

VLIV OBSAHU CO₂ V PALIVU NA PARAMETRY PLYNOVÉHO MOTORU

Marcel Škarohlíd

FS ČVUT Praha, Výzkumné centrum automobilů a spalovacích motorů Josefa Božka, Technická 4, 166 07 Praha 6
e-mail: marcel.skarohlid@fs.cvut.cz

Odstraňování/čištění CO₂ z plyných paliv jako nežádoucí příměs je současný trend. Na rozdíl od tohoto trendu tento článek popisuje výhody přítomnosti CO₂ v plyném palivu na základní parametry motoru, jako je střední indikovaný tlak, indikovaná účinnost a produkce NO_x. Příspěvek detailně analyzuje vztah mezi součinitelem přebytku vzduchu, úhlem předstihu a hmotnostní podílem CO₂ v palivu. Z výsledků vyplývá, že zvýšení hmotnostního podílu CO₂ v palivu umožňuje zvýšit pro konstantní úroveň emisí NO_x výkon motoru a optimalizovaný podíl CO₂ umožňuje zvýšit indikovanou účinnost motoru.

Došlo: 2. 8. 2011, přijato 14. 9. 2011

1. Úvod

V současné době světové zásoby fosilních paliv ukazují naléhavou potřebu využívání alternativních zdrojů paliv. Bioplyn, který je jedním z takových alternativních zdrojů, je zejména široce používán v oblasti kombinované výroby tepla a elektřiny. Oxid uhličitý je významnou součástí bioplynu a jeho obsah v bioplynu může dosáhnout i 70 % hm. [1]. Oxid uhličitý je považován za nežádoucí příměs, a proto existuje intenzivní snaha o jeho odstranění z plyného paliva.

Oxid uhličitý je hasicí prostředek a jeho přítomnost v palivu snižuje zápalnost, hořlavost a rychlost hoření směsi [2]. Kvůli těmto vlastnostem oxid uhličitý zpomaluje spalovací proces ve spalovacích motorech. Zpomalení spalování vyvolává dohořívání směsi během otevření výfukového ventilu. Dohořívání zvyšuje teplotu výfukových plynů ve výfukovém systému a vzniklé vysoké teploty vyvolávají intenzivní degradaci celého výfukového systému (včetně ventilů, sběrače, turbínové skříně a výfukového potrubí) [3-6]. Bez jakékoliv optimalizace zpomalené spalování deformuje pracovní cyklus motoru a tím zhoršuje střední indikovaný tlak (při konstantních otáčkách přímo úměrný indikovanému výkonu) a indikovanou účinnost motoru [2]. Pro automobilové použití přítomnost oxidu uhličitého v palivu snižuje jeho výhřevnost a s ohledem na velikost zásobníků výrazně omezuje dojezd vozidla. Z těchto důvodů se zdá, že pro spalování v plyných motorech je vhodné a smysluplné čistit bioplyn od přítomnosti CO₂.

Během doby, kdy autor pracoval na vývoji stacionárních plyných motorů, vykonal velké množství experimentů s bioplynovými motory chudé koncepce. Mimo jiné optimalizoval desítky bioplynových stacionárních motorů pro spalování konkrétních bioplynů nejrůznějšího původu. Tyto experimenty a optimalizace ale byly nesystémové z hlediska vlivu oxidu uhličitého na parametry motoru a byly jen zaměřeny na vliv konkrétních bioplynů na parametry motorů. Z této činnosti, kdy byly dlouhodobě prozkoumány základní parametry motoru, byly vyvozeny následující závěry, které se ale

překvapivě liší od výše uvedených všeobecně uznávaných tvrzení a naznačují, že požadavek na odstranění CO₂ z paliva není zcela oprávněný:

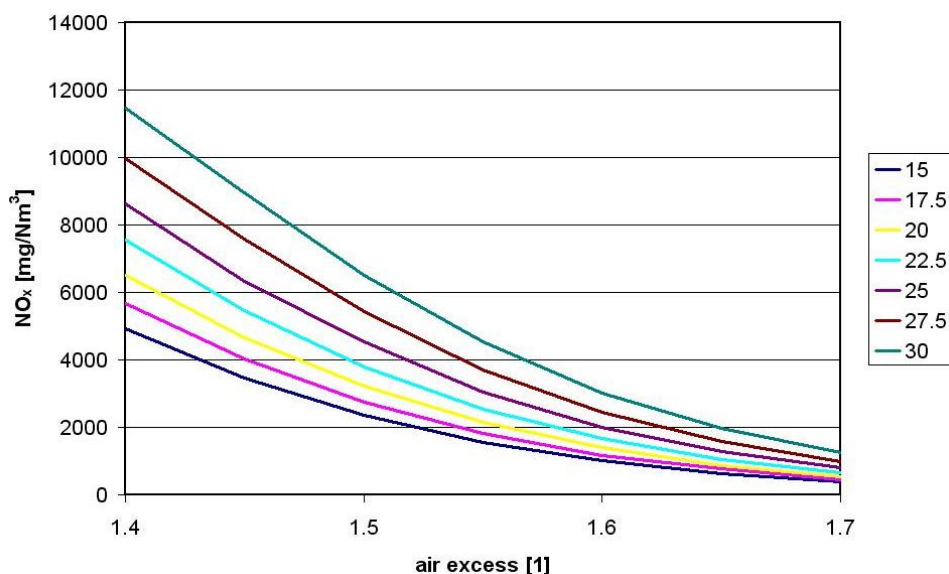
- zvýšení podílu CO₂ v palivu umožňuje zvýšení výkonu motoru při zachování konstantní úrovně emisí NO_x,
- vliv zvýšení podílu CO₂ v palivu při zachování konstantní úrovně emisí NO_x na indikovanou účinnost je nejednoznačný a může existovat optimální podíl (pro daný motor a nastavení předstihu zážehu), při kterém lze dosáhnout vyšší indikovanou účinnost než je účinnost pro hodnotu nulového podílu CO₂ v palivu.

Cílem tohoto příspěvku je tak teoretické potvrzení, extrapolace a zobecnění těchto experimentálních poznatků.

2. Přístup

Vliv CO₂ v palivu na parametry motoru je teoreticky ověřen pomocí komerčního SW GT-Power [7]. Tento software je 0-D (v některých případech 1-D) matematický model. Program popisuje chování motoru tak dobře, jak získá správný model vlivu oxidu uhličitého na spalování v motoru. Spalování v motoru je v programu definováno průběhem podílu shořelého paliva (směsi) v závislosti na natočení úhlu klikové hřídele. Od tohoto průběhu se přes v programu nastavený chemický mechanismus odvozuje průběh vývinu tepla hořením. K popisu vlivu složení paliva na oba průběhy byl použit iterativní regresní model odvozený autorem [8]. Průběh vývinu tepla hořením ovlivňuje vlastní pracovní cyklus motoru, tzn. zejména průběh tlaku a teploty ve válci motoru. Od těchto průběhů jsou poté v programu určeny ostatní parametry celého motoru.

Obr. 1 ukazuje závislost úrovně emisí NO_x na součiniteli přebytku vzduchu pro různé hodnoty úhlu předstihu zážehu. Tento snímek je pro nulový obsah oxidu uhličitého v palivu. Chceme-li popsat vliv dalšího parametru (v našem případě oxidu uhličitého), je nutné provést podrobnou parametrickou studii.



Obr. 1 Průběh produkce NO_x v závislosti na součiniteli přebytku vzduchu pro hodnoty předstihu zážehu v rozmezí 15° až 30° před horní úvratí

Vytvořený model motoru byl tedy proto detailně testován pro různé podíly CO₂ v palivu. Zbývající složkou paliva je vždy CH₄. Součinitel přebytku vzduchu a předstih zážehu jsou další proměnné parametry motoru. Škrtkicí klapka je plně otevřená. Otáčky turbodmychadla jsou proměnné a závisí na modelu turbodmychadla, teplota směsi za mezichladičem je proměnná a závisí na modelu mezichladiče plnicí směsi. Ostatní parametry motoru a okolní podmínky jsou konstantní. Konstantní úroveň emisí NO_x byla zachována pomocí současné změny nastavení součinitele přebytku vzduchu a předstihu zážehu.

3. Popis motoru

Modelovaný motor je odvozen od existujícího přeplňovaného plynového motoru na zemní plyn, který byl přestavěn z naftového provedení speciálně pro laboratorní účely jako typický zástupce zážehového motoru. Zvolené turbodmychadlo bylo použito k zvýšení plnicího tlaku, který je obvykle dosahován u stechiometrických motorů. Výkonný vodou chlazený mezichladič byl instalován jako součást periferie motoru. Základní parametry modelovaného motoru jsou uvedeny v tab. 1.

4. GT-Power model motoru

Pro modelování přeplňovaného motoru je použit software GT-Power. Základ GT-Power modelu motoru je převzat z [9]. Model motoru byl vytvořen a kalibrován podle výsledků experimentů pomocí metody třítlakové analýzy. Model je upraven pro účely ověření iterativního regresního modelu.

Tab. 1 Základní parametry motoru

Označení motoru	4×Ø102/120
Geometrie motoru	
Počet válců	4
Vrtání	102 mm
Zdvih	120 mm
Objem	3,92 l
Kompresní poměr	12:1
Počet ventilů/válec	4
Výkonové parametry motoru	
Testovací otáčky	1500 min ⁻¹
Maximální otáčky	2800 min ⁻¹
Maximální moment	600 Nm @ 1500 - 1600 min ⁻¹
Maximální výkon	125 kW @ 2400 - 2800 min ⁻¹
Turbodmychadlo	
Výrobce	CZ C12
Řízení	Není
Maximální plnicí tlak	2,4 bar
Mezichladič	Vzduch - voda
Tvorba směsi	
Koncepce	Centrální směšovač
λ	1,4-1,9
Regulace bohatosti směsi	Zpětnovazební lambda regulace
Systém EGR	Není
Řídící jednotka	
Elektronická řídicí jednotka	A/F regulace, řízení zapalování, řízení škrtkicí klapky

Pro simulaci spalování daného paliva v plynovém zážehovém motoru je použit v programu GT-Power uživatelský model spalování [10] vycházející z iteračního regresního modelu spalování [8]. Tento model spalování - vývinu tepla hořením ve válci motoru principiálně vychází z modelu dle Csallner-Woschniho [11], kdy pro referenční režim motoru je známý referenční průběh vývinu tepla. Tento průběh v novém provozním bodě motoru se stanoví natažením nebo stlačením referenčního průběhu podél úhlové souřadnice tak, aby nově stanovený průběh hoření procházel význačnými body. Ty popisují počátek hoření (bod pro 2, 5 a 10 % uvolněného tepla), oblast maxima rychlosti hoření (50 % uvolněného tepla) a konec hoření (90 a 95 % uvolněného tepla). V etapě dohořívání se použije referenční průběh beze změny.

Význačné body jsou určeny součinem hodnoty referenčních význačných bodů a k nim příslušejícím přepočítávacím koeficientům, které jsou určeny jako součinná funkce efekt faktorů jednotlivých provozních parametrů. Těmi jsou součinitel přebytku vzduchu λ , úhel předstihu zážehu α_{1Z} , teplota T_{cyl60} a tlak p_{cyl60} ve válci v kompresním zdvihu 60° před horní úvratí, otáčky RPM a obsah zbytkových plynů RGC ve válci. V tomto modelu mezi provozní parametry jsou zahrnuty i parametry použitého paliva, které jsou vyjádřeny hmotnostním podílem těchto složek: CO, CO₂, N₂, H₂, C₂H₆, C₃H₈ a C₄H₁₀. Zbytkovým plynem je vždy CH₄.

Efekt faktory jsou navrženy jako polynomičká funkce čtvrtého řádu provozních parametrů vztažených k referenčním parametrům. Polynomičké koeficienty jsou určeny pomocí iterační více-parametrické lineární regrese.

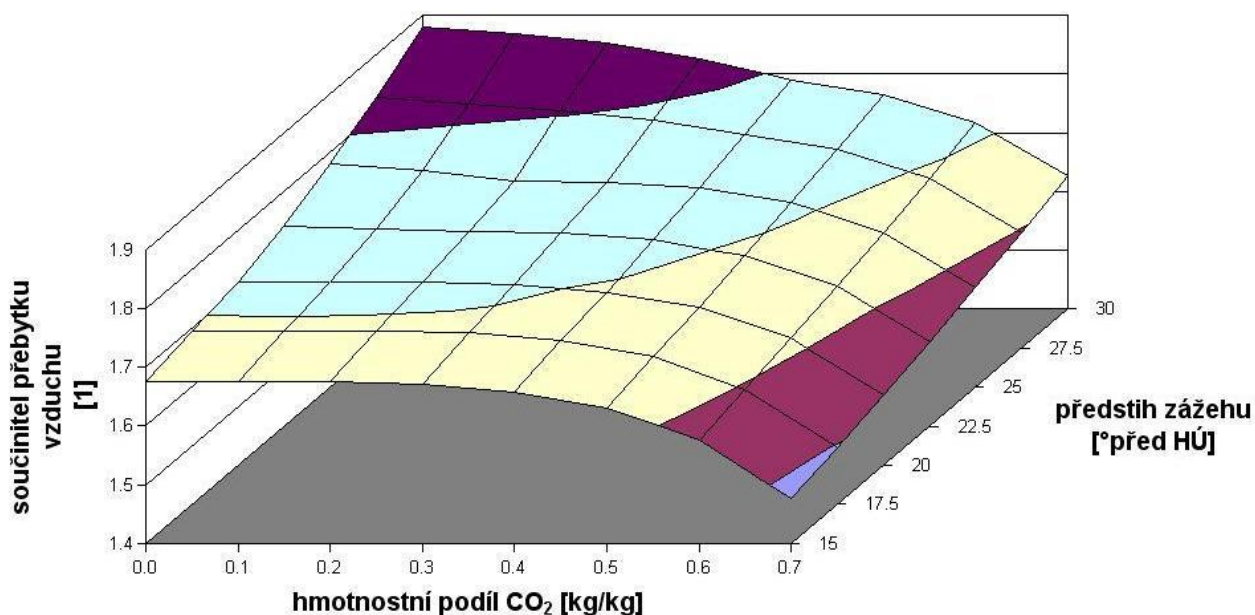
Jelikož výstupem z uživatelského modelu a vstupem do hlavního programu GT-Power je křivka průběhu spáleného paliva, je nutné průběh uvolněného tepla hořením transformovat na průběh spáleného paliva. Této transformace je dosaženo pomocí korekční procedury, kdy model vývinu tepla vkládá do GT-Power takový tvar průběhu spáleného paliva, aby se konečný průběh vývinu tepla generovaný v GT-Power shodoval s průběhem určeným v uživatelském modelu.

Pro výpočet odvodu tepla ze spalovacího motoru je použit vztah dle Eichelberga, který dle experimentálních poznatků pracoviště autora lépe popisuje odvod tepla v plynovém zážehovém motoru. Pro vlastní použití tohoto vztahu je v programu GT-Power nutné použít uživatelský model přestupu tepla [12]. Tento model na základě tlaku a teploty ve válci a střední pístové rychlosti určí součinitel přestupu, který vstupuje do hlavního procesu v GT-Power.

Pro výpočet množství oxidů dusíku vyprodukovaných motorem je použit standardní dvouzónový GT-Power model, využívající Zeldovičova mechanismu.

5. Výsledky

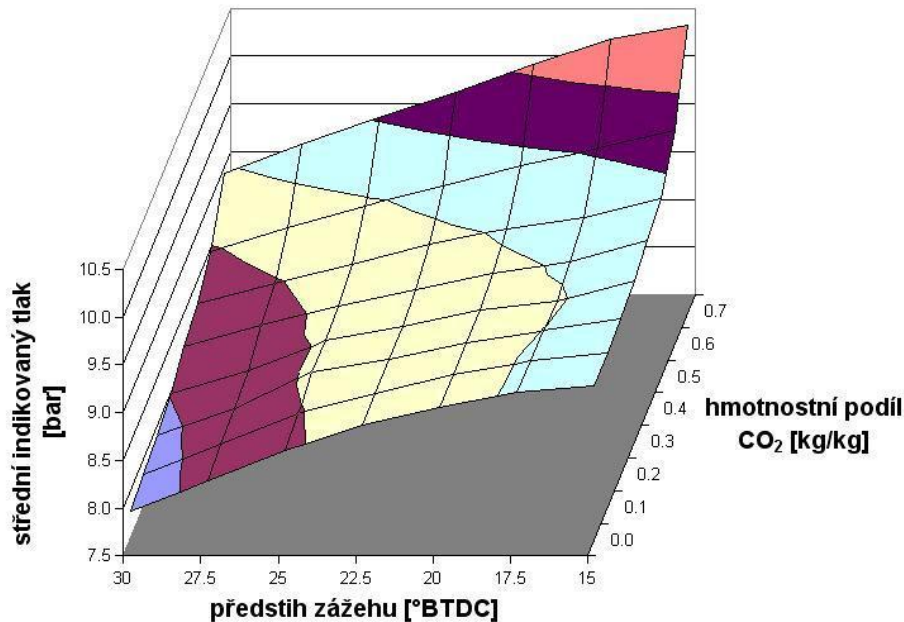
Obr. 2 ukazuje potřebný průběh součinitele přebytku vzduchu v závislosti na předstihu zážehu a hmotnostním podílu CO₂ v palivu pro konstantní úroveň emisí NO_x dle předpisu [13], tj. 500 mg/Nm³. Všeobecně známá závislost mezi předstihem zážehu, součinitelem přebytku vzduchu a emisemi NO_x je zobrazena pro nulový podíl CO₂ v palivu. Vzájemný vztah mezi CO₂ v palivu a předstihem zážehu umožňuje obohacení směsi při zachování konstantní úrovně emisí NO_x.



Obr. 2 Závislost součinitele přebytku vzduchu na podílu CO₂ v palivu a předstihu zážehu pro konstantní produkci NO_x

Obr. 3 ukazuje průběh středního indikovaného tlaku (při konstantních otáčkách motoru ekvivalent indikovaného výkonu) v závislosti na předstihu zážehu a hmotnostním podílu CO₂ v palivu pro konstantní úroveň

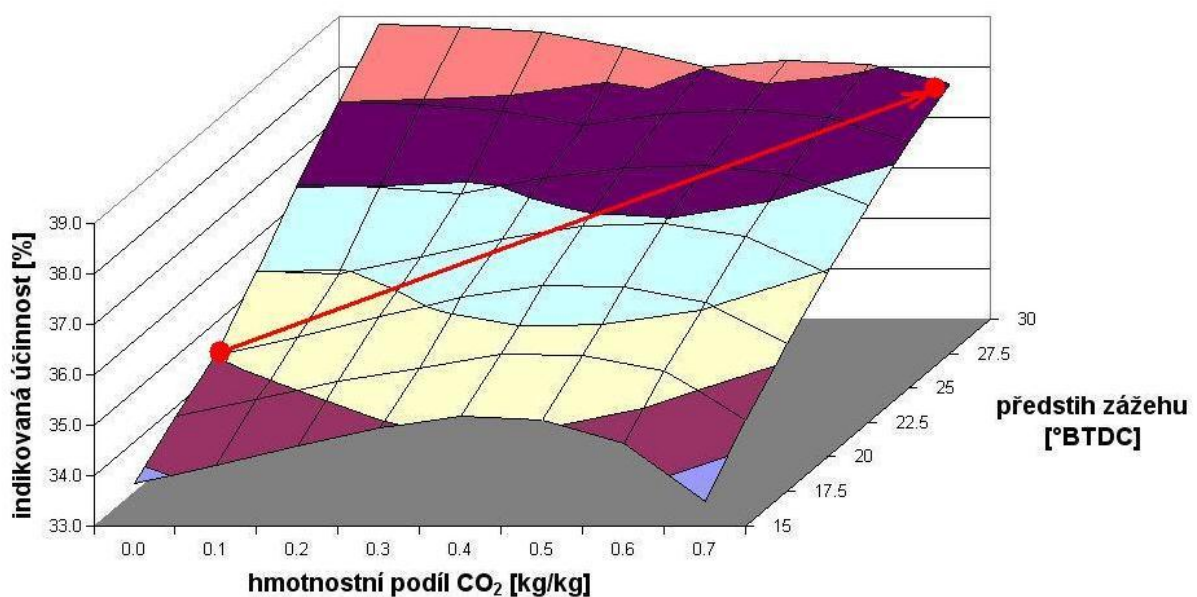
emisí NO_x. Vzrůstající podíl CO₂ umožňuje dosažení vyšších hodnot středního indikovaného tlaku při zachování konstantní úrovně emisí NO_x.



Obr. 3 Závislost středního indikovaného tlaku na podílu CO₂ v palivu a předstihu zážehu pro konstantní produkci NO_x

Obr. 4 ukazuje průběh indikované účinnosti motoru v závislosti na předstihu zážehu a hmotnostním podílu CO₂ v palivu pro konstantní úroveň emisí NO_x. Vliv podílu CO₂ není jednoznačný a lze nalézt optimální podíl pro získání nejvyšší účinnosti. Pro nižší hodnoty podílu s růstem podílu CO₂ roste indikovaná účinnost,

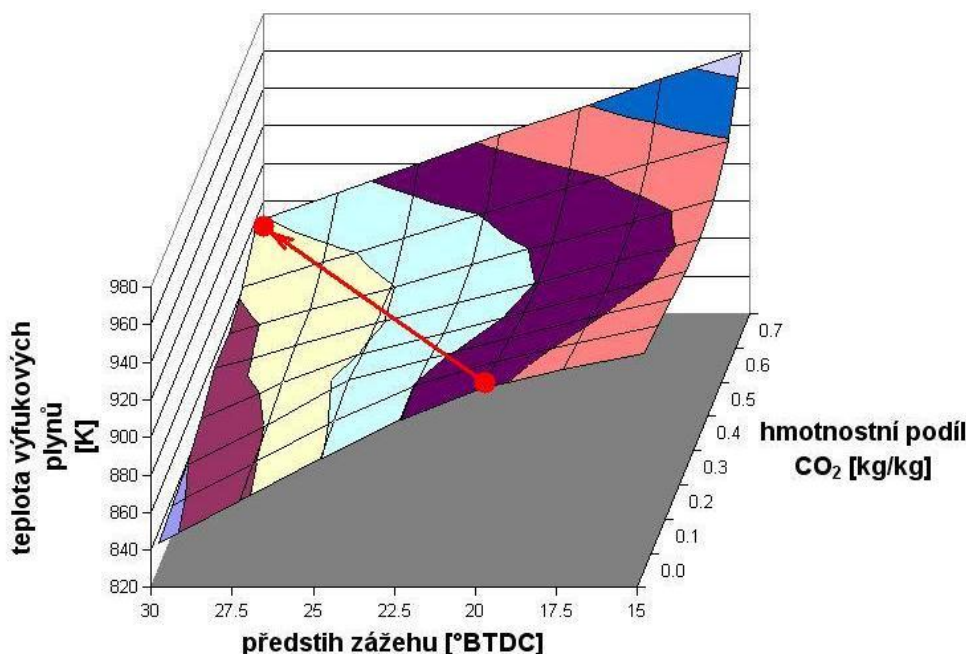
pro vyšší hodnoty s růstem podílu CO₂ indikovaná účinnost klesá. Dále jsou v obrázku zobrazeny červenými body dva režimy a šipkou přechod mezi nimi, jejichž zobrazení bude vysvětleno v následujících odstavcích.



Obr. 4 Závislost indikované účinnosti na podílu CO₂ v palivu a předstihu zážehu pro konstantní produkci NO_x

Obr. 5 ukazuje průběh teploty výfukových plynů v závislosti na předstihu zážehu a hmotnostním podílu CO₂ v palivu pro konstantní úroveň emisí NO_x. Vzrůstající podíl CO₂ zvyšuje teplotu výfukových plynů při

zachování konstantní úrovně emisí NO_x. Je nutné podotknout, že tento růst teploty je dle předchozího doprovázen růstem indikovaného výkonu motoru.



Obr. 5 Závislost teploty výfukových plynů na podílu CO₂ v palivu a předstihu zážehu pro konstantní produkci NO_x

Pro komplexnější pohled na tento problém jsou zde uvedeny obr. 6, obr. 7 a obr. 8, které popisují chování pracovní látky během pracovního cyklu motoru. Pro konstantní úroveň emisí NO_x a středního indikovaného tlaku (indikovaného výkonu) jsou zde zobrazeny dva režimy, které se liší hmotnostním podílem CO₂ (0 a 0,7), úhlem předstihu zážehu (20° a 30° před horní úvrtí) a součinitelem přebytku vzduchu (1,71 a 1,63). Indikovaná účinnost je lepší pro režim s vyšším podílem CO₂ v palivu (35,3 % vs. 37,7 %). Tyto režimy jsou také zobrazeny v obr. 4 a obr. 5 červenými body.

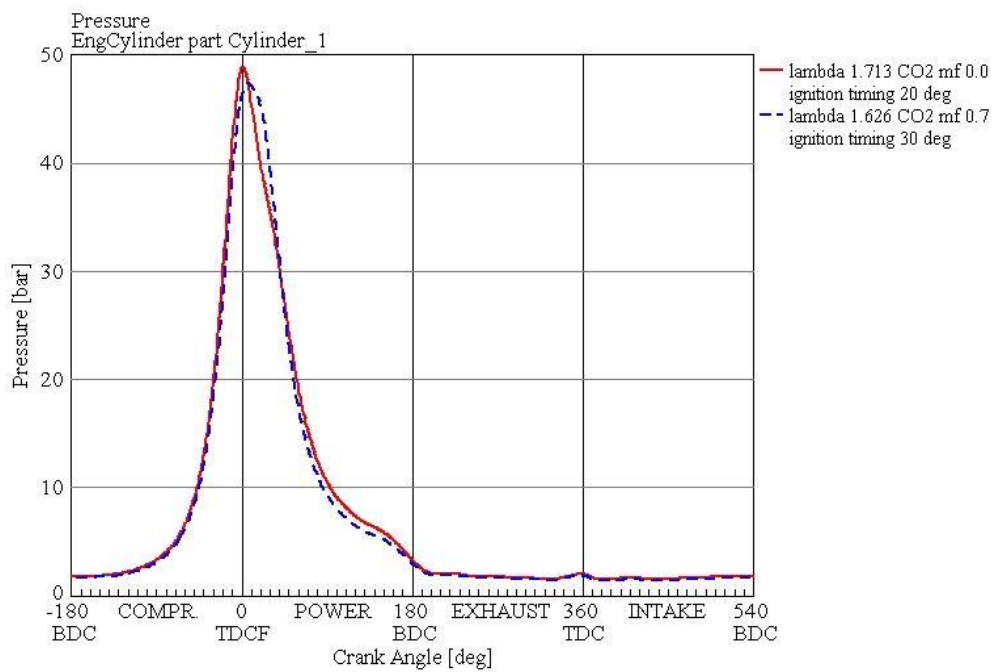
Dle obr. 6 vyšší hodnoty podílu CO₂ v palivu umožňují i přes nastavenou bohatší směs a výrazně vyšší nastavení úhlu předstihu zážehu snížit hodnoty maximálního spalovacího tlaku ve válci, který může být považován za ekvivalent pevnostního namáhání motoru.

Dle obr. 7 režim s vyšším podílem CO₂ dosahuje vyšší hodnoty maximální spalovací teploty ve válci, nicméně po dosažení maximální hodnoty poklesnou

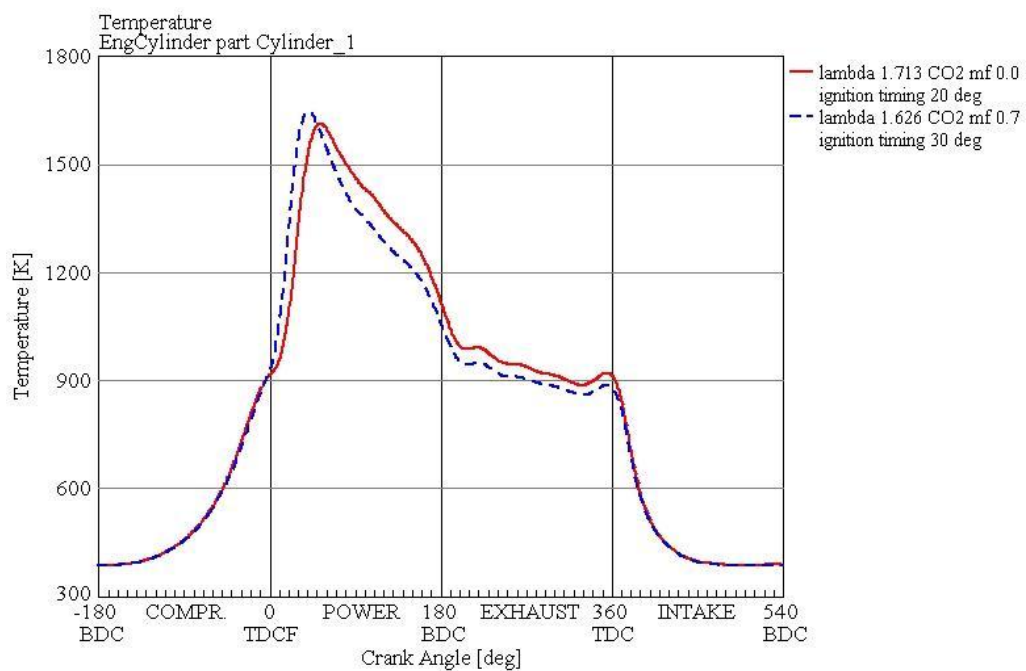
teploty na nižší hodnoty než pro režim s nižším podílem oxidu uhličitého. V okamžiku otevření výfukového ventilu bude teplota ve spalovacím prostoru nižší, tudíž se sníží i teplota výfukových plynů. Z obr. 5 při porovnání teplot pro oba režimy dojdeme k závěru, že zvyšováním podílu CO₂ v palivu se pro konstantní hladinu NO_x a středního indikovaného tlaku umožní snížení teploty výfukových plynů.

Je potřeba zdůraznit, že z hlediska vlivu teploty na surovou produkci NO_x je příznivější průběh s nižším podílem CO₂, ale po finální korekci na obsah kyslíku ve spalínách dle emisního limitu [13] jsou oba průběhy rovnocenné.

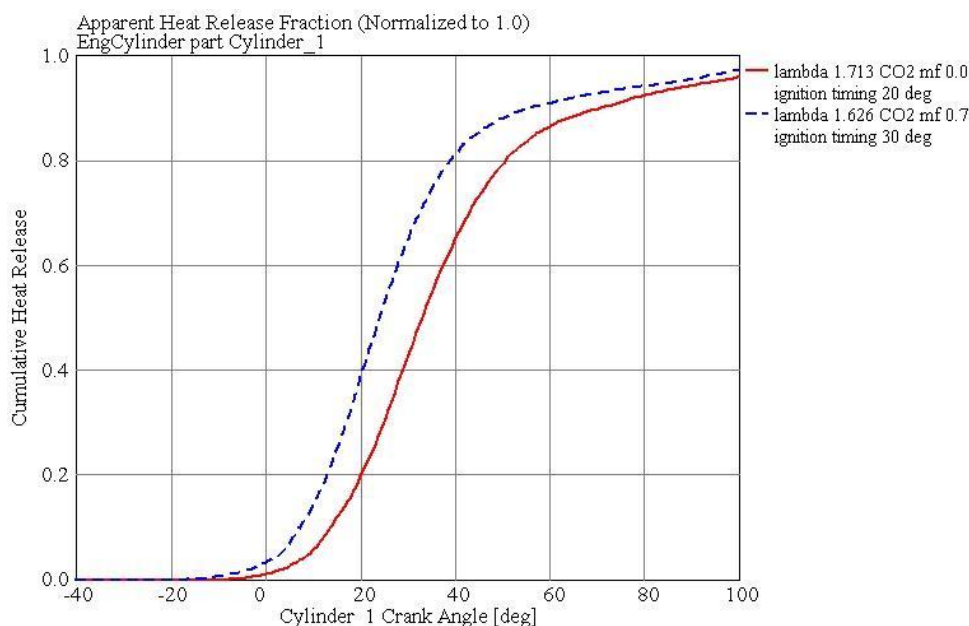
Přestože vzrůstající podíl CO₂ v palivu zpomaluje hoření, nastavená bohatší směs a výrazně vyšší nastavení úhlu předstihu zážehu dle obr. 8 urychlí průběh vývinu tepla hořením. Toto urychlení je primární příčinou dosažené vyšší indikované účinnosti pro režim s vyšším podílem oxidu uhličitého.



Obr. 6 Průběh tlaku ve válci v závislosti na úhlu natočení klikové hřídele



Obr. 7 Průběh teploty ve válci v závislosti na úhlu natočení klikové hřídele



Obr. 8 Průběh vývinu tepla hořením v závislosti na úhlu natočení klikové hřídele

6. Závěr

Výsledky detailní simulační parametrické studie vlivu CO₂ v palivu na parametry motoru korespondují s experimentálními zkušenostmi. Zvýšení hmotnostního podílu CO₂ v palivu umožní zvýšení výkonu motoru a optimalizovaný podíl umožní zvýšit indikovanou účinnost motoru, vše platné pro konstantní úroveň emisí NO_x (dosažené současnou změnou součinitele přebytku vzduchu). Výsledky také potvrzují obecně známou závislost růstu teploty výfukových plynů s rostoucím podílem CO₂ (spolu s rostoucím indikovaným výkonem).

Výsledky navíc ukazují, že pro konstantní úroveň emisí NO_x a konstantní hladinu středního indikovaného tlaku (při konstantních otáčkách motoru ekvivalent indikovaného výkonu) zvýšení podílu CO₂ v palivu umožní zvýšení indikované účinnosti motoru, snížení pevnostního namáhání motoru a překvapivě také snížení teploty výfukových plynů.

Výsledky článku lze v praxi využít v oblasti nasazení kogeneračních jednotek poháněných bioplyny. Ze závěrů článku vyplývá, že požadavek na odstranění či snížení obsahu CO₂ v palivu není z hlediska energetických parametrů motoru a jeho pevnostního a teplotního namáhání opodstatněný. Výrobci motorů do kogeneračních jednotek při nasazení motoru původně vyvinutého pro spalování běžného zemního plynu z hlediska zvyšování podílu CO₂ v alternativním palivu se nemusí obávat poklesu výkonu a účinnosti a snížení životnosti motoru (mimo pro autora neznámého vlivu CO₂ na degradaci motorového oleje).

I přes prezentované výhody je nutné podotknout, že pro automobilové použití přítomnost oxidu uhličitého

v palivu snižuje jeho výhřevnost, zvyšuje nároky na zásobník paliva (a jeho hmotnost) a tím následně výrazně omezuje dojezd vozidla a pro toto automobilní použití je odstranění CO₂ z paliva smysluplné.

Poděkování

Výsledky prezentované v tomto článku byly získány v rámci účasti autora pracoviště na integrovaném projektu MŠMT ČR č. 7E09027 - Integrated Gas Powertrain – Low Emission, CO₂ optimized and efficient CNG engines for passenger cars (PC) and light duty vehicles (LDV).

Literatura

1. Ross C. C., Drake T. J.: The handbook of Biogas Utilization, U.S. Department of Energy, Southeastern Regional Biomass Energy Program Tennessee Valley Authority, Muscle Shoals, Alabama, Second Edition, July 1996.
2. Karim G. A., Wierzbka I.: Methane-Carbon Dioxide Mixtures as a Fuel. SAE Paper No. 921557
3. Turbochargers. Caterpillar Inc., Reference book SEBV0550, 1991
4. Engine Valves. Caterpillar Inc., Reference book SEBV0551, 1991
5. Piston, Rings and Liners. Caterpillar Inc., Reference book SEBV0553, 1991
6. Principles of Wear, Caterpillar Inc., Reference book SEBV0554, 1991
7. GT-Power - GT-Suite Version 6.2, Gamma Technologies Inc., USA, 2000

8. Škarohlíd M.: Modelling of influence of Biogas Fuel Composition on parameters of automotive engines. SAE Paper No. 2010-01-0542, Modeling of SI and Diesel Engines, 2010 ISBN 978-0-7680-3418-9
9. Vávra J., Macek J., Vitek O., Takáts M.: Investigation of Radial Turbocharger Turbine Characteristics under Real Conditions. SAE Paper No. 2009-01-0311
10. Škarohlíd M.: GTIusr62_dp - Dynamic linked library for GT-Power version 6.2, 2010
11. Csalner P., Woschni G.: Zur Vorausberechnung des Brennverlaufes von Ottomotoren bei geänderten Betriebsbedingungen. MTZ 1982, No.5
12. Škarohlíd M.: GTIusr70_dp - Dynamic linked library for GT-Power version 7.0, 2010
13. TA-Luft - Technical Instructions on Air Quality Control (Technische Anleitung zur Reinhaltung der Luft), German Federal Ministry for Environment, Nature Conservation and Nuclear Safety (Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit), 2002

Summary

Marcel Škarohlíd

*CTU in Prague, Faculty of Mechanical Engineering,
Josef Bozek Research Centre of Engine and Automotive
Engineering*

The Influence of CO₂ in Fuel on Gas Engine Parameters

The removing/clearing of CO₂ from gaseous fuels as adulterant is contemporary trend. To the contrary with this trend the presented paper describes benefits of CO₂ fuel content on basic engine parameters like indicated mean effective pressure, indicated efficiency and NO_x production. The paper analyses trade off between air excess, ignition timing and CO₂ mass fraction in the fuel in detail. The results show that the increase of CO₂ mass fraction in the fuel increases engine power (with a constant level of NO_x emissions) and optimized CO₂ mass fraction in the fuel can increase the indicated efficiency. For constant level of NO_x emissions and indicated mean effective pressure the increase of CO₂ mass fraction in the fuel increases indicated efficiency and decreases maximum in-cylinder pressure and exhaust gas temperature.