

KONCEPT PŘEPLŇOVANÉHO PLYNOVÉHO MOTORU PRO VYUŽITÍ TERMOLYZNÍHO PLYNU ZE TŘÍDĚNÉHO ODPADU

Marcel Škarohlíd, Libor Červenka, Jan Macek

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

Článek se zabývá studií vhodné koncepce přeplňovaného plynového zážehového stacionárního spalovacího motoru pro spalování termolyzního plynu ze tříděného odpadu. Pro termolyzní a zemní plyn je provedeno porovnání parametrů plynového přeplňovaného motoru s mezichladičem s ohledem na volbu poměru vzduch/palivo, kompresního poměru a konfigurace turbodmychadla. Studie využívá simulační nástroj GT-POWER a uživatelské modely klepání, přenosu tepla a spalování. Z výsledků vyplývá, že použitím termolyzního plynu oproti zemnímu plynu v přeplňovaných plynových motorech lze dosáhnout vyšších účinností bez výraznějšího vlivu na životnost klíčových součástí motoru.

Došlo 29. 6. 2011, přijato 29. 7. 2011

1. Úvod

Tento článek prezentuje výběr zajímavých výsledků rozsáhlé studie vhodného konceptu tepelného motoru pro spalování termolyzního plynu provedené na pracovišti autorů [1]. Článek se zabývá použitím přeplňovaného plynového spalovacího motoru pro spalování termolyzního plynu. Původní studie posuzuje i jiné tepelné motory a i v oblasti spalovacího motoru důkladně zkoumá další použitelné koncepce. Tyto výsledky s ohledem na rozsah studie zde nejsou prezentovány.

Záměrem zadavatele studie je vývoj a výroba jednotek pro zpracování tříděného odpadu. V těchto jednotkách vyvinutý termolyzní plyn se bude spalovat v přeplňovaném plynovém spalovacím motoru, který bude pohonnou jednotkou kogenerační jednotky. Část vyvinuté tepelné a elektrické energie bude spotřebována na pokrytí provozu jednotky pro zpracování odpadu. Celý projekt obsahuje několik etap od zpracování studie zahrnující výběr tepelného motoru, stanovení opatření pro použití plynového motoru a návrh motoru pro zkušební poloprovoz, přes následný ověřovací provoz v laboratořích ČVUT, až po finální experimentální poloprovoz na zkušební jednotce.

Zkušební jednotka pro experimentální poloprovoz bude mít desetinový výkon než předpokládané jednotky v komerčním provozu. Z tohoto důvodu je celá studie zpracována tak, aby použitá kritéria a parametry motoru pokud možno nezávisely na absolutní hodnotě výkonu motoru.

2. Přístup a nástroje

Studie byla pojata jako porovnání parametrů plynového motoru spalujícího běžně dostupný zemní plyn a na zkušební jednotce vyvinutý termolyzní plyn. Pro zjištění potřebných parametrů byl využit simulační SW GT-POWER a doplňující dynamické knihovny umožňující posouzení vlivu složení plynového paliva na základní parametry motoru.

Pro porovnání výsledků obou paliv jsou zvoleny běžné motorářské parametry jako je střední indikovaný tlak $imep$ (p_i), indikovaná účinnost ief (η_i) a emise oxi-

dů dusíku ve spalinách NO_x (dle vyhlášky MŽP ČR č. 205/2009 Sb. a č. 17/2010 Sb.). Referenční hodnota $imep$ je s ohledem na další cíle studie (zde nepublikované) zvolena na úrovni 11 bar. Tyto veličiny umožňují porovnání jednotlivých motorů podobného určení a konstrukce bez ohledu na počet válců a jejich objem. V těchto parametrech se také nezohledňuje mechanická účinnost motoru, na jejíž velikost má složení plynového paliva minimální vliv. Úroveň emisí oxidů dusíků v surových spalinách napovídá o náročnosti technických opatření (konstrukce, příslušenství motoru) minimalizujících emise škodlivin na potřebnou úroveň.

Pro posouzení odolnosti paliva vůči klepání motoru je použito (pro složitost vyhodnocení klepání ze simulačních výsledků) několik parametrů. Základním parametrem je *Knock_Index*, který v tomto případě reprezentuje hodnotu vyčerpaného průtahu vznícení. Výpočet knock indexu pro dané palivo závisí na dvou modelech – modelu pro průtah vznícení směsi (v závislosti na teplotě, tlaku, koncentracích) a na modelu prohořívání směsi deflagračním plamenem (zde reprezentováno uživatelským modelem spalování). Oba modely byly v dalším vyvinuty na základě vlastních prací pracoviště autorů. *Knock_Index* nabývá hodnot 0 až 1, kdy dojde k vyčerpání průtahu vznícení. Hodnota 1 je v této studii považována za oblast klepání motoru. K tomuto parametru se vztahuje další parametr *Knock_Angle*, který udává hodnotu úhlu natočení klikového hřídele, při kterém parametr *Knock_Index* dosáhne právě hodnoty 1. Doplňujícím parametrem je *Knock_Fraction*. Tento parametr vyjadřuje podíl směsi, která projde detonačním hořením.

Zvolenými parametry pro posouzení životnosti motoru jsou teplota výfukových plynů exh_Temp (zejména pro díly motoru jako je výfukový ventil, sedlo a vodítko, výfukový kanál v hlavě motoru, výfukový sběrač a turbínovou skříň turbodmychadla), střední teplota pístu T_{pist} (reprezentant teploty dílů ve spalovacím prostoru), maximální tlak ve válci motoru p_{max} (mechanické namáhání motoru) a maximální otáčky turbodmychadla $tRPM$. (spolu s exh_Temp omezující kritérium pro volbu turbodmychadla).

3. Popis paliva

Zkoumaný termolyzní plyn vzniká zpracováním tříděného odpadu (nerecyklovatelné podíly plastových a celulózových odpadů z tuhého komunálního odpadu) s využitím principu nízkoteplotní pyrolýzy (tzv. termolýzy) v jednotkách firmy POLYCOMP, a.s. Přesné složení (hmotnostní podíly) plyného paliva je specifikováno v Tab. 1. Zkušební jednotka pro zpracování odpadu dle zadání výrobce produkuje plyn o tlaku 2,5 kPa. Na 1 kg tříděného odpadu se v jednotce vyvine 1,6 Nm³ plynu o výhřevnosti 18 MJ/Nm³. Předpokládané množství zpracovaného odpadu ve zkušební jednotce pro poloprovoz je 50 kg/hod. Z uvedených dat lze odvodit celkový výkon 400 kW, který lze přivést ve vyrobeném plyném palivu ke spalovacímu motoru. Pro toto palivo je teoretické množství vzduchu potřebné na spálení 1 kg paliva $L_t = 10,94$ kg/kg. Hodnota metanového čísla tohoto paliva je 39.

Tab. 1 Složení plyných paliv

Plyn	PYR	TNG
Složka paliva	Obsah v plynu, hm. %	
CH ₄	11,63	96,77
C ₂ H ₆	23,26	0,81
C ₃ H ₈	17,65	0,43
C ₄ H ₁₀	11,55	0,36
CO	17,59	0,00
CO ₂	17,17	0,19
H ₂	0,80	0,00
N ₂	0,35	1,44

Porovnávacím palivem byl zvolen tranzitní zemní plyn (dále jen TNG), jehož složení je uvedeno v Tab. 1. Teoretické množství vzduchu potřebného na spálení 1 kg paliva je $L_t = 16,83$ kg/kg. Metanové číslo tohoto paliva je 94. Toto palivo bylo zvoleno jako porovnávací z důvodu snadné dostupnosti v laboratořích ČVUT a z důvodu dostatečného zmapování vlastností náhradního motoru na toto palivo po experimentální a simulační stránce.

4. Model motoru

Tato kapitola se zabývá tvorbou numerického simulačního modelu čtyřválcového plynového zážehového spalovacího motoru o zdvihovém objemu 3,92 l provozovaného na termolyzní plyn ze tříděného odpadu. Model motoru byl vytvořen v programu GT-POWER [2]. Základní parametry modelovaného motoru jsou v Tab. 2.

Reálné uspořádání motoru je řadový čtyřválec s přeplňováním výfukovým turbodmychadlem vybaveným variabilní geometrií turbíny (dále jen VTG), chlazením plnicího vzduchu a nízkotlakým chlazeným systémem recirkulace výfukových plynů (dále jen systémem EGR).

Veškeré geometrické rozměry součástí motoru, sacího a výfukového potrubí byly důkladně proměřeny a převedeny do modelového prostředí. Časování ventilů,

vých rozvodů, zdvihové křivky vaček a průtokové součinitele kanálů byly změřeny pro sací a výfukový kanál na laboratorním pracovišti centra. Charakteristika mezichladiče plnicí směsi byla nastavena s ohledem na zkušenosti s reálnými mezichladiči, jejich ochlazovacích účinností a tlakovými ztrátami. Otáčky motoru pro všechny výpočty s ohledem na frekvenci uvažované elektrické sítě jsou 1500 min⁻¹.

Volba turbodmychadla je charakterizována hodnotou nastavení VTG-rack, která je ekvivalentem velikosti průtočného průřezu turbíny. Jsou známy a použity mapy turbíny pro krajní hodnoty VTG-rack rovnou 0 (nejméně průtočná turbínová skříň) a 1 (nejvíce průtočná turbínová skříň) a pro hodnotu VTG-rack rovnou 0,4. Potřebná mapa pro libovolnou hodnotu VTG-rack z intervalu 0 až 1 je interpolována právě na základě těchto map. Volba (mapa) kompresoru je stejná pro všechny nastavení VTG-rack.

Tab. 2 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	VTG
Maximální plnicí tlak	2,4 bara
Mezichladič	Vzduch - voda
Tvorba směsi	
Koncepce	Centrální směšovač
A/F poměr	$\lambda = 1$
A/F regulace	Zpětnovazební lambda regulace
Systém EGR	Chlazený, nízkotlaký
Řídicí jednotka	
Elektronická řídicí jednotka	A/F regulace, řízení zapalování, VTG regulace, EGR regulace, řízení škrťací klapky

Pro simulaci spalování daného paliva v plynovém zážehovém motoru je v programu GT-POWER použit uživatelský model spalování [3] vycházející z iteračního regresního modelu spalování [4]. Pro výpočet odvodu tepla ze spalovacího prostoru je použit vztah dle Eichelberga, který dle experimentálních poznatků centra lépe

popisuje odvod tepla v plynovém zážehovém motoru. Pro vlastní použití tohoto vztahu je v programu GT-POWER nutné použít uživatelský model přestupu tepla [5]. Tento model na základě tlaku a teploty ve válci a střední pístové rychlosti určí součinitel přestupu tepla, který vstupuje do hlavního procesu v GT-POWER. Pro simulaci klepání je použit uživatelský model klepání [6], který je odvozený dle [7]. V tomto modelu je na základě znalosti metanového čísla paliva, tlaku a teploty nespálené směsi určen index klepání a úhel, kdy tento index dosáhne hodnoty jedna. Metanová čísla paliva a porovnávacího paliva byla určena pomocí [8]. Pro možnost zhodnocení výsledků simulačních výpočtů z hlediska emisních limitů je použit model pro produkci oxidů dusíku. Pro výpočet množství oxidů dusíku vyprodukovaných motorem je použit standardní dvouzónový GT-POWER model, využívající Zeldovičova mechanismu.

5. Použitelné koncepce motoru

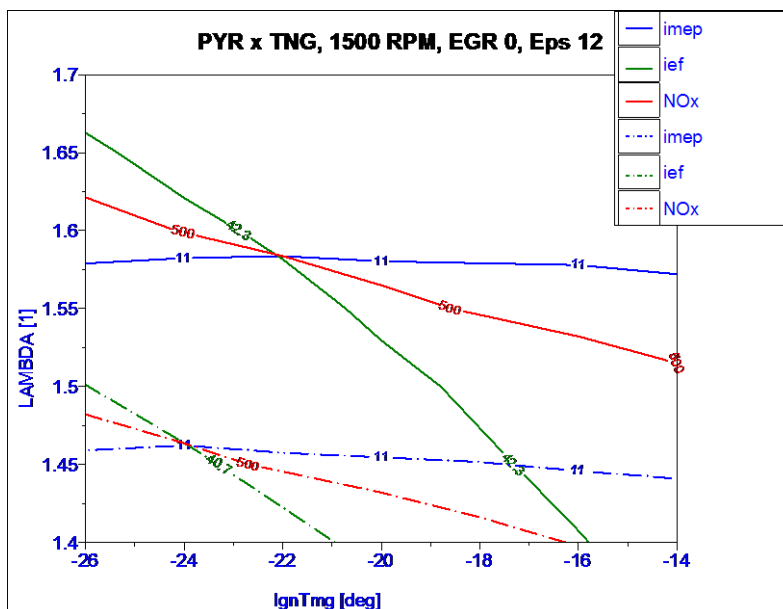
S ohledem na dané konstrukční uspořádání motoru (původně automobilní dieselový motor malého výkonu, překrytí ventilů, tvar spalovacího prostoru, apod.), na možné působení plynu na prvky palivové soustavy (kdy je výhodné použít řešení jednoduché s minimem regulačních prvků a snímačů) a na použitelný tlak plynu na úrovni 2,5 kPa je použita koncepce s nízkotlakým směšovačem a homogenní směsí plyného paliva a vzduchu. Veškeré simulační výpočty jsou prováděny právě pro toto řešení. Z hlediska klepání, emisních, výkonových a životnostních parametrů přeplňovaných plynových spalovacích motorů je důležitá správná volba koncepce dle poměru paliva a vzduchu.

Plynové spalovací motory používají směs stechiometrickou a směs chudou. Použití stechiometrické směsi přináší výhodu použití třicestného katalyzátoru, vyššího výkonu a účinnosti. Nevýhodou jsou vysoké teploty, zejména ve spalovacím prostoru a ve výfukovém systému, a nízká odolnost vůči detonacím. Výhodou použití chudé směsi je nižší produkce oxidů dusíku, nižší teploty a možnost použití oxidačního katalyzátoru. Nevýhody, nižší výkon a účinnost, mohou být díky vyšší odolnosti vůči klepání motoru eliminovány ve srovnání se stechiometrickou směsí. Určit předem převažující výhody jednotlivých koncepcí je velmi obtížné, závisí to na mnoha dalších parametrech. Proto jsou obě koncepce dále detailně propočteny a porovnány při posuzování právě těchto parametrů. Finální volba koncepce bude provedena na základě vyhodnocení následujících porovnání.

Motor při použití stechiometrické směsi je vybaven systémem recirkulace výfukových plynů (EGR), který umožní zvýšení odolnosti vůči klepání motoru a snížení teplot ve spalovacím prostoru a výfukovém systému motoru. Vedlejší efektem je snížení výkonu motoru. Použitý systém EGR je z hlediska zapojení do sacího a výfukového traktu motoru nízkotlaký a je vybaven chladičem recirkulujících plynů.

6. Chudá koncepce

Pro koncepci spalování chudých směsí byly pro hodnoty kompresního poměru v rozmezí 9:1 až 12:1 (palivo PYR) a v rozmezí 11:1 a 12:1 (palivo TNG) provedeny výpočty každé varianty v rozmezí součinitele přebytku vzduchu 1,4 až 1,7 a v rozmezí úhlu předstihu zážehu -14° až -26° před HÚ.

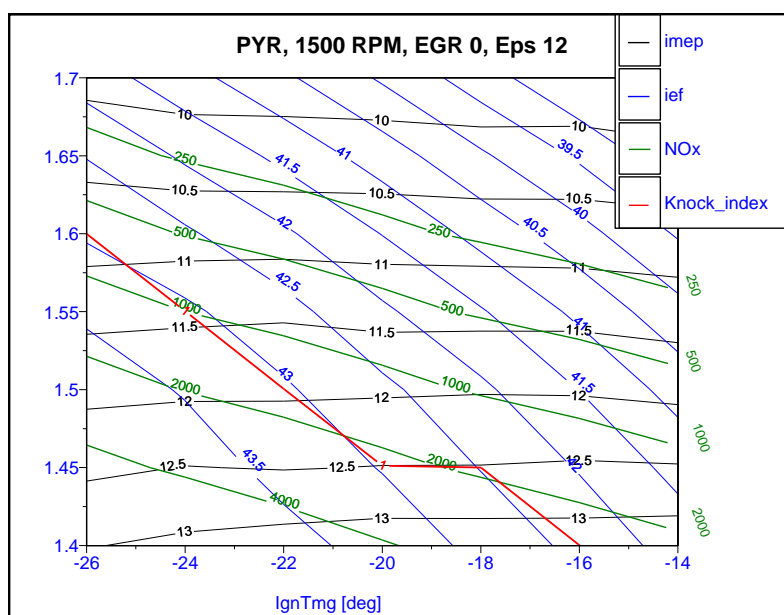


Obr. 1 Průběh středního indikovaného tlaku imep [bar], indikované účinnosti ief [%] a hodnoty emisí oxidů dusíku NO_x [mg/m^3] v závislosti na úhlu předstihu zážehu a součiniteli přebytku vzduchu pro kompresní poměr 12:1, otáčky motoru 1500 min^{-1} a EGR 0%. Palivo PYR je zobrazeno plnými čarami, palivo TNG je zobrazeno čerchovanými čarami. Koncepce přeplňovaného motoru s mezichladičem.

Výsledky ukazují jednoznačnou tendenci vlivu zvýšení kompresního poměru na růst indikované účinnosti motoru. Tento pozitivní trend je výrazně omezen dalšími kritérii, jako je zejména klepání motoru a emise oxidů dusíku. Při zachování stejné emisní hladiny oxidů dusíku 500 mg/m^3 dosažené pro obě paliva a následném porovnání indikované účinnosti pro hladinu středního indikovaného tlaku 11 bar při kompresním poměru 12:1 dostaneme dle Obr. 1 zvýšení účinnosti za použití paliva PYR oproti palivu TNG z 40,7 % na 42,3 %, tj. 3,8 % relativně. Součinitel přebytku vzduchu se zvýší z 1,46 na 1,59. Obdobně při kompresním poměru 11:1 dosta-

neme zvýšení účinnosti při použití paliva PYR oproti palivu TNG z 40,1 % na 41,7 %, tj. 3,8 % relativně. Součinitel přebytku vzduchu se zvýší z 1,45 na 1,58.

Z tohoto porovnání vyplývá, že lze pro koncepci spalování chudých směsí použitím paliva PYR oproti palivu TNG při zachování výkonu a emisních parametrů dosáhnout vyšších účinností. Tento závěr platí pro celé vyšetřované rozmezí kompresních poměrů, z hlediska účinnosti je ale vhodnější použít vyšší kompresní poměry. Velikost kompresních poměrů může být však omezena klepáním motoru.

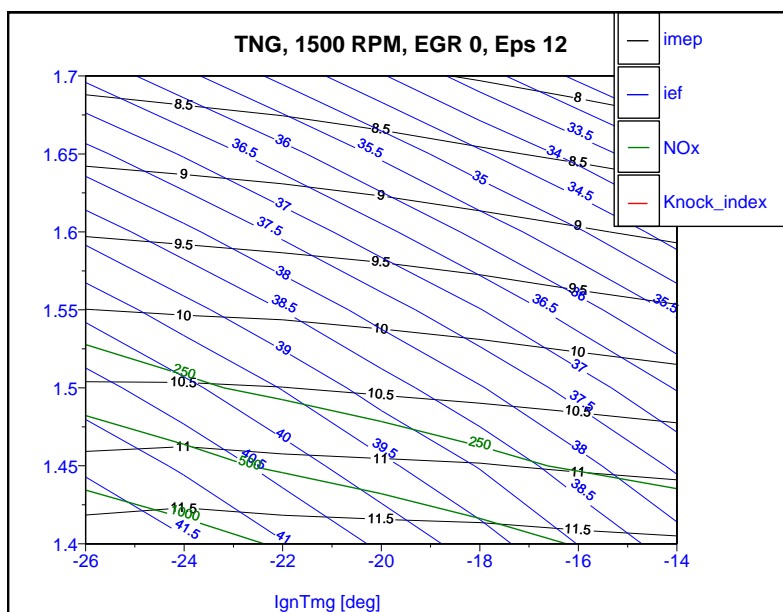


Obr. 2 Průběh středního indikovaného tlaku $imep$ [bar], indikované účinnosti ief [%], hodnoty emisí oxidů dusíku NO_x [mg/m^3] a hodnoty indexu klepání $Knock_index$ [I] v závislosti na úhlu předstihu zážehu a součiniteli přebytku vzduchu pro kompresní poměr 12:1, otáčky motoru 1500 min^{-1} , EGR 0% a palivo PYR. Koncepce přeplňovaného motoru s mezichladičem.

Z Obr. 2 a Obr. 3 vyplývá, že lze považovat oblast nastavení motoru splňující hodnotu emise oxidů dusíku 500 mg/m^3 za bezpečnou oblast z hlediska klepání motoru a to pro obě paliva. V uvedených obrázcích je oblast klepání ohraničena hodnotou tzv. $Knock_index$ rovnou jedné s tím, že oblast klepání pokračuje směrem k vyšším úhlům předstihu zážehu a nižším hodnotám součinitele přebytku vzduchu. Z Obr. 3 vyplývá, že v uvedeném rozsahu úhlu předstihu zážehu a součinitele přebytku vzduchu pro palivo TNG ke klepání motoru vůbec nedochází.

Z hlediska životnosti motoru při porovnání obou paliv např. pro kompresní poměr 12:1, střední indikovaný tlak 11 bar a emisní hladinu oxidů dusíku 500 mg/m^3 vyplývají následující závěry. Zvýšení maximálního tlaku ve válci za použití paliva PYR oproti palivu TNG je z 59 bar na 63 bar, tj. 6,3 % relativně. Vzrůst maximálního tlaku ve válci přechodem na palivo PYR je

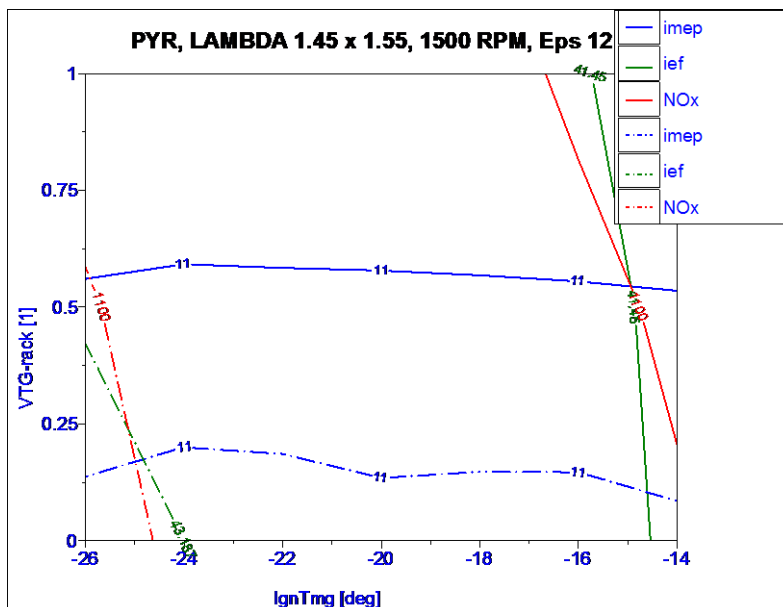
nevýznamný, samotné hodnoty pro obě paliva jsou nízké. Snížení teploty pístu za použití paliva PYR oproti palivu TNG je ze 445 K na 444 K, tj. 0,2 % relativně. Vliv na teplotu pístu záměnou těchto paliv pro koncepci spalování chudých směsí je tedy zanedbatelný. Snížení teploty výfukových plynů za použití paliva PYR oproti palivu TNG je z 882 K na 854 K, tj. 3,2 % relativně. Vliv na teplotu výfukových plynů záměnou těchto paliv pro koncepci spalování chudých směsí je pozitivní. Snížení otáček turbodmychadla za použití paliva PYR oproti palivu TNG je z 91800 min^{-1} na 89000 min^{-1} , tj. 3,1 % relativně. Vliv na otáčky turbodmychadla záměnou těchto paliv pro koncepci spalování chudých směsí je pozitivní. Z uvedeného tedy vyplývá, že použitím paliva PYR místo porovnávacího paliva TNG nedojde z teplotního a mechanického hlediska ke snížení životnosti motoru.



Obr. 3 Průběh středního indikovaného tlaku $imep$ [bar], indikované účinnosti ief [%], hodnoty emisí oxidů dusíku NO_x [mg/m^3] a hodnoty indexu klepání $Knock_index$ [1] v závislosti na úhlu předstihu zážehu a součiniteli přebytku vzduchu pro kompresní poměr 12:1, otáčky motoru 1500 min^{-1} , EGR 0% a palivo TNG. Koncepte přeplňovaného motoru s mezichladičem.

Dále byly pro koncepci spalování chudých směsí vypracovány simulační výpočty vlivu volby turbodmychadla pro hodnotu kompresního poměru 12:1. Pro hodnoty součinitele přebytku vzduchu v rozmezí 1,4 až

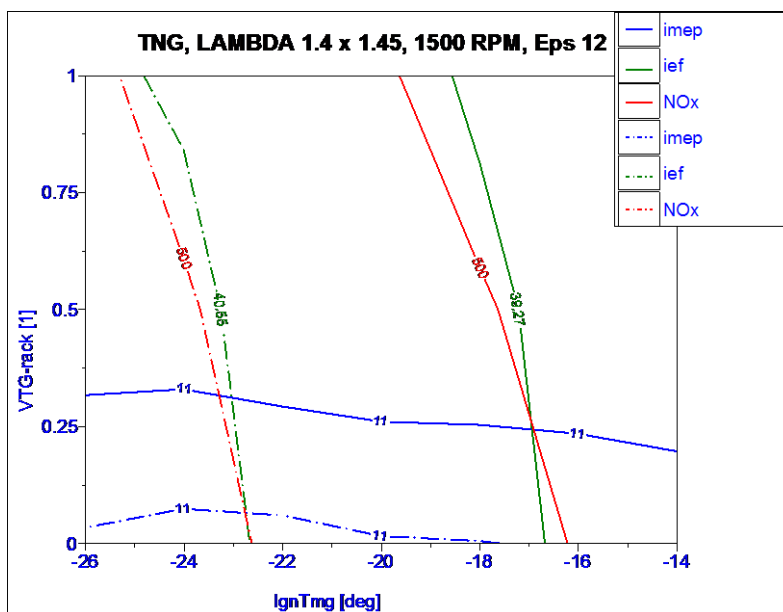
1,7 byly provedeny výpočty každé varianty v rozmezí nastavení VTG-rack 0 až 1 a v rozmezí úhlu předstihu zážehu -14° až -26° před HÚ.



Obr. 4 Průběh středního indikovaného tlaku $imep$ [bar], indikované účinnosti ief [%] a hodnoty emisí oxidů dusíku NO_x [mg/m^3] v závislosti na úhlu předstihu zážehu a pozice nastavení VTG pro kompresní poměr 12:1, otáčky motoru 1500 min^{-1} a palivo PYR. Součinitel přebytku vzduchu 1,45 je zobrazen plnými čarami, hodnota 1,55 je zobrazena čerchovanými čarami. Koncepte přeplňovaného motoru s mezichladičem.

Z výsledků vyplývá, že pro konstantní hladinu produkce oxidů dusíku z hlediska indikované účinnosti je výhodné pro obě paliva volit menší velikost průtočného průřezu turbíny. Vzniklý přebytek výkonu je kompenzován jednak ochuzením směsi a dále posunem předstihu zážehu dále od horní úvrati. Pro palivo PYR dle Obr. 4 např. pro hladinu produkce oxidů dusíku 1100 mg/m^3 (pro hladinu 500 mg/m^3 nebyly nalezeny porovnatelné výsledky) a hladinu středního indikovaného tlaku 11 bar

ochuzením ze součinitele přebytku vzduchu 1,45 na hodnotu 1,55 se zvýší indikovaná účinnost cca z 41,4 % na 43,8 %, tj. 5,5 % relativně. Teplota výfukových plynů výrazně klesne z 885 K na 845 K, teplota pístu zůstává na stejné úrovni 446 K, otáčky turbodmychadla mírně vzrostou 82000 min^{-1} na 85000 min^{-1} , maximální tlak ve válci výrazně vzroste z 57 bar na 71 bar a plnicí tlak vzroste z 1,45 bar na 1,49 bar.



Obr. 5 Průběh středního indikovaného tlaku $imep$ [bar], indikované účinnosti ief [%] a hodnoty emisí oxidů dusíku NO_x [mg/m^3] v závislosti na úhlu předstihu zážehu a pozici nastavení VTG pro kompresní poměr 12:1, otáčky motoru 1500 min^{-1} a palivo TNG. Součinitel přebytku vzduchu 1,4 je zobrazen plnými čarami, hodnota 1,45 je zobrazena čerchovanými čarami. Koncepce přeplňovaného motoru s mezichladičem.

Pro palivo TNG dle Obr. 5 pro hladinu produkce oxidů dusíku 500 mg/m^3 a hladinu středního indikovaného tlaku 11 bar ochuzením ze součinitele přebytku vzduchu 1,4 na hodnotu 1,45 se zvýší indikovaná účinnost cca z 39,2 % na 40,6 %, tj. 3,4 % relativně. Teplota výfukových plynů klesne z 913 K na 887 K, teplota pístu zůstává na stejné úrovni 445 K, maximální tlak ve válci vzroste z 52 bar na 57 bar, otáčky turbodmychadla a plnicí tlak se nezmění a zůstanou na hodnotě 91000 min^{-1} a 1,58 bar.

7. Stechiometrická koncepce

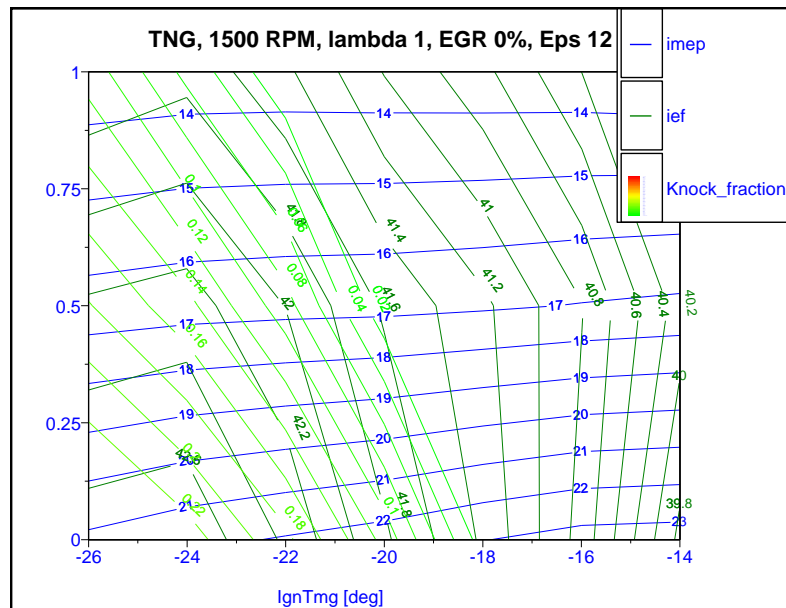
Pro stochiometrickou koncepci byly pro hodnoty kompresního poměru v rozmezí 7:1 až 12:1 (palivo PYR) a v rozmezí 11:1 a 12:1 (palivo TNG) provedeny výpočty každé varianty v rozmezí podílu EGR od 0 % do 15 % a v rozmezí úhlu předstihu zážehu -14° až -26° před HÚ. V této oblasti nebyla nalezena potřebná hodnota středního indikovaného tlaku 11 bar. Nicméně výsledky potvrzují známý pozitivní vliv snižování kompresního poměru na velikost klepání motoru.

Z hlediska vlivu volby turbodmychadla byly pro stochiometrickou koncepci provedeny výpočty pro hodnotu EGR 0 % a kompresního poměru 12:1 v rozmezí nastavení VTG-rack 0 až 1 a v rozmezí úhlu předstihu zážehu -14° až -26° před HÚ. Dále byly provedeny výpočty pro hodnotu EGR 15 % a kompresního poměru 9:1 pro palivo PYR a 12:1 pro palivo TNG, vše v rozmezí nastavení VTG-rack 0 až 1 a v rozmezí úhlu předstihu zážehu -14° až -26° před HÚ.

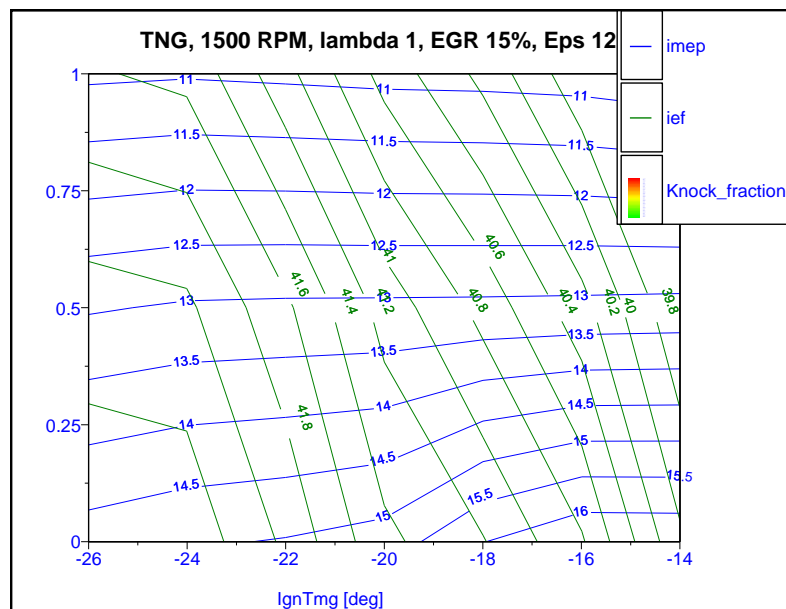
Z těchto obrázků vyplývá, že pro stejné hladiny Knock_fraction z hlediska indikované účinnosti je výhodné pro palivo TNG volit menší velikost průtočného průřezu turbíny. Vzniklý přebytek výkonu je kompenzován jednak zvýšením podílu EGR a dále posunem předstihu zážehu dále od horní úvrati. Dle Obr. 6 a Obr. 7 např. pro hladinu Knock_fraction 2 % a hladinu středního indikovaného tlaku 14 bar (potřebné hladiny 11 bar nebylo ve vyšetřované oblasti nalezeno) zvýšením podílu EGR z 0 % na 15 % se zvýší indikovaná účinnost cca z 41,5 % na 42,3 %, tj. 2,1 % relativně. Teplota výfukových plynů výrazně klesne z 980 K na 925 K, teplota pístu klesne 482 K na 472 K, otáčky turbodmychadla

výrazně vzrostou 77000 min⁻¹ na 93000 min⁻¹, maximální tlak ve válci vzroste z 85 bar na 91 bar a plnicí tlak vzroste z 1,4 bar na 1,6 bar. Stejný efekt lze před-

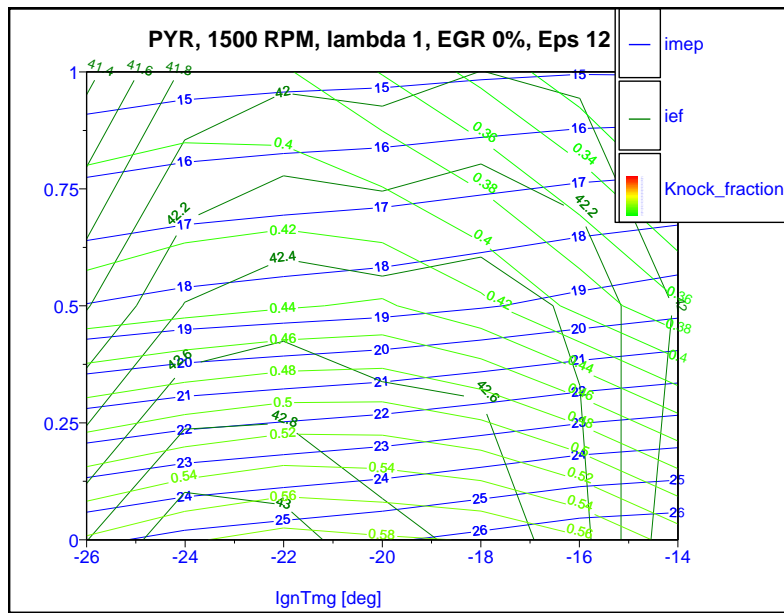
pokládat i pro hladinu středního indikovaného tlaku 11 bar za použití ještě více průtočnejších turbínových skříní.



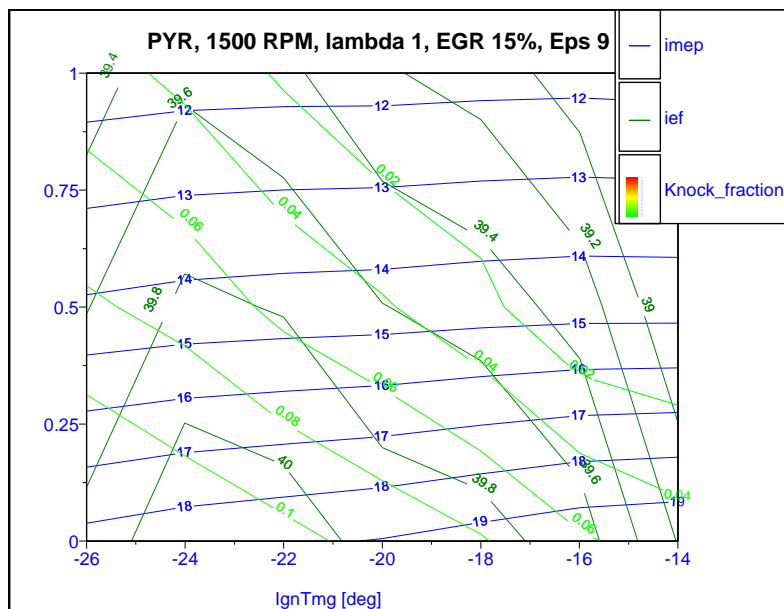
Obr. 6 Průběh středního indikovaného tlaku $imep$ [bar], indikované účinnosti ief [%] a množství směsi, která se zú-
častní klepání $Knock_fraction$ [1] v závislosti na úhlu předstihu zážehu a pozice nastavení VTG pro kompresní poměr
12:1, otáčky motoru 1500 min⁻¹, EGR 0 %, součinitel přebytku vzduchu 1 a palivo TNG. Koncepte přeplňovaného
motoru s mezichladičem.



Obr. 7 Průběh středního indikovaného tlaku $imep$ [bar], indikované účinnosti ief [%] a množství směsi, která se zú-
častní klepání $Knock_fraction$ [1] v závislosti na úhlu předstihu zážehu a pozice nastavení VTG pro kompresní poměr
12:1, otáčky motoru 1500 min⁻¹, EGR 15 %, součinitel přebytku vzduchu 1 a palivo TNG. Koncepte přeplňovaného
motoru s mezichladičem.



Obr. 8 Průběh středního indikovaného tlaku *imep* [bar], indikované účinnosti *ief* [%] a množství směsi, která se zúčastní klepání *Knock_fraction* [1] v závislosti na úhlu předstihu zážehu a pozice nastavení VTG pro kompresní poměr 12:1, otáčky motoru 1500 min⁻¹, EGR 0 %, součinitel přebytku vzduchu 1 a palivo PYR. Konceptce přeplňovaného motoru s mezichladičem.



Obr. 9 Průběh středního indikovaného tlaku *imep* [bar], indikované účinnosti *ief* [%] a množství směsi, která se zúčastní klepání *Knock_fraction* [1] v závislosti na úhlu předstihu zážehu a pozice nastavení VTG pro kompresní poměr 9:1, otáčky motoru 1500 min⁻¹, EGR 15 %, součinitel přebytku vzduchu 1 a palivo PYR. Konceptce přeplňovaného motoru s mezichladičem.

Pro palivo PYR a kompresní poměr 12:1 dle Obr. 8 nelze ve vyšetřované oblasti najít oblast bez klepání a potřebnou hladinu středního indikovaného tlaku 11 bar. Z výsledků ohledně vlivu kompresního poměru vyplývá, že stejná situace nastává až do krajního kompresního poměru 7:1, kdy navíc dosahované hodnoty indikované účinnosti jsou velmi malé. Požadované hodnoty středního indikovaného tlaku 11 bar a oblasti bez klepání ve vyšetřovaných oblastech nebylo dosaženo. Nejbližší je pro palivo PYR varianta s kompresním poměrem 9:1 a podílem EGR 15 %, kdy lze dle Obr. 9 dosáhnout i rozumných hodnot indikované účinnosti. Při extrapolaci do oblasti více průtočnějších turbínových skříní lze očekávat hodnot indikované účinnosti kolem 39,4 %. Pro zhodnocení vlivu volby turbínové skříně pro palivo PYR nejsou v modelu mapy s dostatečnými rozsahy průtočných ploch turbínových skříní. Lze ovšem očekávat podobný efekt jako v případě pro palivo TNG.

8. Závěr

Z výsledků simulační studie vyplývá, že nejvhodnější koncepcí pro palivo PYR je přeplňovaný motor s mezichladičem plnicí směsí, s nízkotlakým směšovačem a s kompresním poměrem 12:1, spalující homogenní chudou směs. Požadované hladiny středního indikovaného tlaku 11 bar a oxidů dusíku 500 mg/m^3 je dosaženo při součiniteli přebytku vzduchu 1,59. Při tomto nastavení je dosaženo indikované účinnosti 42,3 %.

Nejvhodnější koncepcí pro palivo TNG je přeplňovaný motor s mezichladičem plnicí směsí, s nízkotlakým směšovačem, s třicestným katalyzátorem, se systémem lambda regulace, s nízkotlakým chlazeným systémem EGR, s kompresním poměrem 12:1 a spalující homogenní stechiometrickou směs. Požadované hladiny středního indikovaného tlaku 11 bar v oblasti bez klepání motoru je dosaženo při podílu EGR 15 %. Při tomto nastavení je dosaženo indikované účinnosti 41,7 %. Pro stejnou koncepcí jako u paliva PYR je pro palivo TNG při součiniteli přebytku vzduchu 1,46 dosaženo indikované účinnosti 40,7 %.

Při využití výsledků této studie je nutno mít na zřeteli, že se stále jedná jen o výsledky simulací, které je potřeba ověřit v reálném provozu zejména z hlediska produkce oxidů dusíku a klepání motoru. Nicméně vyhodnocené trendy a závislosti jsou ve shodě se stávajícími experimentálními poznatky a jsou obecně platné.

Nejdůležitějším závěrem tohoto článku je poznatek, že použitím termolyzního plynu oproti zemnímu plynu v přeplňovaných plynových motorech lze dosáhnout vyšších účinností bez výraznějšího vlivu na životnost klíčových součástí motoru.

Poděkování

Prezentované výsledky byly získány v rámci projektu FR-TI2/365 - "Výzkum technologie umožňující materiálové a energetické využití nerecyklovatelných plastových, celulózných a jiných obdobných odpadů". Tento projekt je realizován firmou POLYCOMP a.s. a

je podporovaný v rámci programu TIP vyhlášeném Ministerstvem průmyslu a obchodu ČR

Literatura

1. Škarohlíd M., Červenka L., Macek J.: Návrh koncepce tepelného motoru pro využití termolyzního plynu ze tříděného odpadu. Výzkumná zpráva Z10-21, VCJB ČVUT Praha, 2010
2. GT-POWER - GT-Suite Version 6.2, Gamma Technologies Inc., USA, 2000
3. Škarohlíd M.: GTIusr62_dp.dll - Dynamic linked library for GT-POWER version 7.1, el. knihovna VCJB-ČVUT, 2010
4. 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
5. Škarohlíd M.: GTIusr70_dp.dll - Dynamic linked library for GT-POWER version 7.1, el. knihovna VCJB-ČVUT, 2010
6. Škarohlíd M.: GTIusr71_dp.dll - Dynamic linked library for GT-POWER version 7.1, el. knihovna VCJB-ČVUT, 2010
7. Klír V.: Description of knock onset in a turbocharged gas engine. MECCA 02 2010, ISSN 1214-0821
8. METHV500 – Methane number calculation program - version 5.00, Caterpillar Inc., USA, 1996

Summary

Marcel Škarohlíd, Libor Červenka, Jan Macek

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

TURBOCHARGED GAS ENGINE CONCEPT FOR THE USE OF THERMOLYSIS GAS

The paper deals with the suitable concept study of a gas turbocharged engine for combustion of thermolysis gas from sorted waste. A comparison of engine parameters for thermolysis and natural gas is made for gas turbocharged engine with intercooler in terms of air/fuel ratio, compression ratio and choice of turbocharger. The study is conducted using simulation tool GT-POWER and user models for knock, heat transfer and combustion. The results show that by using thermolysis gas versus natural gas in turbocharged gas engines can achieve higher efficiency without a significant impact on the life of key engine components.