEL, G. Experimental tests of blends of hydrogen and natural gas in light-duty vehicles.. *International journal of hydrogen energy*, 2008, vol. 33, p. 3225–3229.
- [14] GENOVESE, A., CONTRISCIANI, N., ORTENZI, F., CAZZOLA, V. On road experimental tests of hydrogen/natural gas blends on transit buses. *International journal of hydrogen energy*, 2011, vol. 36, p. 1775–1783.
- [15] RIDELL, B. In *Malmö Hydrogen and CNG/Hydrogen filling station and Hythane bus project: 16th World Hydrogen Energy Conference*. Lyon, France, 2006.
- [16] DEL TORO, A., FRAILEY, M., LYNCH, F., MUNSHI, S., WAYNE, S. Development and Demonstration of Hydrogen and Compressed Natural Gas (H/CNG) Blend Transit Buses. *Technical report NREL/TP-540-38707*, 2005, p. 1–36.
- [17] FRANCFORT, J., KARNER, D. In *Hydrogen ICE Vehicle Testing Activities: 2006 SAE World Congress*. Detroit, Michigan: SAE TECHNICAL PAPER, 2006, Nr. 2006-01-0433.
- [18] MUNSHI, S. R., NEDELCU, C., HARRIS, J., EDWARDS, T., WILLIAMS, J., LYNCH, F., FRAILEY, M., DIXON, G., WAYNE, S., NINE, R. In *Hydrogen Blended Natural Gas Operation of a Heavy Duty Turbocharged Lean Burn*



Spark Ignition Engine: Powertrain & Fluid Systems Conference & Exhibition.
Tampa, Florida USA: SAE TECHNICAL PAPER, 2004, Nr. 2004-01-2956.

- [19] Integrated Waste Hydrogen Utilization Project, 2008. Sacré-Davey Group.
http://www.sacre-davey.com/files/iwhup_executive_summary.pdf , Sub-Project 6 – HCNG Transit Bus Demonstration.
- [20] KORNBLUTH, K., McCAFFREY, Z., ERICKSON, P. A. Incorporating in-cylinder pressure data to predict NO_x emissions from spark-ignition engines fueled with landfill gas/hydrogen mixtures. *International journal of hydrogen energy*, 2009, vol. 34, p. 9248–9257.
- [21] RAKOPOULOS, C., KYRITSIS, D. Hydrogen enrichment effects on the second law analysis of natural and landfill gas combustion in engine cylinders. *International journal of hydrogen energy*, 2006, vol. 31, p. 1384–1393.
- [22] OZCAN, H. Hydrogen enrichment effects on the second law analysis of a lean burn natural gas engine. *International journal of hydrogen*, 2010, vol. 35, p. 1443–1452.
- [23] MORRONE, B., UNICH, A. Numerical investigation on the effects of natural gas and hydrogen blends on engine combustion. *International journal of hydrogen energy*, 2009, vol. 34, p. 4626–4634.
- [24] FANHUA, M., JIAO, D., ZHENGLIANG, Q., SHUN, L., RENZHE, Ch., HERMAN, Y., SHULI, Z. Study on the calibration coefficients of a quasi-dimensional model for HCNG engine. *International journal of hydrogen energy*, 2011, vol. 36, p. 9278–9285.
- [25] PERINI, F., PALTRINIERI, F., MATTARELLI, E. A quasi-dimensional combustion model for performance and emissions of SI engines running on hydrogen–methane blends. *International journal of hydrogen energy*, 2010, vol. 35, p. 4687–4701.
- [26] YUJUN, W., XIN, Z., CONGXIN, L., JIANFENG, W. Experimental and modeling study of performance and emissions of SI engine fueled by natural gas–hydrogen mixtures. *International journal of hydrogen energy*, 2010, vol. 35, p. 2680–2683.



- [27] SCHOLZ, C. In *Koncepce jednoválcových motorů pro výzkum.: XXXVIII. mezinárodní vědecká konference pracovníků kateder a pracovišť spalovacích motorů vysokých škol na Slovensku a v Čechách*. Bratislava, 2007, ISBN 978-80-227-2714-3.
- [28] SCHOLZ, C., FENKL, M. In *Pístový spalovací motor na vodík.: Mezinárodní konference RT&E 2006*. Brno: EXPERTIA, o.p.s., 2006, ISBN 80-239-6865-3.
- [29] SCHOLZ, C., SVOBODA, M., DROZDA, H., BLAŽEK, J. In *Plynový DISI autobusový motor.: XXXIV. mezinárodní konference kateder a pracovišť spalovacích motorů českých a slovenských vysokých škol..* Liberec: TU v Liberci, 2003, ISBN 80-7083- 742-X.
- [30] VOJTÍŠEK, M., FENKL, M. In *Analysis of gaseous fuel blends and mixtures using inexpensive "garage-grade" gas analyzers.: Journal of KONES Powertran and Transport 15*. Stare Jabłonki, Poland, 2008, ISSN 1231-4005.
- [31] TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI. *Směšovací ventil*. Původce vynálezu: Dvořák V. Česká republika Patentový spis, 298642. 2007-12-05.
- [32] MALIJEVSKÝ, A., NOVÁK, J. P., LABÍK, S., MALIJEVSKÁ, I. *Breviár fyzikální chemie: Ústav fyzikální chemie* [online]. Praha: VŠCHT Praha, 24. ledna 2001, updated 24. ledna 2001 Available from: <http://www.vscht.cz/fch/cz/pomucky/BREVALL.pdf>.
- [33] STŘEDA, I., SAZIMA, M., DOUBRAVA, J. *Termomechanika*. 1st ed. Praha: ČVUT Praha, 1992. 254 p. ISBN 80-01-00818-5.
- [34] Revised Release on the IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam, 2007. The International Association for the Properties of Water and Steam. <http://www.iapws.org/relguide/IF97-Rev.pdf>.
- [35] TAKÁTS, M. *Měření emisí spalovacích motorů*. 1st ed. Praha: ČVUT Praha, 1997. 111 p. ISBN 80-01-01632-3.
- [36] MENDERA, K. Z., SPYRA, A., SMEREKA, M. In *Mass fraction burned analysis.: Journal of KONES Internal Combustion Engine*. Krakov, Poland, 2002, ISSN 1231 – 4005.



- [37] KUO, P. S. Cylinder Pressure in a Spark-Ignition Engine: A Computational model. *Journal of undergraduate sciences*, 1996, vol. 3, p. 141–145.
- [38] BEROUN, S. BLAŽEK, J. HÁJEK, T. SALHAB, Z. Výpočtový program TLAK macro-1101.xls - popis programu, 2001. České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní. http://www3.fs.cvut.cz/web/fileadmin/documents/12241-BOZEK/publikace/2001/TLAK_TLxl.pdf, Technická univerzita v Liberci; Fakulta strojní; Katedra strojů průmyslové dopravy.
- [39] GARDINER, W. C., et al. *Gas-Phase Combustion Chemistry*. 2nd ed. New York: Springer-Verlag, 2000. 543 p. ISBN 0-387-98861-0.
- [40] OTS, A. Formation and emission of compounds affecting environm. *Oil Shale*, 2005, vol. 22, no. 4S., p. 499–535. ISSN 0208-189X.
- [41] VEJVODA, J., MACHAČ, P., BURYAN, P. *Technologie ochrany ovzduší a čištění odpadních plynů..* 1st ed. Praha: VŠCHT Praha, 2003. 226 p. ISBN 80-7080-517-X.



**Příloha 1 – Základní popis motorů a složení paliva (vodíku se zemním plynem)
uváděný v dostupné literatuře**

Publikace	Objem motoru	Počet válců	Turbodmychadlo	Kompresní poměr	Způsob vstupu	Tlak vstupu	Použité palivo	Objemové procento H_2 v palivu	Připravená paliva	Poznámka
[1]	2.8	4	n/a	n/a	n/a	n/a	H_2/CNG	10;15%	tlaková láhev	Iveco Daily 2.8 CNG
[2]	6.88	6	Ano	n/a	n/a	n/a	H_2/CNG	5;10;15;20;25%	tlaková láhev	motor Mercedes
[3]	5.9	6	Ano	n/a	n/a	n/a	H_2/CNG	20%	tlaková láhev	Cummins B gas
[4]	9.4	6	Ano	n/a	n/a	n/a	H_2/CNG	8;20%	tlaková láhev	Volvo TG100
[5]	5.2	8	n/a	n/a	n/a	n/a	H_2/CNG	0;15%	tlaková láhev	Dodge Ram Wagon CNG Van
	2.4	4	Ano	n/a	n/a	n/a	H_2/CNG	100%	tlaková láhev	Mercedes Sprinter Van
	5.4	8	Ano	n/a	n/a	n/a	H_2/CNG	30%	tlaková láhev	Ford F-150 Truck
	5.4	8	Ano	n/a	n/a	n/a	H_2/CNG	50%	tlaková láhev	Ford F-150 Truck
[6]	5.9	6	Ano	10;5:1	n/a	n/a	H_2/CNG	20;32%	tlaková láhev	motor Cummins B gas
[7]	8.3	6	n/a	10:1	n/a	n/a	H_2/CNG	20%	tlaková láhev	Cummins 8.3L C Gas Plus CNG
[8]	6.234	6	n/a	10;5:1	sání	n/a	H_2/CNG	0;10;30;50%	na stanovišti	DONGFENG MOTOR CO., LTD
[9]	2.0	4	Ne	13;5:1	sání	7bar	H_2/CH_4	5;10;15%	tlaková láhev	VW
[10]	1.8	4	n/a	10:1	n/a	n/a	H_2/CH_4	10;20;30%	tlaková láhev	Ford
[11]	1.0	4	Ano	13;5:1	sání	n/a	H_2/CNG	5;10;15%	tlaková láhev	VW
[12]	0.796	3	Ne	9;4:1	sání	n/a	H_2/CNG	0;10;20;40%	tlaková láhev	HH368Q sparkignition engine
[13]	6.234	6	n/a	10;5:1	sání	n/a	H_2/CNG	0;20%	na stanovišti	DONGFENG MOTOR CO., LTD
[14]	11	6	Ano	10;5:1	sání	8bar	H_2/CNG	0;10;20;30;40%	na stanovišti	
[22]	0.61	1	Ne	8;5:1	sání	+10kPa	H_2/CH_4	0;20;40;60%	tlaková láhev	Výzkumný jednoválec
[23]	0.454	1	Ne	12;4:1	do válce	21bar	H_2/CH_4	0;30%	tlaková láhev	
[23]	0.454	1	Ne	10;4:1	do válce	21bar	CH_4	0%	tlaková láhev	
[25]	0.903	1	n/a	8:1	do válce	80bar	H_2/CNG	0;5;10;18%	tlaková láhev	



Příloha 2 – Formát textového souboru

Cycle	AI05%_1	AI10%_1	AI50%_1	AI80%_1	IMEP1	PMAX1	SPEED	DATE	SOC1	MBF5%1	MBF10%1	MBF50%1	MBF90%1	FILENAME	TIMESTAMP	IMEPav1
-	deg	deg	deg	deg	bar	bar	rpm	11.3.2011 16:58	deg	deg	deg	deg	deg	23_50_03_	20110311155849	bar
0									10,4	10,4	12,95	28,4	52,95			3,1742
1	10,75	13	25,5	45,25	3,384	16,88	1498,1									
2	16,5	19,5	36,25	61,75	2,851	14,29	1498,9									
3	9,5	11,75	27,5	47,5	3,258	16,28	1498,9									
4	10,5	12,75	25,25	47	3,319	16,59	1499,1									
5	11	14	31,25	54,5	3,11	15,26	1498,9									
:	:	:	:	:	:	:	:									
:	:	:	:	:	:	:	:									
:	:	:	:	:	:	:	:									
:	:	:	:	:	:	:	:									
145	19,75	23	41,5	63,25	2,642	14,12	1498,3									
146	8,5	10,75	25,25	48,75	3,321	16,96	1498,3									
147	10,25	12,75	27,5	55,5	3,174	15,04	1498,3									
148	9,75	12	27	48	3,268	16,28	1498,5									
149	15,75	18,5	32,75	56	3,008	14,24	1498,5									
150	8	11	30,5	57,5	3,088	16,28	1498,5									
Crank Ang	Min_poyl	Mean_poyl	Max_poyl	Min_inj	Mean_inj	Max_inj	Min_nap	Mean_napeti	Max_r	Min_prou	Mean_prou	Max_prou	Max_prou	Q01	Int1	
deg	bar	bar	bar	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	kJ/m3deg	kJ/m3	
-360	0,728	0,919	1,037	4,3628	4,372	4,378	-0,0469	-0,041998	-0,04	-0,1762	0,483	1,8973	-1,823	0	0	
-359	0,785	0,913	0,982	4,3628	4,368	4,378	-0,0469	-0,042584	-0,04	-0,1192	0,3331	1,747	-1,823	0	0	
-358	0,785	0,904	0,986	4,3628	4,369	4,373	-0,0469	-0,04288	-0,04	-0,1658	0,2052	1,6174	-1,823	0	0	
-357	0,804	0,895	0,973	4,3576	4,369	4,373	-0,0469	-0,042169	-0,04	-0,1399	0,1154	1,4878	-1,823	0	0	
-356	0,772	0,879	0,961	4,3628	4,369	4,373	-0,0469	-0,042099	-0,04	-0,1866	0,0667	1,3479	-1,823	0	0	
-355	0,779	0,865	0,973	4,3628	4,368	4,373	-0,0469	-0,042445	-0,04	-0,0829	0,0267	1,2234	-1,823	0	0	
-354	0,729	0,847	0,967	4,3628	4,369	4,378	-0,0469	-0,042272	-0,04	-0,0777	0,0067	1,0731	-1,823	0	0	
-353	0,728	0,821	0,91	4,3576	4,369	4,378	-0,0469	-0,042169	-0,04	-0,1088	-0,0137	0,9383	-1,823	0	0	
-352	0,703	0,799	0,885	4,3628	4,369	4,378	-0,0469	-0,042378	-0,04	-0,057	-0,0209	0,7569	-1,823	0	0	
-351	0,672	0,772	0,847	4,3628	4,369	4,378	-0,0469	-0,042169	-0,04	-0,1088	-0,0297	0,3733	-1,823	0	0	
-350	0,615	0,743	0,822	4,3628	4,369	4,373	-0,0469	-0,042238	-0,04	-0,0684	-0,0345	0,0052	-1,823	0	0	
:	:	:	:	:	:	:	:	:	:	:	:	:	:	:	:	
:	:	:	:	:	:	:	:	:	:	:	:	:	:	:	:	
:	:	:	:	:	:	:	:	:	:	:	:	:	:	:	:	
:	:	:	:	:	:	:	:	:	:	:	:	:	:	:	:	
350	0,653	0,963	1,25	4,3576	4,368	4,373	-0,0469	-0,042791	-0,04	2,2758	3,072	3,8516	0,267	845,26	845,26	
351	0,772	0,964	1,156	4,3576	4,369	4,378	-0,0469	-0,043171	-0,04	1,8284	2,7859	3,5717	0,267	845,26	845,26	
352	0,804	0,959	1,131	4,3628	4,369	4,373	-0,0469	-0,042895	-0,04	1,6226	2,5126	3,3488	0,267	845,26	845,26	
353	0,847	0,971	1,099	4,3576	4,369	4,378	-0,0469	-0,043068	-0,04	1,0835	2,2386	3,1415	0,267	845,26	845,26	
354	0,772	0,961	1,131	4,3576	4,369	4,378	-0,0469	-0,042549	-0,04	0,8606	1,9688	2,96	0,267	845,26	845,26	
355	0,785	0,953	1,118	4,3628	4,369	4,378	-0,0469	-0,043102	-0,04	-0,0622	1,712	2,789	0,267	845,26	845,26	
356	0,772	0,944	1,074	4,3576	4,369	4,378	-0,0469	-0,043206	-0,04	-0,171	1,4489	2,6127	0,267	845,26	845,26	
357	0,791	0,944	1,062	4,3628	4,369	4,378	-0,0469	-0,043137	-0,04	-0,1606	1,1634	2,4261	0,267	845,26	845,26	
358	0,823	0,937	1,055	4,3576	4,369	4,394	-0,0469	-0,042722	-0,04	-0,2073	0,8984	2,2395	0,267	845,26	845,26	
359	0,829	0,929	1,036	4,3628	4,369	4,373	-0,0469	-0,04286	-0,04	-0,171	0,6511	2,0477	0,267	845,26	845,26	

[illegible]

**Příloha 3 – Složení zemního plynu**

Centrální laboratoř pro kvalitu plynů

PROTOKOL

průměrných hodnot naměřených v uzlovém bodu Bylany

za měsíc: **listopad**rok: **2008**podmínky měření t_1/t_2 [°C]: 15/15

metan	[mol%]	97,982
etan	[mol%]	0,739
propan	[mol%]	0,204
iso-butan	[mol%]	0,032
n-butan	[mol%]	0,030
iso-pentan	[mol%]	0,004
n-pentan	[mol%]	0,003
C₆	[mol%]	0,013
CO₂	[mol%]	0,039
N₂	[mol%]	0,795
celk. síra	[mg/m ³]	<1
spalné teplo (podle měsíčního předávacího protokolu)	[kWh/m ³]	10,512
výhřevnost	[kWh/m ³]	9,468
hutnota		0,565
hustota	[kg/m ³]	0,692
Wobbeho index	[kWh/m ³]	13,98
rosný bod	[°C]	-19
rosný bod při 3,92MPa	[°C]	-21

vyhotovil (datum, jméno)	1.12.2008
zodpovídá	J.Bendová

RWE Transgas Net, s.r.o.

V Olšinách 75, 100 00 Praha 10 - Strašnice



centrální laboratoř pro kvalitu plynů

PROTOKOL

průměrných hodnot naměřených v uzlovém bodu Bylany 1

za měsíc: **březen**

rok: **2011**

podmínky měření t_1/t_2 [°C]: 15/15

metan	[mol%]	98,546
etan	[mol%]	0,593
propan	[mol%]	0,120
iso-butan	[mol%]	0,034
n-butan	[mol%]	0,034
iso-pentan	[mol%]	0,006
n-pentan	[mol%]	0,003
C_6^+	[mol%]	0,001
CO ₂	[mol%]	0,018
N ₂	[mol%]	0,646
celk. síra	[mg/m ³]	<1
hutnota		0,563
hustota	[kg/m ³]	0,689
Wobbeho index	[kWh/m ³]	14,01
rosný bod	[°C]	-16
rosný bod při 3,92MPa	[°C]	-19

vyhotovil (datum, jméno)	1.4.2011
zodpovídá	J.Bendová

NET4GAS

Na Hřebenech II 171/8, 140 21 Praha4 - Nusle



Příloha 4 – Čistota vodíku



→ Datový list

Vodík 3.0

Čistota, %obj.: $\geq$ 99,9%

Příměsi: H_2O $\leq$ 100ml.m⁻³
 O_2 $\leq$ 50ml.m⁻³
 N_2 $\leq$ 500ml.m⁻³
(1 ml.m⁻³=1 ppm obj.)

Způsob dodání: Tlakové lahve

Objem [l]	Plnicí tlak [bar]	Objem náplně při tlaku 1bar [m3]	Pozn.
10	200	1,8	na objednávku
40	150	5,6	
50	200	9,0	

Svazky lahví

Objem [l]	Plnicí tlak [bar]	Objem náplně při tlaku 1bar [m3]	Pozn.
svazek 12x 50l	200	108,0	

Značení lahve dle EN 1089-3: Barva horní zaoblené části červená odstín RAL3000
Barva válcové části červená odstín RAL3000

Značení vyražením: VODÍK

Typ ventilu: láhev 200bar W21,8 LH
svazek 200bar W21,8 LH

Nálepky: Bezpečnostní nálepka dle ČSN EN ISO 7225: 2007 a předpisu ADR pro UN 1049 - VODÍK, STLAČENÝ s bezpečnostními značkami, bezpečnostními a rizikovými větami a názvem materiálu
Páska s nápisem "ICC- Plná láhev" kolem klobouku



→ Vodík 3.0

strana 2 ze 2

Vlastnosti: Vodík je plyn bez barvy a zápachu.

Je nejeďovatý, vysoce hořlavý, velmi lehký, nezůstává volný a snadno reaguje s jinými chemickými látkami.
Klasifikace podle zákona č. 356/ 2003 Sb.: F+: extrémně hořlavý.

Chemický vzorec	H ₂	
Molární hmotnost	2,016	g.mol ⁻¹
Relativní hustota plynu (vzduch = 1)	0,0695	
Hustota plynu při 15°C a 101,3kPa	0,085	kg.m ⁻³
Bod varu při 101,3kPa	teplota	-252,8 °C
	výparné teplo	454,3 kJ.kg ⁻¹
Trojný bod	teplota	-259,3 °C
	tlak	7,20 kPa
Kritický bod	teplota	-240,0 °C
	tlak	1298,0 kPa
Teplota vznícení	ve vzduchu	510 °C
Teplotní třída		T1
Meze výbušnosti se vzduchem	horní	74,5 % obj.
	dolní	4,0 % obj.
Skupina výbušnosti		IIC
Mezní bezpečnostní spára		0,29 mm
Výhřevnost		14,004 MJ.kg ⁻¹
Tepelná vodivost		168,35 mW.m ⁻¹ .K ⁻¹
Vhodné hasivo		tříštěná voda hasicí prášky

Prepočtové hodnoty:	m ³ plynu (101,3 kPa, 15°C)	litry kapaliny (101,3 kPa)	kg
1	1,188		0,0841
0,842	1		0,0708
11,891	14,124		1

Použití: Topný plyn v autogenní technice při svařování ušlechtilých a neželezných kovů.

Topný plyn při zpracování křemene.
Redukční prostředek v chemii a metalurgii.
Chladivo generátorů.
Alternativní palivo pro spalovací motory.
Nosný plyn pro analyzátoři, např. nosný plyn v plynové chromatografii.
Topný plyn pro plamenové ionizační detektory.
Použití v potravinářství.

Bezpečnost: Bezpečnostní list (BL8360) podle nařízení EP a Rady (ES) č.1907/ 2006 na vyžádání.
ČSN 07 8304, ČSN 65 4435**Jiné formy dodávek:** Vodík 4.0, 5.0, ECD, 5.3, 5.6, 6.0.
Vodík 5.0 kapalný, vodík LI-PUR kapalný, deuterium.
Směs dusík/ vodík- FORMOVACÍ PLYN.
Směs argon/ vodík- VARIGON H.
Směs argon/ vodík pro spektrometrii.
Plynné směsi a kalibrační plyny s příměsí vodíku.

Linde Gas a.s.
U Technoplynu 1324, 198 00 Praha 9 Kyje
Tel.: 800 121 121, www.linde-gas.cz

V případě Vašich dotazů je Vám k dispozici odborný personál v našich prodejních centrech a Zákaznickém centru 800 121 121

Form 1151/S 10.2010

DL 0103/07 04.11