

VÝSLEDKY MĚŘENÍ TRAKTOROVÉHO MOTORU NA ŘEPKOVÝ OLEJ A MOTOROVOU NAFTU

Results of Measurement of Tractor Rapeseed Oil and Diesel Motor

František BAUER

Mendelova zemědělská a lesnická univerzita v Brně

Summary: The results show, that with use of rapeseed oil or mixture fuel in modern Diesel motors there are changes in performance parameters of motor due to lower heating power of the rapeseed oil. The results from other workplaces abroad point out to problematic of carbone formation in combustion space, possible dilution of motor oil, corrosion in high pressure components of fuel system etc. In tractor, which burns refined rapeseed oil, the long-term tests in agricultural practice focused on this problematic have not been performed. The measurements did not prove explicitly a negative influence of excessive carbonization in the combustion space. In future it would be suitable to focus on this problematic.

Key words: tractor motor, performance, rapeseed oil, motor diesel

Souhrn: Z výsledků vyplývá, že při použití řepkového oleje nebo směsného paliva v moderních vznětových motorech dochází ke změnám výkonových parametrů motoru z důvodu nižší výhřevnosti řepkového oleje. Výsledky měření s ostatních pracovišť v zahraničí poukazují na problematiku tvorby karbonu ve spalovacím prostoru, možném ředění motorového oleje, korozi u vysokotlakých prvků palivové soustavy atd. U traktoru spalujícího čistý řepkový olej dlouhodobé zkoušky v zemědělském provozu zaměřené na tuto problematiku zatím neproběhly. Provedená měření jednoznačně neprokázala negativní vliv nadměrné karbonizace ve spalovacím prostoru. Do budoucna by bylo vhodné se na uvedenou problematiku zaměřit.

Klíčová slova: motor, výkon, rostlinný olej, vznětový olej

Úvod

U vznětových motorů se v souvislosti s biopalivy nejvíce diskutuje o problematice používání rostlinných olejů. Spálením jedné tuny motorové nafty se vyprodukuje až 2,8 t CO₂, který patří do skupiny tzv. skleníkových plynů. Při spalování řepkového oleje platí vyrovnaná bilance CO₂, při které se do ovzduší uvolní jen takové množství CO₂, které rostliny fotosyntézou během růstu opět přijmou. Energetická bilance řepkového oleje od prvovýroby až ke konečnému produktu je velmi příznivá: energetický vstup včetně agrotechnických operací a výroby oleje činí 17,6 GJ/ha, zatímco výstup 46,6 GJ/ha což je 2,65 násobný zisk energie z jednoho hektaru. Vezmeme-li však do bilance energetický obsah vedlejších produktů (např. slámy, šrotu, glycerinu, apod.), pak podle údajů výzkumníků francouzského ústavu Sofiproteol stoupne energetický zisk až 6 krát z 1 hektaru.

Zkoušky provozu vznětového motoru na rostlinný olej jsou prováděny na sériově vyráběných motorech nebo na motorech s upravenou palivovou soustavou. Při úpravě palivové soustavy se používá jedno nebo dvou-palivový systém. U dvou-palivového systému je motor provozován na motorovou naftu při nízké teplotě a na konci doby provozu. Jakmile teplota chladící kapaliny dosáhne provozní teploty, přepne se provoz na řepkový olej. U jedno-palivového systému je motor provozován za všech provozních situací na řepkový olej. Přitom je možné motor i nadále provozovat na motorovou naftu.

Pro zjištění vlivu spalování rostlinného oleje na ukazatele práce motoru, bylo na Mendelově zemědělské a lesnické univerzitě v Brně realizováno porovnávací měření (viz. obr.1) vybraných výkonových parametrů při provozu motoru na motorovou naftu a rostlinný olej. Cílem bylo získat jmenovitou otáčkovou charakteristiku motoru při provozu na motorovou naftu a řepkový olej. Dále byl proveden chemický

rozbor paliv v akreditované laboratoři, na které byl motor provozován. Ke zkouškám byl přistaven traktor Case IH 135 MXU. Traktor byl vyroben v roce 2004 a před provedením zkoušek byl v provozu 708 mth.

Obr.1 Měření výkonu motoru traktoru Case IH 135 MXU přes vývodový hřídel [1]

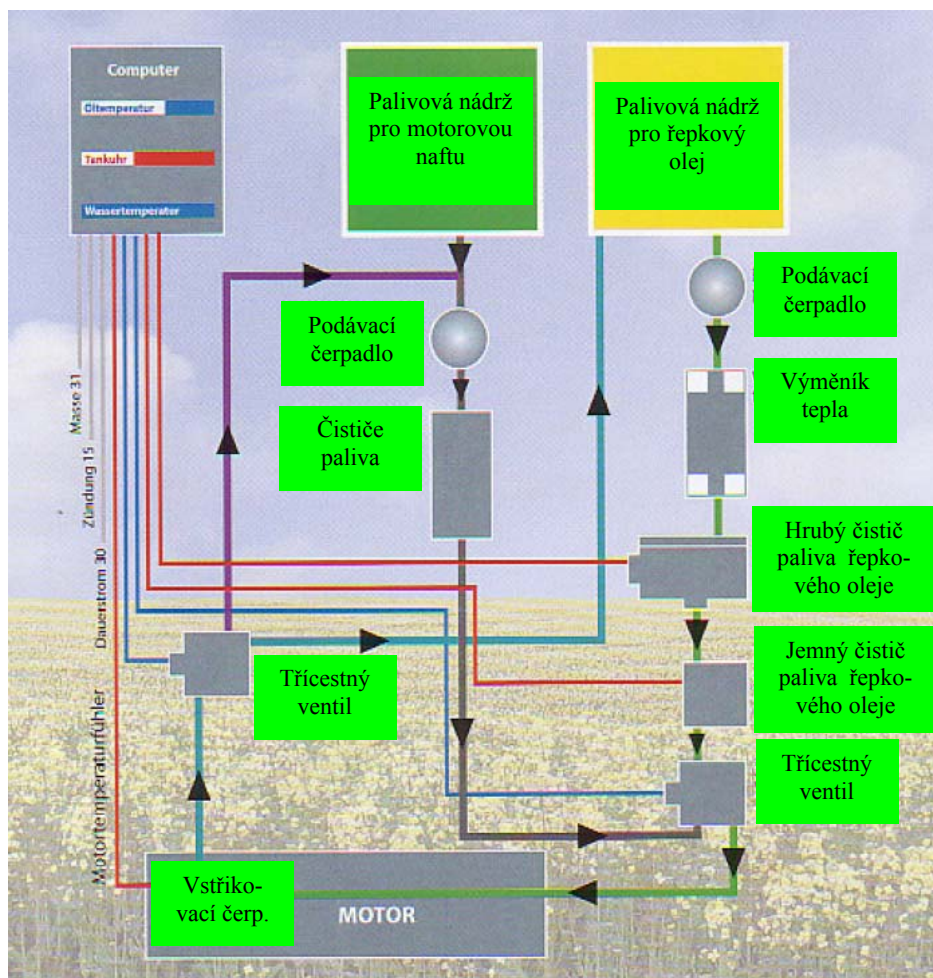


Motor byl vybaven dvou-palivovým systémem, jehož schéma je na obr.2. Úprava motoru zahrnovala pouze nízkotlakou část palivové soustavy. Při provozu na motorovou naftu se palivo dopravuje přes podávací čerpadlo a palivové čističe do třístenného elektromagneticky ovládaného ventilu a odtud dále do vysokotlakého čerpadla. Palivo z přepadu se vrací přes další třístenný elektromagneticky ovládaný ventil do okruhu s motorovou naftou. Tímto řešením se zabráňuje smíchávání paliv, které by se negativně projevilo u nízkotlaké soustavy pro motorovou naftu a také zhoršenou startovatelností za nižších teplot. Jakmile teplota řepkového oleje dosáhne hodnoty 60 °C, může dojít k přepnutí palivové soustavy na provoz s řepkovým

olejem. Přepínání mezi oběma palivy provádí řidič přes elektronický panel umístěný v kabině vedle palubní desky viz obr.3. Přestavení třícestných ventilů provede řídicí jednotka teprve tehdy, až teplota řepkového oleje dosáhne uvedené teploty. Řepkový olej je ohříván od chladicí kapaliny motoru pomocí výměníku. K ohřevu se používá ještě topné těleso, které se zapíná po nastar-

tování traktoru. Na konci provozu je nutné přepnout palivovou soustavu, aby v palivovém potrubí zůstala motorová nafta a traktor bylo možné snadněji nastartovat. Přestavbou palivové soustavy nebyla provedena změna cyklové dávky paliva a zůstala nastavena výrobcem spalovacího motoru.

Obr.2 Úprava palivové soustavy na provoz se dvěma palivy podle firmy Gruber Landtechnik provedená u měřeného traktoru Case IH 135 MXU



Obr.3 Ovládací a informační panel použitý u dvou-palivového systému traktoru Case IH 135 MXU



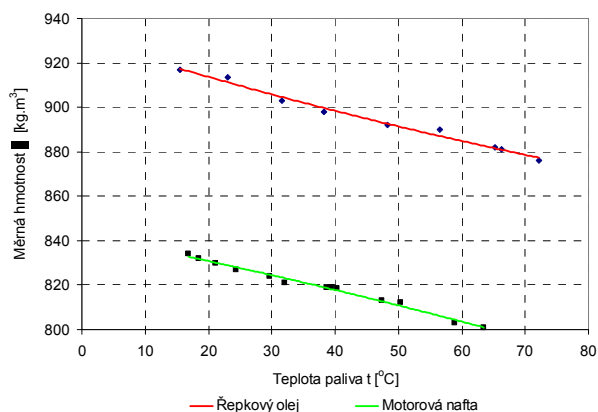
Měření jmenovité otáčkové charakteristiky motoru proběhlo ve dnech 26.2 – 1.3 2006. Zkoušky byly realizovány v laboratořích ústavu techniky a automobilové dopravy na MZLU v Brně. Měření základních parametrů motoru je prováděno přes vývodový hřídel dle metodiky OECD (obr.1). Při všech zkouškách jsou dodržovány všeobecné požadavky dané normou ČSN ISO 789-1.

Měření točivého momentu motoru bylo provedeno vířivým dynamometrem VD 500 připojenému k zadnímu vývodovému hřídeli traktoru přes kloubový hřídel. Všechna měření probíhala při plně dodávce paliva. Regulaci dynamometru a snímání naměřených údajů zajišťuje řídicí počítač vozidlové zkušebny a server dat. Otáčky dynamometru jsou měřeny pulzním snímačem LUN 1326.02-8, který je součástí dynamometru. Signál ze snímače je po úpravě tvarovacím obvodem přiveden do měřicího počítače zkušebny.

Spotřeba paliva byla měřena objemově pomocí průtokoměru Flowtronic 206 zapojeného do palivové

soustavy motoru. Pro zajištění objektivitu měření spotřeby, je prováděno chlazení paliva v nízkotlakém okruhu palivové soustavy jednotkou s výměníkem tepla Flowtronic Flowjet-Ventil 4705. Z elektronické vyhodnocovací jednotky průtokoměru jsou údaje o spotřebě paliva ukládány do paměti měřícího počítače zkušebny. Při zkouškách je průběžně měřena teplota paliva pro přepočítání na spotřebu v hmotnostních jednotkách. Na obr.4 je uvedena závislost měrné hmotnosti zkoušených paliv na jejich teplotě.

Obr.4 Závislost měrné hmotnosti na teplotě u použitých paliv



Z digitální sběrnice traktoru CAN-Bus byly současně odečítány otáčky motoru, teplota paliva a ostatních provozních náplní, zatížení motoru atd. Dále byly měřeny barometrický tlak a relativní vlhkost vzduchu v prostoru zkušebny. Měřené hodnoty byly zaznamenávány s frekvencí 18 Hz a ukládány do paměti počítače.

Z naměřených hodnot byly vypočítány:
Výkon motoru na vývodovém hřídeli

$$P_e = \frac{M_t \cdot \pi \cdot n}{30} \text{ [W]}$$

Výsledky měření

Tab.1 Chemická analýza paliv

Analytický ukazatel	Značka	Jednotka	Motorová nafta	Řepkový olej
Spalné teplo	Q _s	[MJ.kg ⁻¹]	45,75 ± 0,01	39,55 ± 0,01
Výhřevnost	Q _i	[MJ.kg ⁻¹]	43,00 ± 0,01	36,91 ± 0,01
Uhlík	C	[% hmot.]	86,2 ± 0,5	77,6 ± 0,2
Vodík	H	[% hmot.]	12,6 ± 0,2	12,1 ± 0,5
Dusík	N	[% hmot.]	1,1 ± 0,1	0,8 ± 0,1
Kyslík	O ₂	[% hmot.]	< 0,02	9,5 ± 0,8
Kinematická viskozita při 20 °C	v	[mm ² .s ⁻¹]	4,1	77,7
Dynamická viskozita při 40 °C	v	[mm ² .s ⁻¹]	3,1	41,2
Hustota při 20 °C	ρ	[kg.m ³]	831,4 ± 0,1	914,8 ± 0,1

Průběh základních parametrů měřeného motoru je patrný z otáčkové charakteristiky uvedené na obr. 5. Uvedená charakteristika pro obě použítá paliva byla naměřena bez navýšení výkonu. Z charakteristiky je zřejmý rozdíl ve výkonu, točivém momentu a spotřebě

kde: M_t – točivý moment při ustáleném režimu [Nm]
n – otáčky vývodového hřídele [min⁻¹]

Hodinová hmotnostní spotřeba

$$M_{ph} = V_{ph} \cdot \rho \text{ [kg.h}^{-1}\text{]}$$

kde: V_{ph} – průměrná hodinová spotřeba objemová [l.h⁻¹]

ρ – měrná hmotnost paliva odpovídající jeho teplotě [kg.l⁻¹].

Měrná spotřeba paliva

$$m_p = \frac{M_{ph}}{P_e} \cdot 10^3 \text{ [g.kW}^{-1}\text{.h}^{-1}\text{]}$$

Převýšení točivého momentu

$$\Delta M = \frac{M_{max} - M_j}{M_j} \cdot 100 \text{ [%]}$$

kde: M_{max} – maximální točivý moment motoru [Nm]

M_j – točivý moment při jmenovitých otáčkách [Nm].

Pokles otáček od jmenovitých po otáčky při maximálním točivém momentu se udává v procentech a stanoví se pomocí vztahu:

$$\Delta n = \frac{n_j - n_{Mmax}}{n_j} \cdot 100 \text{ [%]}$$

kde: n_j – jmenovité otáčky motoru [min⁻¹]

n_{Mmax} – otáčky motoru při maximálním točivém momentu [min⁻¹].

Hodnoty vypočtené pomocí uvedených vztahů se vynášejí do grafů charakteristik v závislosti na otáčkách.

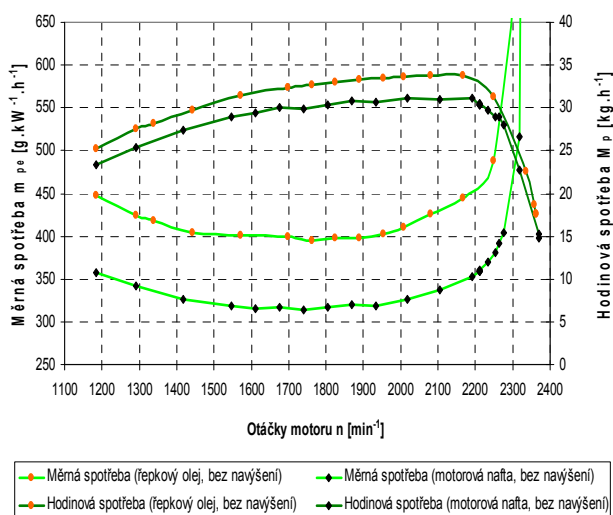
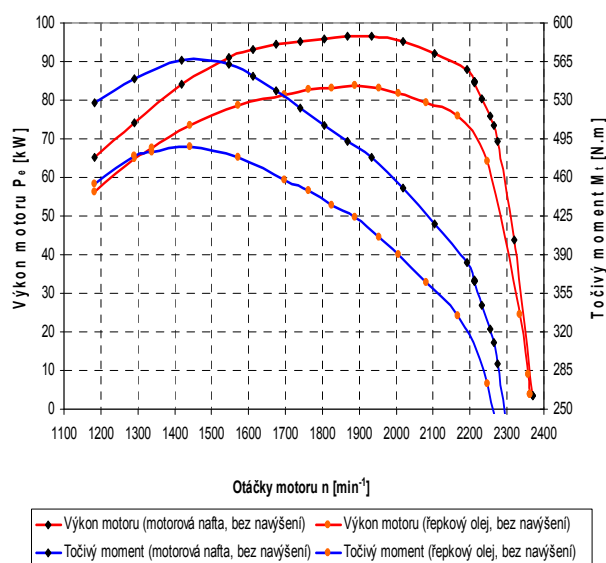
při provozu na naftu a řepkový olej, v celé oblasti provozních otáček motoru.

Maximální naměřený výkon motoru při provozu na motorovou naftu byl 96,69 kW při otáčkách 1933 min⁻¹. Maximální výkon motoru při provozu na řepkový olej byl 83,72 kW při otáčkách 1888 min⁻¹. Při provozu na motorovou naftu byl naměřen výkon o 12,97 kW (o

13,4 %) vyšší. Mezi průběhy výkonů motoru při provozu na motorovou naftu a řepkový olej se v oblasti mezi jmenovitými otáčkami a otáčkami při max. točivém momentu pohyboval rozdíl ve výkonu od 10 do 12,5 kW.

Maximální točivý moment 565,64 N.m byl naměřen při provozu na motorovou naftu při otáčkách 1418 min⁻¹. Velikost převýšení točivého momentu dosáhla 47,5 % při poklesu otáček 35,25 %. Hodinová spotřeba paliva se během měření pohybovala od 14,71 kg.h⁻¹ až do 31,06 kg.h⁻¹ při teplotě motorové nafty 32 ÷ 52 °C.

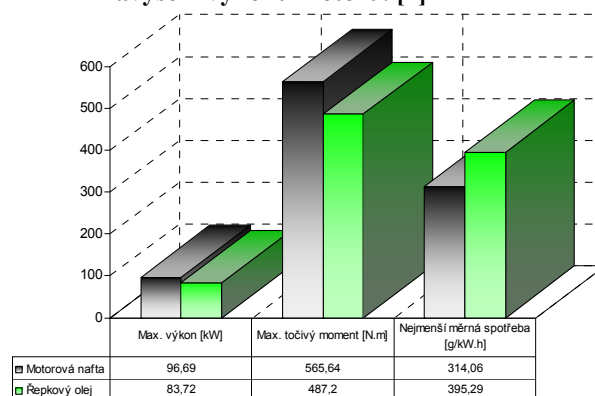
Obr.5 Jmenovitá otáčková charakteristika motoru traktoru Case Ih 135 MXU naměřená přes PTO, bez navýšení výkonu motoru [1]



Při provozu na řepkový olej byl naměřen maximální točivý moment 487,20 N.m při otáčkách 1442 min⁻¹. Velikost převýšení točivého momentu dosáhla 45,4 % při poklesu otáček 34,34 %. Hodinová spotřeba paliva se během měření pohybovala od 20 kg.h⁻¹ až do 35,5 kg.h⁻¹ při teplotě řepkového oleje 64 ÷ 72 °C. Vybrané výsledky měření jsou uvedeny na obr.6.

Vzorky paliv byly předány k chemickému rozboru do akreditované laboratoře strojírenského zkušebního ústavu v Brně. Výsledky rozboru jsou uvedeny v tab.1. Z rozboru vyplývá, že řepkový olej má o cca 10 % nižší obsah uhlíku. Jelikož jsou uhlík a vodík nositeli energie v palivu, musí se nižší obsah uhlíku projevit na výkonových parametrech spalovacího motoru při zachování stejné cyklové dávky. Z rozboru je také zřejmá vysoká viskozita řepkového oleje, která snižuje čerpatelnost a filtrovatelnost. Z toho důvodů musí být v soustavě výměník pro její ohřev. Pokud by byl námi zkoušený řepkový olej esterifikován, přiblížil by se jeho viskozita k hodnotám motorové nafty.

Obr.6 Srovnání vybraných parametrů motoru při provozu na motorovou naftu a řepkový olej, bez navýšení výkonu motoru. [1]



Z výsledků vyplývá, že při použití řepkového oleje nebo směsného paliva v moderních vznětových motorech dochází ke změnám výkonových parametrů motoru z důvodu nižší výhřevnosti řepkového oleje. Výsledky měření s ostatních pracovišť v zahraničí poukazují na problematiku tvorby karbonu ve spalovacím prostoru, možném ředění motorového oleje, korozi u vysokotlakých prvků palivové soustavy atd. U traktoru spalujícího čistý řepkový olej dlouhodobé zkoušky v zemědělském provozu zaměřené na tuto problematiku zatím neproběhly. Provedená měření jednoznačně neprokázala negativní vliv nadměrné karbonizace ve spalovacím prostoru. Do budoucna by bylo vhodné se na uvedenou problematiku zaměřit.

Použitá literatura

Bauer, F., Sedlák, P., Šmerda, T. . VÝSLEDKY MĚŘENÍ TRAKTORU CASE IH 135 MXU na řepkový olej. Zpráva z měření, MZLU Brno 2006.

Kontaktní adresa

Prof. Ing. František Bauer, CSc., Mendelova zemědělská a lesnická univerzita v Brně, Ústav techniky a automobilové dopravy