

# ZVÝŠENÍ KONKURENCESCHOPNOSTI SPALOVACÍHO MOTORU NA STLAČENÝ ZEMNÍ PLYN

## COMPETITIVENESS INCREASE OF THE CNG ENGINE

David Svída<sup>1</sup>

---

*Anotace: V současné době ve vozidlech převládá trend výkonných maloobjemových pohonných jednotek, které v sobě spojují nízkou spotřebu a nízké emise škodlivin ve výfukových plynech. Současně je ovšem vyvíjen tlak na rozšíření využití alternativních paliv jako je například stlačený zemní plyn (CNG). Příspěvek se zabývá rozbořem možností ke zvýšení efektivního výkonu motorů, které vznikají přestavbou ze stávajících motorů benzínových.*

*Klíčová slova: stlačený zemní plyn, spalovací motor, emise škodlivin.*

*Summary: In these days is more common to use low volume of engine which combines low consumption and low emission. In parallel we can see bigger pressure to expand alternative fuels like compressed natural gas (CNG). Article is about analysis of possibilities of increasing effective engine power which are generated from conversion from original fuel.*

*Key words: compressed natural gas, combustion engine, exhaust gas emissions.*

### ÚVOD

V současné době ve vozidlech převládá trend výkonných maloobjemových pohonných jednotek, které v sobě spojují nízkou spotřebu a nízké emise škodlivin ve výfukových plynech. Současně je vyvíjen tlak na rozšíření využití alternativních paliv jako je například stlačený zemní plyn (CNG). Vozidla na CNG se ovšem potýkají hned s několika omezujícími faktory. Jedněmi z nich jsou omezená infrastruktura čerpacích stanic, nevhodné prostorového uspořádání karosérie současných vozidel, do které se hůře zastavují tlakové zásobníky a relativně menší efektivní výkony spalovacích motorů ve srovnání s benzínovými ekvivalenty. Nevýhodou obvyklých řešení je pouhá záměna palivového systému z benzínu na CNG bez dalších úprav parametrů motoru, což má za následek znatelné snížení výkonových parametrů. Tento článek se proto zabývá rozbořem možností ke zvýšení efektivního výkonu motorů, které vznikají přestavbou ze stávajících motorů benzínových. Rozbor bude proveden pro motor VW 1,4L TFSI.

---

<sup>1</sup> Ing. David Svída, Ph.D., VUT Brno, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství, Technická 2896/2, 616 69 Brno, Tel.: +420541142248, E-mail: [svida@fme.vutbr.cz](mailto:svida@fme.vutbr.cz)

## 1. MODIFIKACE PARAMETRŮ KLIKOVÉHO ÚSTROJÍ

V této části bude popsán návrh parametrů klikového ústrojí pro spalovací motor spalující jako palivo stlačený zemní plyn (CNG) s důrazem na zvýšení měrného efektivního výkonu.

Efektivní výkon pístového spalovacího motoru je dán vztahem

$$P_e = i V_H p_e \frac{n}{\tau} \quad , \quad (1)$$

kde  $i$  - počet válců spalovacího motoru,  $V_H$  - zdvihový objem jednoho válce,  $p_e$  - střední efektivní tlak na píst,  $n$  - otáčky motoru,  $\tau$  je otáčkový činitel, vyjadřující počet otáček potřebných pro jeden cyklus spalovacího motoru (pro čtyřdobý motor  $\tau = 2$ ) [1,2].

Z uvedeného vztahu vyplývá, že zvýšit efektivní výkon motoru s předem daným zdvihovým objemem válců pracujícím při daných otáčkách je možné pouze zvýšením středního efektivního tlaku na píst  $p_e$ . To je možné např. spálením většího množství paliva, ze kterého se uvolní větší množství energie, jež se přivede do tepelného oběhu motoru, které pro dokonalé spalování paliva předpokládá dodávku většího hmotnostního množství vzduchu. Střední efektivní tlak na píst je možné vyjádřit vztahem

$$p_e = \frac{H_u}{\sigma_t \lambda_z} \rho_{pl} \eta_{pl} \eta_i \eta_m \quad , \quad (2)$$

kde  $H_u$  - dolní výhřevnost paliva,  $\lambda_z$  - spalovací součinitel přebytku vzduchu,  $\sigma_t$  - teoretický směšovací poměr vzduchu a paliva,  $\rho_{pl}$  - hustota plnicího vzduchu,  $\eta_{pl}$  - plnicí účinnost motoru,  $\eta_i$  - indikovaná účinnost motoru,  $\eta_m$  - mechanická účinnost motoru.

Vezmeme-li v úvahu, že pro dané palivo je ve vztahu (2) pro střední efektivní tlak  $H_u$  a  $\sigma_t$  konstantní, pak střední efektivní tlak závisí kromě mechanické účinnosti motoru  $\eta_m$  na  $\eta_{pl}$ ,  $\eta_i$ ,  $\lambda_z$  a  $\rho_{pl}$ .

Efektivní tlak je menší než indikovaný tlak. Je to způsobeno vlivem mechanických ztrát motoru

$$p_i = \frac{p_e}{\eta_m} \quad . \quad (3)$$

Indikovaný výpočtový tlak se vypočte z rozdílu práce při polytropické expanzi a práce potřebné na polytropickou kompresi. Tyto práce lze vyjádřit jako funkci tlaku na počátku komprese, z níž pak získáme vztah pro potřebný maximální plnicí tlak na konci sacího zdvihu motoru

$$p_{1z} = \frac{p_i}{\frac{\varepsilon^{n_1}}{\varepsilon - 1} \left[ \frac{\nu}{n_2 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]} \quad , \quad (4)$$

kde  $\varepsilon$  - geometrický kompresní poměr motoru,  $\nu$  - stupeň zvýšení tlaku,  $n_1$  - exponent polytropy při kompresi,  $n_2$  - exponent polytropy při expanzi.

Pro hustotu plnicího vzduchu platí vztah

$$\rho_{pl} = \frac{P_{1z}}{rT_{pl}} \quad , \quad (5)$$

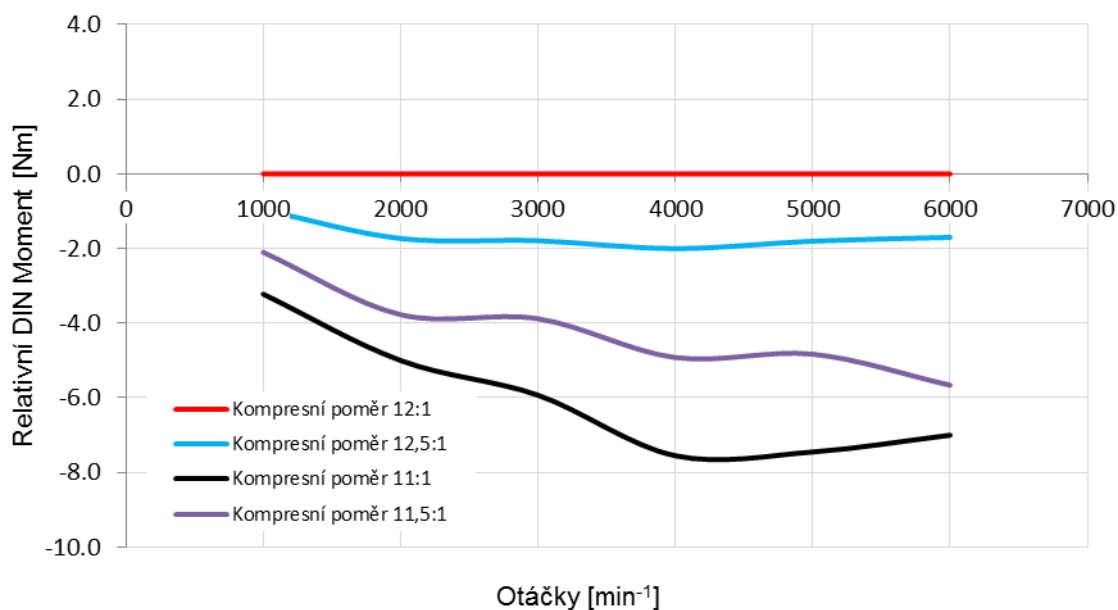
kde  $r$  je plynová konstanta vzduchu.

Pro zvýšení měrného efektivního výkonu máme tedy v zásadě k dispozici ovlivňování tří možných veličin resp. jejich kombinací. Zvýšení plnicího tlaku před sacími ventily  $p_{1z}$ , zvýšení kompresního poměru  $\mathcal{E}$  a snížení teploty plnicího vzduchu  $T_{pl}$  [4].

Problematika přeplňování zážehových motorů úzce souvisí s problematikou klepání, nebo spíše s možností odsunutí hranice jejího vzniku. Je to právě klepání, které brání navyšování efektivního výkonu při zvyšování plnicího tlaku a kompresního poměru. Pokud bychom byli schopni tuto překážku překonat použitím paliva s větší antidetonační odolností, je nutné připustit i větší tepelné a mechanické zatížení motoru. Klepání je ovlivněno antidetonačními vlastnostmi použitého paliva a složením směsi paliva se vzduchem, růstem tlaků a teplot směsi na konci kompresního zdvihu motoru, který je dán nebo ovlivněn kompresním poměrem motoru a plnicím tlakem a teplotou, velikostí předstihu zážehu, otáčkami motoru a geometrií spalovacího prostoru.

## 2. VLIV KOMPRESNÍHO POMĚRU

Kompresní poměr motoru ovlivňuje klepání konečnými kompresními tlaky a teplotami. Maximální plnicí tlak klesá na mezi klepání s rostoucím kompresním poměrem motoru  $\varepsilon$ , při konstantním oktanovém čísle paliva, součiniteli přebytku vzduchu  $\lambda$  a konstantních otáčkách motoru. Protože teplota na konci komprese je závislá na teplotě plnicího vzduchu  $T_{pl}$ , má velký význam chlazení plnicího vzduchu. Snížení kompresního poměru motoru má velký vliv na odsunutí meze klepání, ovšem současně snižuje termickou a tím i indikovanou účinnost motoru a hospodárnost jeho provozu. Zde je nutné si uvědomit, že celkový kompresní poměr přeplňovaného motoru  $\varepsilon$  je zvětšen součinem s kompresním poměrem plnicího kompresoru  $\Pi_k$ . Na obrázku Obr. 1 je znázorněn pro CNG motor o objemu 1,4 litru vliv kompresního poměru na výstupní točivý moment. Jak je patrné z výsledků, tak se zvyšujícím se kompresním poměrem až do hodnoty 12:1, dochází také ke zvyšování točivého momentu.



Zdroj: Autor

Obr. 1 - Relativní porovnání točivého momentu pro různé hodnoty kompresních poměrů (základ je kompresní poměr 12:1)

U kompresního poměru 12,5:1 již převládá negativní vliv samozápalů a vzniku klepání. Tento negativní vliv se projevuje tak, že vlivem vysokého předstihu a plnicího tlaku dochází k výraznému vzniku klepání, které má za následek zvýšené mechanické a tepelné namáhání pístu. Výsledkem je opálení koruny pístu (Obr. 2, Obr. 3).



Zdroj: Autor

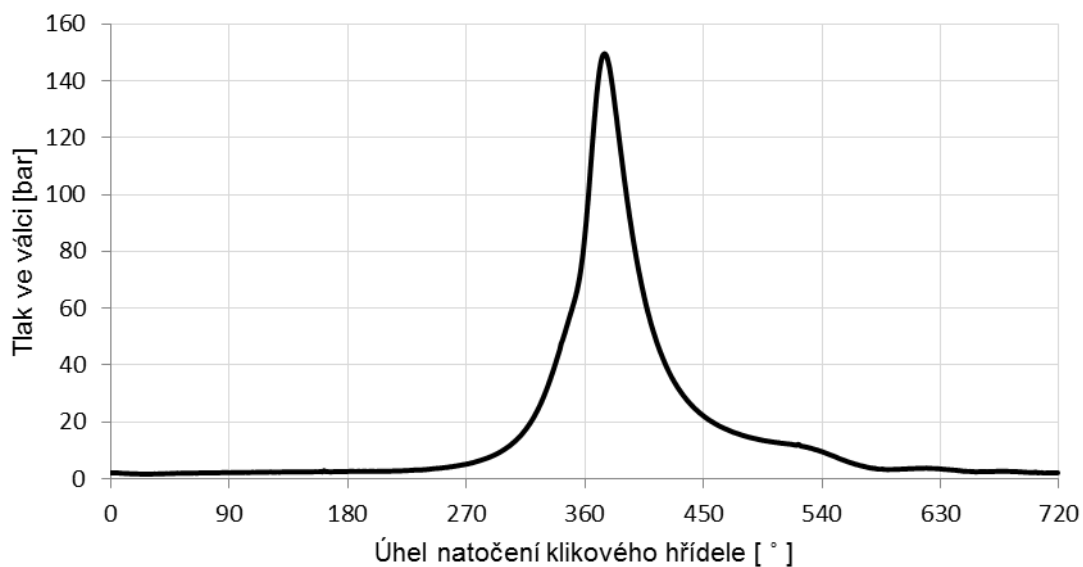
Obr. 2 - Následky klepání při kompresi 12,5:1



Zdroj: Autor

Obr. 3 - Opálená koruna pístu při kompresním poměru 12,5:1

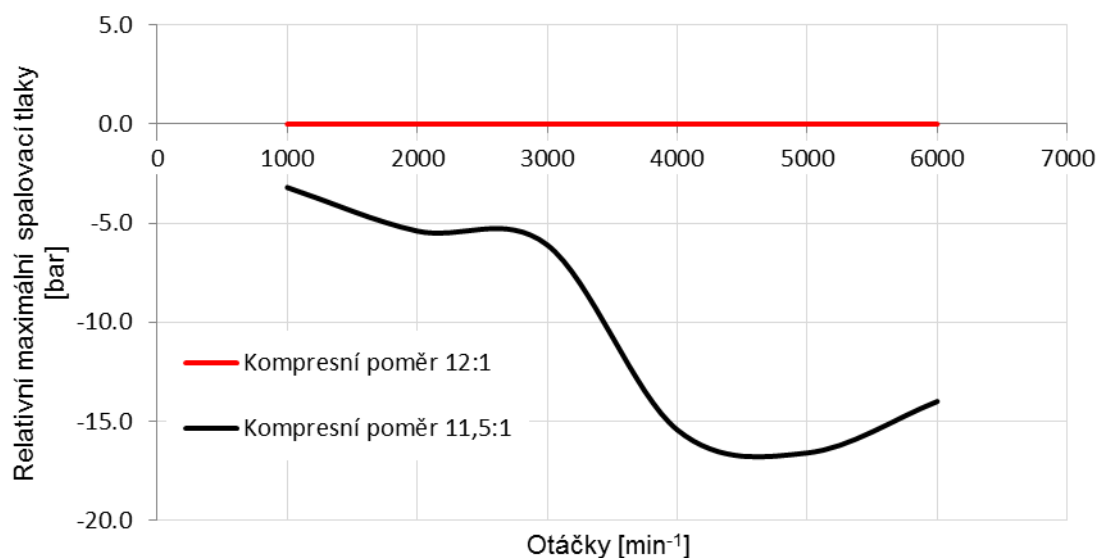
Logickým závěrem z pohledu klepání je maximální kompresní poměr do 12:1. Klíčovou otázkou ovšem zůstává pevnostní namáhání celé pístní skupiny.



Zdroj: Autor

Obr. 4 - Průběh indikovaného tlaku ve válci pro 100% natočení škrtkové klapky a otáčky 5200 min<sup>-1</sup> (kompresní poměr 12:1)

Po analýze maximálních spalovacích tlaků (Obr. 4) a porovnání relativních točivých momentů, tak jak je provedeno mezi variantami 12:1 a 11,5:1 (Obr. 5), může být rozhodnuto, že se kompresní poměr sníží na 11,5:1.

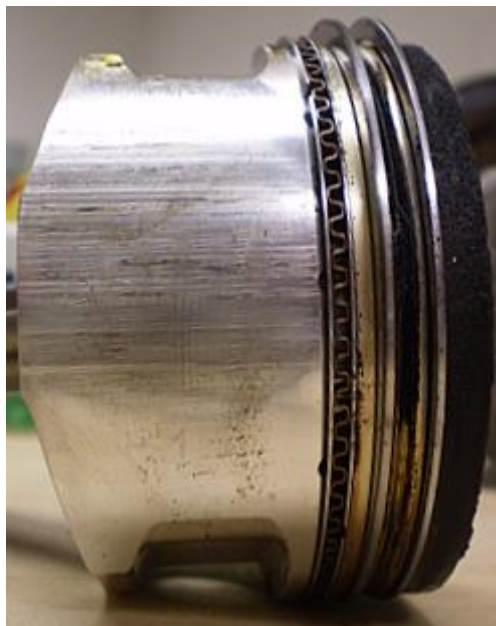


Zdroj: Autor

Obr. 5 - Relativní porovnání maximálních spalovacích tlaků při kompresním poměru 11,5:1 a 12:1 (základ je kompresní poměr 12:1)

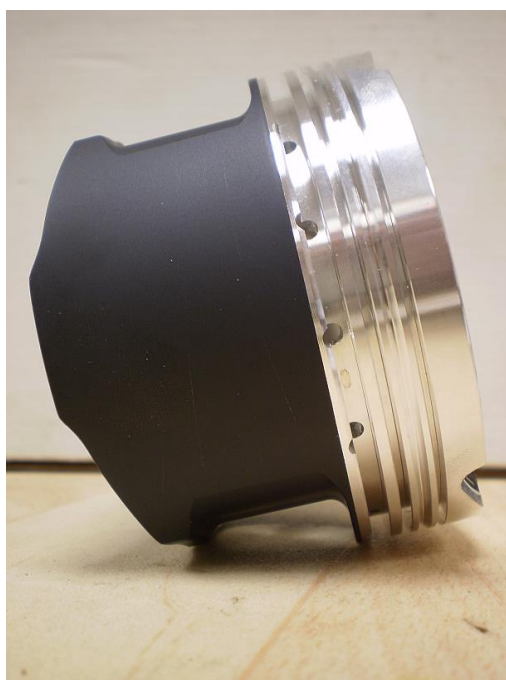
Tato změna nemá zásadní vliv na výsledný výkon motoru, ale významně sníží namáhání pístní skupiny, což se projeví pozitivně na její životnosti. Obrázek Obr. 6 ukazuje příklad zvýšeného opotřebení pláště pístu při použití kompresního poměru 12,5:1 po dlouhodobém testu. Ke zvýšení životnosti významně pomáhá prodloužení pláště pístu a nanesení vrstvy suchého lubrikantu na jeho povrch formou plazmatického nástřiku (Obr. 7).





Zdroj: Autor

Obr. 6 - Opotřebení pláště pístu



Zdroj: Autor

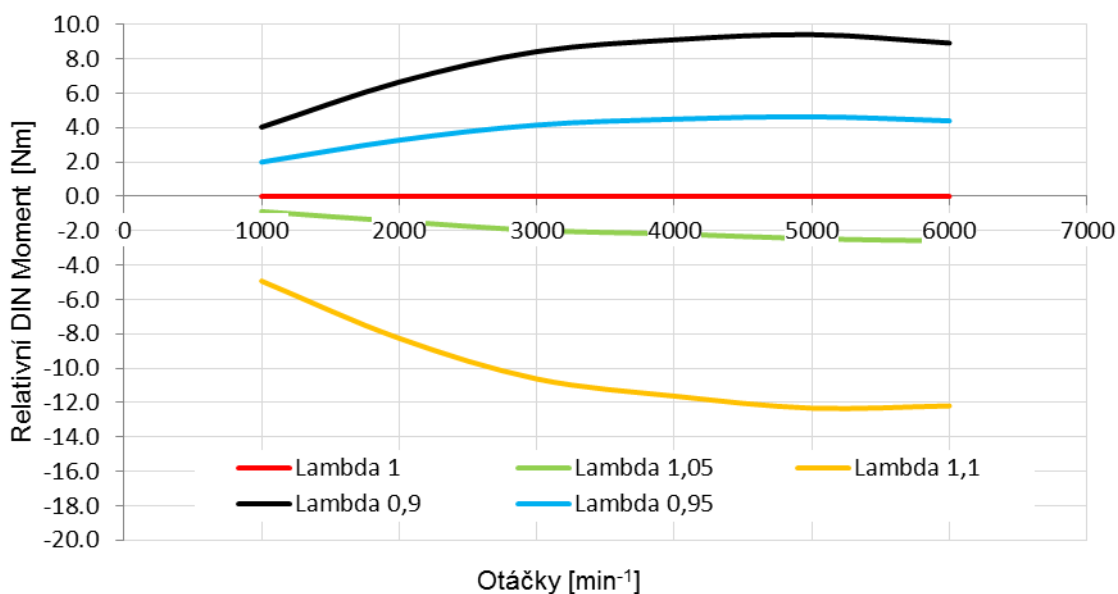
Obr. 7 - Nový píst s prodlouženým pláštěm a plazmaticky nanesenou vrstvou lubrifikantu

### 3. VLIV SMĚSI PALIVA SE VZDUCEM

Polohu hranice klepání ovlivňují nejen antidetonační vlastnosti samotného paliva, vyjádřeného oktánovým číslem, ale i složením směsi, které je charakterizováno součinitelem přebytku vzduchu [3].

Plnicí tlak na mezi klepání při konstantním oktánovém čísle paliva a součiniteli přebytku vzduchu směsi klesá s rostoucí teplotou plnicího vzduchu. Zejména u kapalných paliv se při konstantním oktánovém čísle paliva mez klepání bude zvyšovat při obohacení směsi. Pro chudou směs  $\lambda = 1,1$  leží mez klepání níže než pro bohatší směs  $\lambda = 0,9$ . Tuto skutečnost lze vysvětlit tím, že palivo přejímá během komprese teplo ze stlačované směsi.

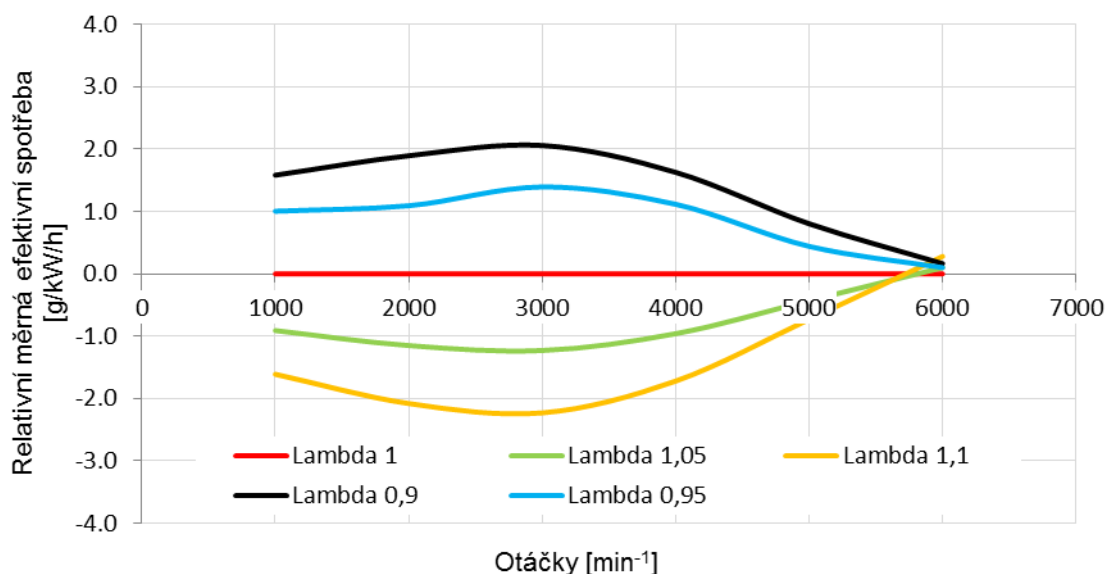
Na Obr. 8 je zobrazeno relativní porovnání točivého momentu pro různé součinitele přebytku vzduchu  $\lambda$  při kompresním poměru 11,5:1. Základ pro porovnání je stechiometrická směs  $\lambda = 1$ . Jak je z průběhu hodnot patrné, tak podle předpokladů, s rostoucím přebytkem paliva stoupá dosažitelný výkon. Na Obr. 9 je zobrazeno porovnání měrné efektivní spotřeby paliva (CNG) pro různé součinitele přebytku vzduchu  $\lambda$  (základ je opět  $\lambda = 1$ ). Z obou obrázků je patrné, že při přebytku vzduchu  $\lambda$  v rozmezí 0,9 až 0,95 je znatelný přírůstek točivého momentu při nepatrně navýšené spotřebě paliva.



Zdroj: Autor

Obr. 8 - Relativní porovnání točivého momentu pro různé součinitele přebytku vzduchu  $\lambda$  při kompresním poměru 11,5:1 (základ je  $\lambda = 1$ )



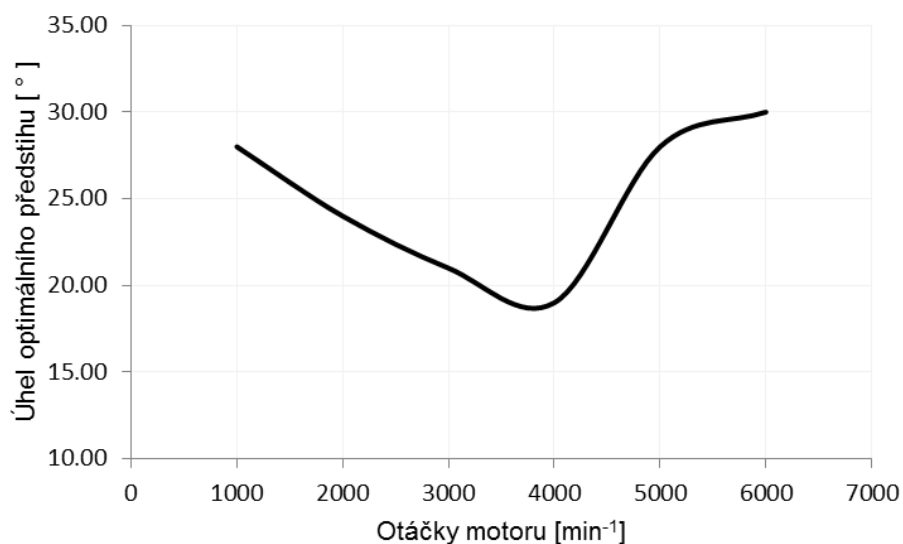


Zdroj: Autor

Obr. 9 - Relativní porovnání měrné efektivní spotřeby pro různé součinitele přebytku vzduchu  $\lambda$  při kompresním poměru 11,5:1 (základ je  $\lambda = 1$ )

#### 4. VLIV PŘEDSTIHU ZÁŽEHU

Velikost úhlu předstihu zážehu má značný vliv na velikost spalovacích tlaků, teplot a rychlost jejich růstu. S rostoucím úhlem předstihu zážehu roste hodnota středního efektivního tlaku  $p_e$  na mezi klepání se současným růstem plnicího tlaku. Velký význam i zde má chlazení plnicího vzduchu. Na obrázku Obr. 10 je zobrazen průběh optimálního předstihu zážehu, který je dán hranicí MFB50%  $\sim 8^\circ$  po horní úvrati, nebo oblastí klepání.



Zdroj: Autor

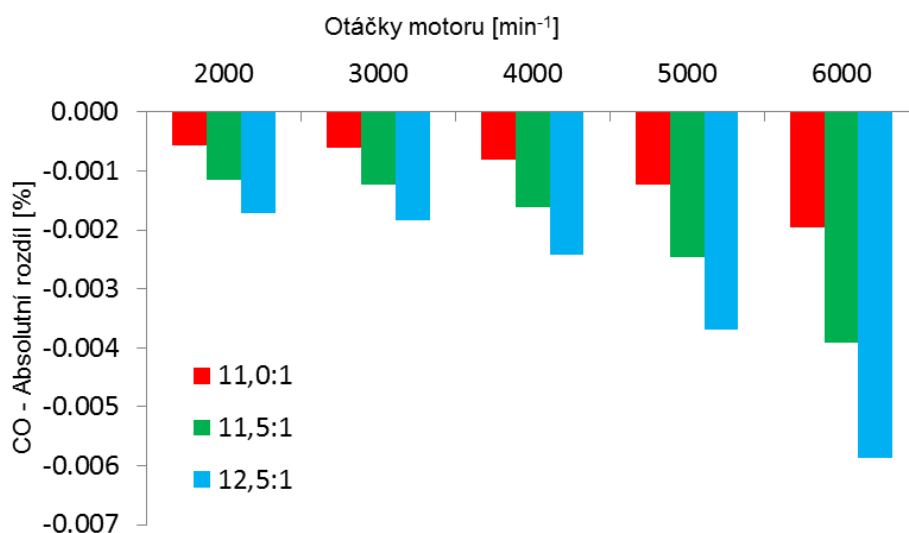
Obr. 10 – Průběh optimálního předstihu zážehu při maximálním výkonu (vnější otáčková charakteristika)

## 5. MOŽNOSTI ODSUNUTÍ MEZE KLEPÁNÍ

- a) Použití paliva o vyšším oktanovém čísle.
- b) Vstříknutí malého množství kapaliny (nejčastěji vody nebo alkoholu), které se provádí u velmi zatížených motorů, dovoluje zvýšit  $p_e$  až o 20% [4].
- c) Chlazení plnicího vzduchu v chladiči za kompresorem.
- d) Tvar spalovacího prostoru včetně tvarování spalovacího prostoru v pístu a rozmístění tzv. teplých míst.
- e) Použití dvou zapalovacích svíček. Zkrátí se tím dráha čela reakční zóny a tím se zmenší čas pro vznik podmínek klepání.
- f) Zvýšení otáček motoru, čímž se rovněž zkracuje doba pro spalování a tím i vzniku podmínek pro klepání.
- g) Snížení předstihu zážehu, který je také prvním krokem při provozní regulaci.
- h) Snížení plnicího tlaku, který je druhým krokem při provozní regulaci.

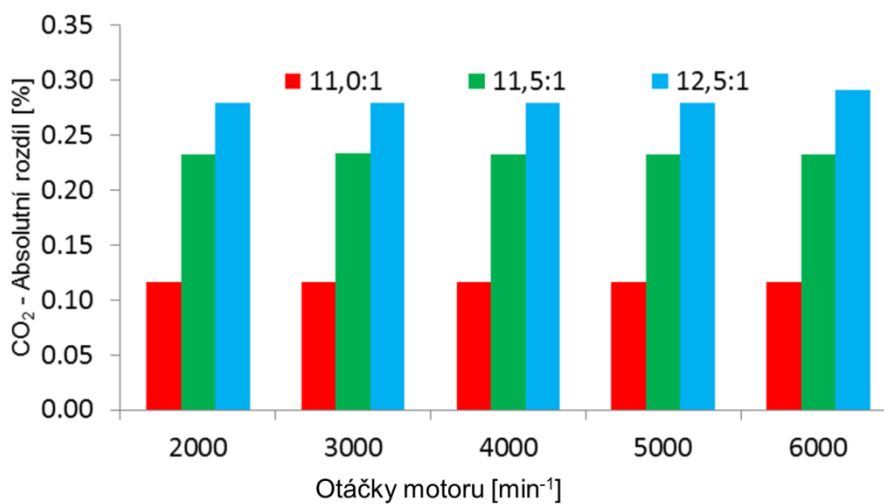
## 6. MĚŘENÍ EMISÍ

Byla provedena série emisních měření pro kompresní poměry 10,5:1, 11,0:0, 11,5:1 a 12,0:1. V absolutních hodnotách došlo s výjimkou emisí oxidu uhelnatého k navýšení všech hodnot. Pokud však vztáhneme naměřené hodnoty k výkonu motoru, tak jak k tomu dochází při běžném využívání motoru, můžeme souhrnně říci, že se zvyšováním výsledného kompresního poměru dochází k nárůstu pouze u NO<sub>x</sub>, u zbývajících emisí se naopak jedná o relativní pokles. Na svislou osu grafů je pro přehlednost vynesena rozdíl absolutních hodnot, který se pohybuje ve zlomcích procent. Pouze oxidy dusíku (Obr. 14), které narůstají s kompresním poměrem nelineárně i vzhledem k narůstajícímu výkonu tak představují určitou limitaci pro další zvyšování kompresního poměru u motorů spalujících CNG. Naopak na emise oxidů uhlíku (Obr. 11) vztažené k výkonu má zvyšování kompresního poměru pozitivní vliv.



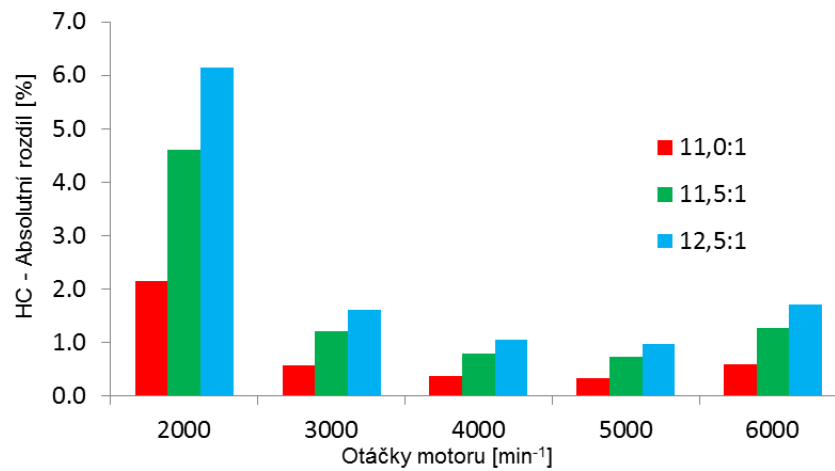
Zdroj: Autor

Obr. 11 - Absolutní rozdíly emisí CO pro různé kompresní poměry (základ je kompresní poměr 10,5:1)



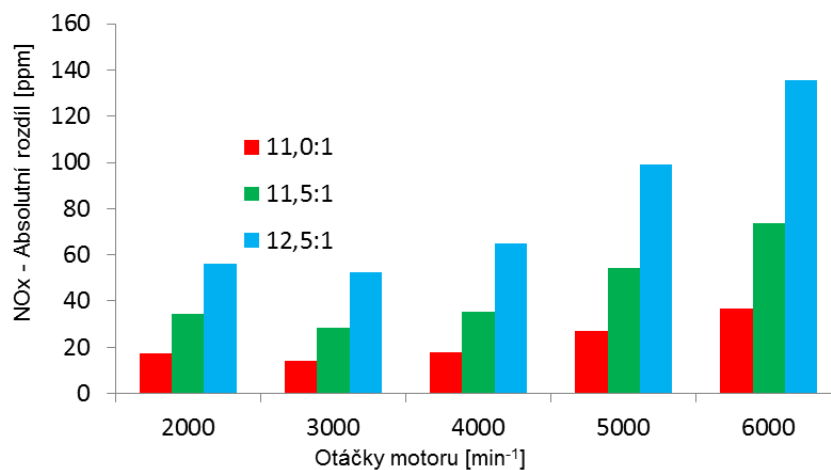
Zdroj: Autor

Obr. 12 - Absolutní rozdíly emisí CO<sub>2</sub> pro různé kompresní poměry (základ je kompresní poměr 10,5:1)



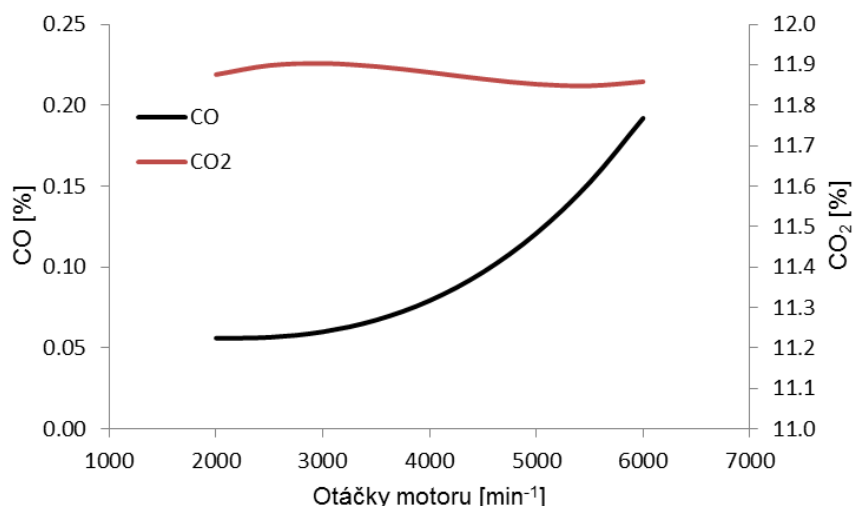
Zdroj: Autor

Obr. 13 - Absolutní rozdíly emisí HC pro různé kompresní poměry (základ je kompresní poměr 10,5:1)



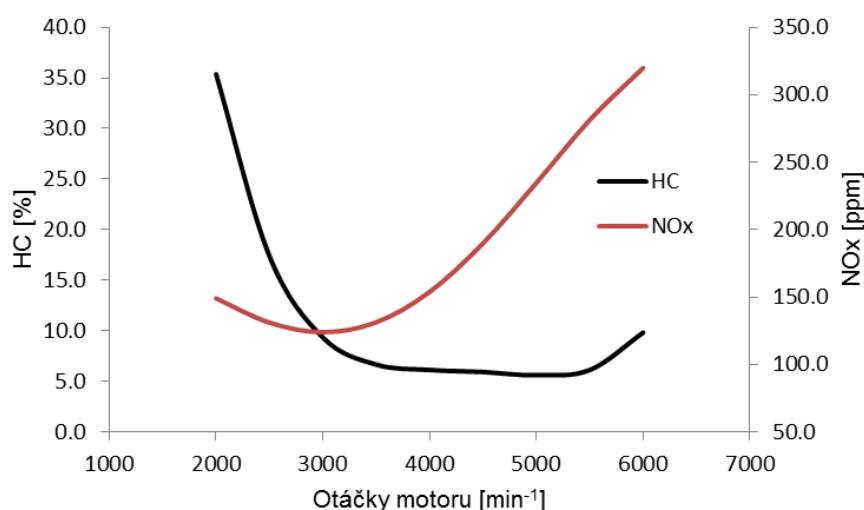
Zdroj: Autor

Obr. 14 - Absolutní rozdíly emisí NOx pro různé kompresní poměry (základ je kompresní poměr 10,5:1)



Zdroj: Autor

Obr. 15 - Produkce emisí CO a CO<sub>2</sub> pro kompresní poměr 11,5:1 v závislosti na otáčkách motoru

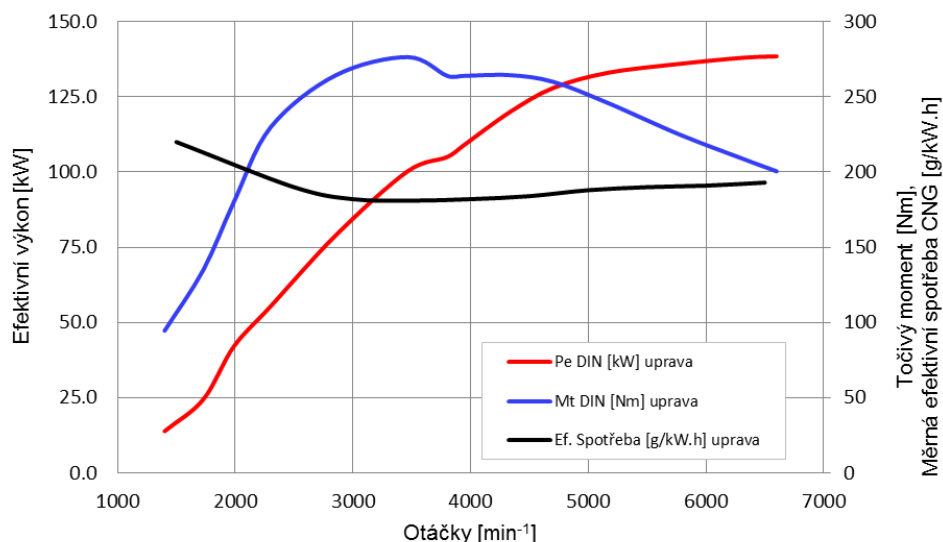


Zdroj: Autor

Obr. 16 - Produkce emisí HC a NO<sub>x</sub> pro kompresní poměr 11,5:1 v závislosti na otáčkách motoru

## ZÁVĚR

Průběh efektivního výkonu a měrné efektivní spotřeby pro motor upravený podle zásad uvedených v tomto příspěvku je uveden na Obr. 17. Z výše uvedeného je patrné, že dosažení většího efektivního výkonu u přeplňovaného pístového spalovacího motoru při použití paliva s vyšší antidetonační odolností (vyšším oktanovým číslem) je možné dosáhnout více způsoby. Dále je patrné, že možnost použití dvou paliv o rozdílném oktanovém čísle u motoru bez konstrukčně náročného proměnlivého geometrického kompresního poměru neumožňuje plné využití výhod paliva s vyšší antidetonační odolností.



Zdroj: Autor

Obr. 17 - Upravený motor VW 1,4 TFSI při provozu na CNG  
(vnější otáčková charakteristika)

## PODĚKOVÁNÍ

Výsledky tohoto projektu LO1202 byly získány za finančního přispění Ministerstva školství, mládeže a tělovýchovy v rámci účelové podpory „Národní program udržitelnosti I“.

## POUŽITÁ LITERATURA

- (1) Kraftfahrzeug - Kurbelwellen : Konstruktion, Berechnung, Herstellung. 2001. Auflage. Landsberg/Lech Verlag Moderne Industrie 2001. 70 s. ISBN 3-478-93243-2.
- (2) HEISLER, H. Advanced Engine Technology. Oxford : Butterworth-Heinemann, 2002. 794 s. ISBN 1-56091-734-2.
- (3) STOTSKY, A. Automotive Engines: Control, Estimation, Statistical Detection. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2009. 209 s. ISBN 978-3-642-00163-5
- (4) HIERETH, H., PRENNINGER, P. Charging the Internal Combustion Engine. Springer-Verlag, Wien, 2007. 260 s. ISBN 978-3-211-33033-3