

## KOMBINOVANÉ ZATĚŽOVÁNÍ TRAKTOROVÉHO MOTORU

T. Šmerda, J. Čupera

Došlo: 5. října 2009

### Abstract

ŠMERDA, T., ČUPERA, J.: *Combined loading of tractor's engine*. Acta univ. agric. et silvic. Mendel. Brun., 2010, LVIII, No. 1, pp. 199–206

The paper deals with influence of combined load of engine on drawbar properties of a tractor. The aim was focused on determination of power consumed via PTO and the impact on drawbar pull. During the development of the tractor is assumed that certain work will transfer operations from 60 to 60% over the PTO. Combined loading of engine power significantly reduces driving force as well as drawbar pull. In general, any change in power distribution will affect power balance and overall efficiency. Nevertheless, decreasing of drawbar force enables higher efficiency due to lower resistance in transmission to PTO. Previous researches have shown that the overall loss can achieve at the most 15%. Ordinary efficiency of pulling tractor will not cross the limit of 70%. The contribution brings the results of experimental work where the load was changed. The combined load can be simulated with using of chassis dynamometer along with a dynamometer connected over the PTO. Basic levels of absorbed power over the PTO were set to 50, 70 and 90 kW. These points usually presents needs for main field operations. Settings of the test were carried out of constant power transferred over the PTO. Variable part of engine power is consumed to movement what means change in tractor velocity. The results of experiment have been evaluated using spreadsheet editor and statistical software and were built into plots.

combined load, driving axle, PTO, tractor

Z definice traktoru vyplývá, že musí umožnit přenos výkonu motoru přes hnací nápravy a vývodový hřídel pro pohon agregátů na připojeném stroji. Už při konstrukci traktorů se předpokládá přenesení 60 až 90 % výkonu motoru přes vývodový hřídel (SEMETKO a kol., 1986). Kombinovaným odběrem dochází ke snížení výkonu přiváděného na hnací kola, což způsobuje změnu tahových vlastností, výkonové bilance a celkové účinnosti využití výkonu motoru. Při rostoucím tlaku na ekonomiku provozu traktorových souprav je proto důležité vědět, jakým způsobem lze dosáhnout nejehospodárnějšího provozu. Měření tahových vlastností traktoru při současném odbírání výkonu motoru přes vývodový hřídel umožňuje válcová zkušebna na Ústavu techniky a automobilové dopravy MZLU Brno, na které lze zatěžovat traktor přes pojezdová kola a současně přes vývodový hřídel.

V článku je proveden rozbor vlivu velikosti výkonu odbíraného na vývodovém hřídeli na tahové

vlastnosti traktoru a celkovou účinnost využití výkonu motoru. Aplikace těchto poznatků v reálných podmínkách polních prací přináší značné úspory paliva, které snižují další negativní jevy spalování uhlovodíkových paliv.

### MATERIÁL A METODY

Základní výkonová bilance traktoru zahrnuje ztrátové, užitečné výkony a výkon spotřebovaný pro pohon vedlejších zařízení nutných pro činnost traktoru:

$$P_e = P_u + P_z + P_n \quad [W], \quad (1)$$

kde:

$P_e$  ... efektivní výkon motoru (W)

$P_u$  ... užitečný výkon (W)

$P_z$  ... ztrátový výkon (W)

$P_n$  ... výkon pro pohon vedlejších zařízení (W).

Při rovnoměrném pohybu na rovné podložce lze vztah (1) dále rozepsat:

$$P_e = P_{mh} + P_v + P_\delta + P_t + P_{mto} + P_{pto} + P_n \quad [W], \quad (2)$$

kde:

$P_{mh}$  .... výkon zmařený v převodových ústrojích mezi motorem a hnacími koly (W)

$P_v$  ..... výkon zmařený valivým odporem (W)

$P_\delta$  ..... výkon zmařený prokluzem (W)

$P_t$  ..... tahový výkon (W)

$P_{mto}$  .... výkon zmařený v převodech vývodového hřídele (W)

$P_{pto}$  .... výkon na vývodovém hřídeli (W).

Podíl výkonu motoru odebíraného přes vývodový hřídel lze vyjádřit:

$$P_{pto} = P_e \cdot x \cdot \eta_{mpto} \quad [W], \quad (3)$$

kde:

$P_{pto}$  .... výkon na vývodovém hřídeli (W)

$\eta_{mpto}$  .. mechanická účinnost přenosu výkonu motoru na vývodový hřídel (-)

$x$  ..... podíl výkonu motoru přenášeného přes vývodový hřídel (-).

Zbývající část efektivně využitého výkonu motoru je přiváděna na hnací nápravy:

$$P_t = P_e(1 - x) \eta_{mh} \cdot \eta_v \cdot \eta_\delta \quad [W], \quad (4)$$

kde:

$\eta_v$  ..... valivá účinnost (-)

$\eta_\delta$  ..... prokluzová účinnost (-)

$\eta_{mh}$  .... mechanická účinnost v převodových ústrojích mezi motorem a hnacími koly (-)

$$P_t = P_e(1 - x) \eta_t \quad [W]. \quad (5)$$

Tahová účinnost se skládá ze tří dílčích účinností: mechanické  $\eta_m$  (vyjadřuje ztráty v převodech mezi motorem a hnacími koly), prokluzové  $\eta_\delta$  (vyjadřuje ztráty rychlosti vliv prokluzu) a valivé  $\eta_v$  (vyjadřuje ztráty vlivem odporu valení):

$$\eta_t = \eta_{mh} \cdot \eta_v \cdot \eta_\delta = \frac{P_e}{P_h} \cdot \frac{F_t}{F_h} \cdot \frac{v}{v_t} \quad [-], \quad (6)$$

kde:

$P_h$  .. hnací výkon (W)

$F_h$  ... hnací síla (N)

$v$  .... skutečná rychlost (m.s<sup>-1</sup>)

$v_t$  ... teoretická rychlost (m.s<sup>-1</sup>).

Výslednou účinnost efektivního využití výkonu motoru lze pak zapsat ve tvaru:

$$\eta_c = \frac{P_u}{P_e} = \frac{P_e \cdot x \cdot \eta_{mpto} + P_e(1 - x) \eta_t}{P_e} \quad [-]. \quad (7)$$



1: Měření tahových vlastností s kombinovaným zatěžováním přes PTO traktoru John Deere 7920 Autopower  
1: Measurement of drawbar properties via Power Take Off of John Deere 7920 tractor under combined load

Z toho pak plyne celková účinnost:

$$\eta_c = (1 - x) \eta_t + x \cdot \eta_{\text{mpto}} = \eta_t + x(\eta_{\text{mpto}} - \eta_t) \quad [-]. \quad (8)$$

Pro případ, že  $x = 0$  bude  $\eta_c = \eta_t$ , pro  $x = 1$  bude  $\eta_c = \eta_{\text{mpto}}$ .

Vývodový hřídel je se spalovacím motorem spojen přes redukční převodovku s čelním nebo šikmým ozubením. Mechanické ztráty se pohybují mezi 3 až 15 % (BAUER, 2006; TINKER, 1991). U tahajícího traktoru se přeměňuje asi 30–50 % efektivního výkonu motoru na ztrátové složky (GREČENKO, 1994; RAHEMAN, H., JHA, S. K., 2007). Z rozboru vyplývá, že efektivnější bude přenášet větší část výkonu motoru přes vývodový hřídel. Praktické ověření lze uskutečnit nejlépe v laboratorních podmínkách, neboť lze udržovat konstantní výkon na vývodovém hřídeli v průběhu celé tahové zkoušky.

Měření kombinovaného zatěžování se uskutečnilo v laboratorních podmínkách MZLU Brno, Ústavu techniky a automobilové dopravy. Bylo provedeno s traktorem John Deere 7920 Autopower, viz obr. 1 na válcovém dynamometru společně s vířivým dynamometrem, který zatěžoval motor přes vývodový hřídel (PTO). Vybrané technické parametry měřeného traktoru jsou uvedeny v tab. I. Měření točivého momentu bylo provedeno vířivým dynamometrem VD 500 při plné dodávce paliva. Výrobce dynamometru MEZ Vsetín, maximální měřitelný výkon 500 kW. Z digitální sběrnice traktoru CAN-Bus byly současně odečítány např. spotřeba paliva, otáčky motoru, teplota paliva, zatížení motoru. Dále byly měřeny hodnoty barometrického tlaku, relativní vlhkosti vzduchu a otáčky dynamometru. Měřené hodnoty byly zaznamenávány s frekvencí 18 Hz a ukládány do paměti počítače. Zatěžování hnacích náprav bylo provedeno na válcovém dynamometru VDU E270T-E150T. Dynamometr umožňuje měření tahových vlastností v rozsahu rychlostí 1–16 km.h<sup>-1</sup>. Maximální měřitelný výkon je 420 kW a maximální tahová síla 200 kN. Měřicí zařízení se skládá ze čtyř nezávisle řízených elektrických stejnosměrných dynamometrů, na které se přenáší ta-

hová síla z každého kola prostřednictvím párových válců. Při zkoušce byly měřeny tahová síla, pojezdová rychlost, prokluz kol, spotřeba paliva a otáčky motoru. Všechny zkoušky proběhly s nastavenou plnou dodávkou paliva.

Měření tahových vlastností probíhala při současném odebrání výkonu motoru přes vývodový hřídel. Postupně byl odebírán výkon 50, 70, a 90 kW při plynulé změně tahové síly.

Z naměřených hodnot byly dle uvedených vztahů vypočítány:

#### Tahový výkon

$$P_t = F_t \cdot v_p, \quad (9)$$

kde:

$P_t$  ... tahový výkon (kW)

$F_t$  ... tahová síla na všech hnacích kolech (kN)

$v_p$  ... pojezdová rychlost – obvodová rychlost válců (m.s<sup>-1</sup>).

#### Prokluz

$$\delta = \frac{\delta_{n1} + \delta_{n2}}{2} \quad [-], \quad (10)$$

kde:

$\delta$ ..... prokluz traktoru (%)

$\delta_{n1}$ ... prokluz kol přední nápravy (%)

$\delta_{n2}$ ... prokluz kol zadní nápravy (%)

#### Měrná tahová spotřeba

$$m_{pt} = \frac{V_{ph} \cdot \rho}{P_t} \cdot 10^3 \quad [\text{g.kW}^{-1}.\text{h}^{-1}], \quad (11)$$

kde:

$m_{pt}$  .... měrná tahová spotřeba (g.kW<sup>-1</sup>.h<sup>-1</sup>)

$V_{ph}$ ..... hodinová spotřeba paliva (l.h<sup>-1</sup>)

$\rho$  ..... měrná hmotnost paliva (kg.l<sup>-1</sup>).

I: Technické parametry měřeného traktoru

I: Technical specification of tested traktor

Parametr	Jednotka	Údaj
<b>Typ</b>	(-)	Deere&Company
<b>Motor</b>		
<b>Maximální výkon (ECE R24)</b>	(kW)	158
<b>Počet mth</b>	(mth)	17.8
<b>Převodovka</b>		Autopower
<b>Rozvor</b>	(mm)	2860
<b>Zadní náprava</b>	(-)	MICHELIN 710/70 R42 XM28
<b>Přední náprava</b>	(-)	MICHELIN 600/70 R 30
<b>Tlak v pneumatikách</b>		
<b>Zadní</b>	(kPa)	150
<b>Přední</b>	(kPa)	150

**Měrná spotřeba**

$$m_{pt} = \frac{V_{ph} \cdot \rho}{P_c} \cdot 10^3 \text{ [g.kW}^{-1} \cdot \text{h}^{-1}], \quad (12)$$

kde:

$m_{pt}$  .... měrná tahová spotřeba ( $\text{g.kW}^{-1} \cdot \text{h}^{-1}$ )

$V_{ph}$  ..... hodinová spotřeba paliva ( $\text{l.h}^{-1}$ )

$\rho$  ..... měrná hmotnost paliva ( $\text{kg.l}^{-1}$ )

$P_c$  ..... celkový výkon (kW).

**Celkový měřený výkon**

$$P_c = P_{pto} + P_t, \quad (13)$$

kde:

$P_c$  ..... celkový výkon (W)

$P_{pto}$  .... výkon na vývodovém hřídeli (W)

$P_t$  ..... tahový výkon (W).

**Tahová účinnost**

$$\eta_t = \frac{P_t}{P_{emax}} [-], \quad (14)$$

kde:

$\eta_t$  ..... tahová účinnost (%)

$P_{emax}$  ... maximální výkon motoru na klikovém hřídeli (W).

**Celková účinnost**

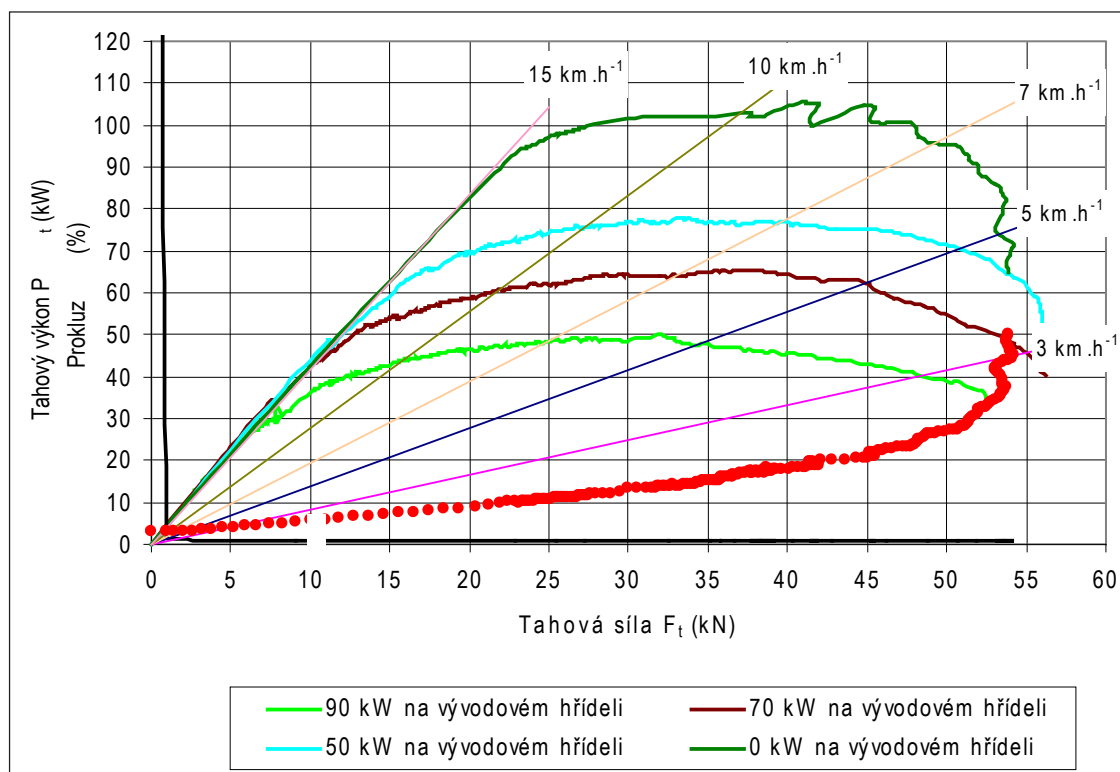
$$\eta_t = \frac{P_t + P_{pto}}{P_{emax}} [-]. \quad (15)$$

**VÝSLEDKY**

Naměřené a vypočítané hodnoty byly zpracovány a vyhodnoceny pomocí tabulkového procesoru Microsoft Excel. Z výsledků byly sestaveny tahové charakteristiky, viz obr. 2 a obr. 3, kde jsou vynešeny průběhy tahového výkonu a prokluzu při zvyšujícím se odběru výkonu motoru přes zadní vývodový hřídel. Z naměřených výkonů byla dopočítána celková účinnost využití výkonu motoru, viz obr. 4. a spolu s vlivem kombinovaného zatížení na měrnou spotřebu paliva byly uvedené hodnoty vynešeny do tahové charakteristiky na obr. 5. Vypočítané hodnoty tahového výkonu a měrné tahové spotřeby jsou spojeny plynulou křivkou. Vypočítané hodnoty prokluzu byly proloženy pomocí regresní analýzy s ohledem na velikost indexu determinace a požadovaného průběhu. Statistické vyhodnocení bylo provedeno pomocí programu Unistat. Hodnota indexu determinace dosáhla 0,98. To vypovídá o tom, že pomocí regresní funkce vysvětlíme 98% kolísání prokluzu kol. U regresní funkce byl proveden test průkaznosti. Výsledky statistického zpracování jsou uvedeny v tab. II. Z výsledků je patrné, že regresní funkce je vysoce průkazná na hladině významnosti 0,01.

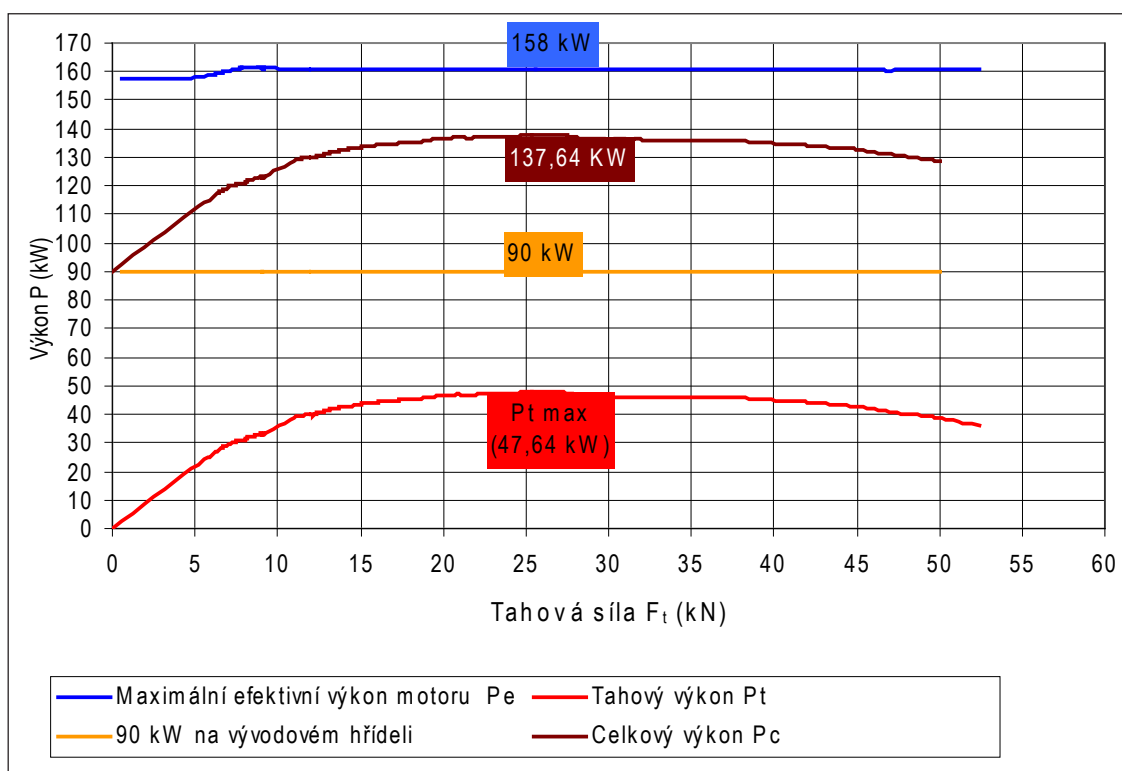
**DISKUSE**

Zvětšením odběru výkonu přes vývodový hřídel se snižuje velikost tahového výkonu přeneseného hnacími koly na podložku, viz obr. 2. Tento pokles



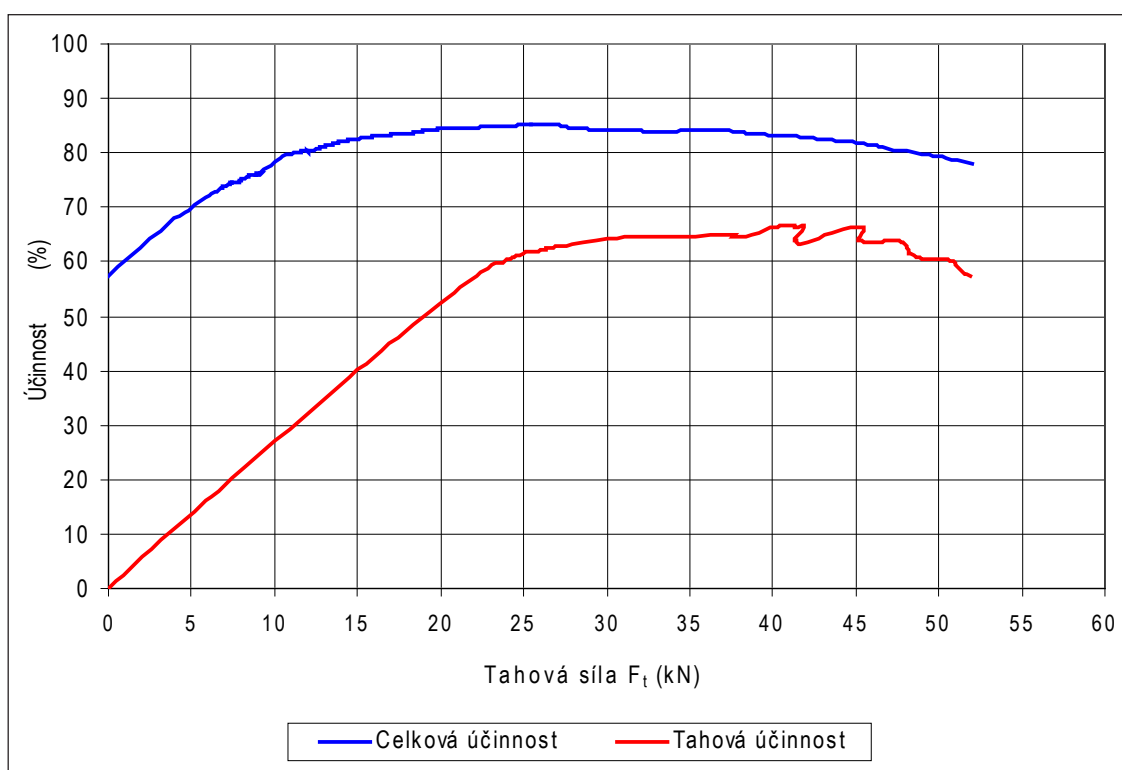
2: Tahová charakteristika při kombinovaném zatěžování, John Deere 7920 Autopower

2: Drawbar characteristic under combined load, John Deere 7920 Autopower



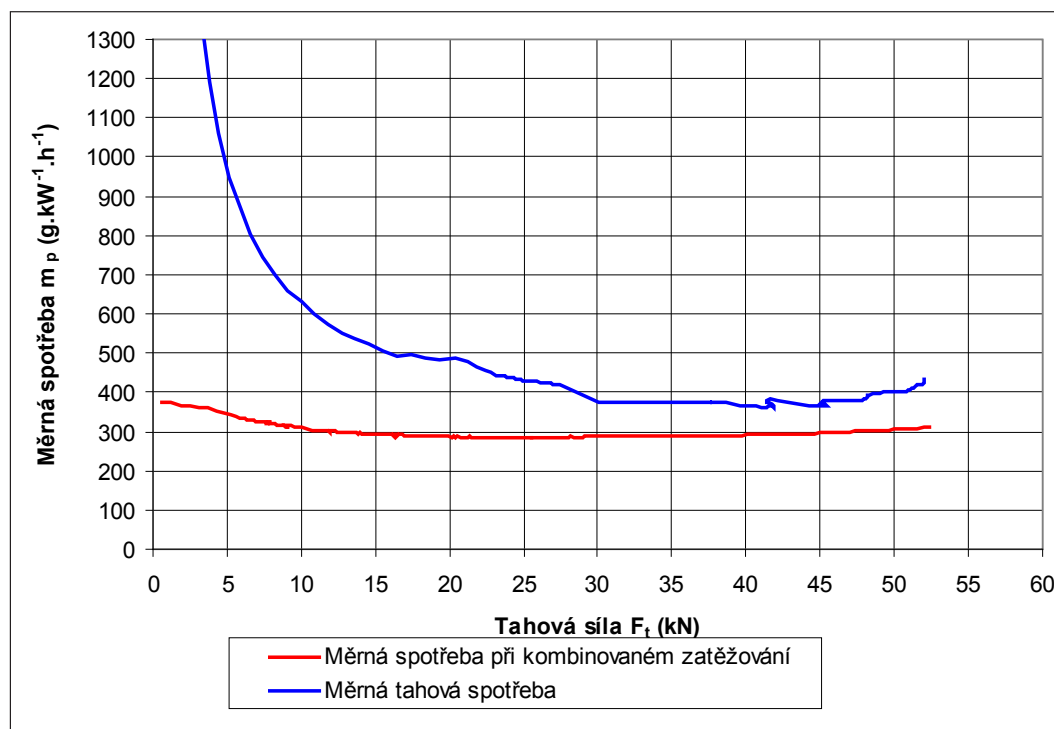
3: Výkonová bilance při kombinovaném zatěžování, John Deere 7920 Autopower

3: Engine power balance under combined load, John Deere 7920 Autopower

4: Závislost účinnosti přenosu výkonu na tahové síle při kombinovaném zatížení, tzn. 90 kW na vývodové hřídeli +  $P_t$  a zatížení pouze přes hnací nápravu

4: Dependence of engine power transferring on drawbar pull under combined load, which means 90 kW via PTO together with drawbar power on driving axle





5: Závislost měrné spotřeby paliva na tahové síle, při kombinovaném zatížení, tzn. 90 kW na vývodové hřídeli +  $P_t$  a zatížení pouze přes hnací nápravu

5: Dependence of specific fuel consumption on drawbar pull under combined load, which means 90 kW via PTO together with drawbar power on driving axle

II: Statistické vyhodnocení prokluzu

II: Results of a slip analysis

Nastavení	Regresní funkce	$R^2$	Testování funkce	
			F test	p-value
Plná dodávka paliva, výška zadního závěsu 0,55 m, tlak v pneu obou náprav 150 kPa, dotížení 1800 kg	$\delta = (2,85 + 0,208F_t - 0,004F_t^2) / (1 - 0,02F_t + 9,37E-05F_t^2)$	0,98	3464,8	0,000007

zapříčiní pokles pojezdové rychlosti při konstantní tahové síle. Avšak s poklesem pojezdové rychlosti dojde ke zvýšení prokluzu, a tedy i k nárůstu ztrátového výkonu prokluzem. Změnou velikosti odebíraného výkonu přes vývodový hřídel lze v podstatě simulovat změnu velikosti výkonu motoru a jeho vliv na tahové vlastnosti. Z tohoto pohledu se výsledky shodují s výstupy GREČENKA, 1994 a SEMETKA, 1986. Zvyšováním výkonu motoru se optimální tahová síla nezmění, ale zvýší se pojezdová rychlost, tzn. výkonnost soupravy. Protože hmotnost traktoru zůstala stejná, prokluz se neměnil. Bilance výkonů při odebrání 90 kW přes vývodový hřídel je uvedena na obr. 3. Při nejvyšším tahovém výkonu je efektivně využíváno 138 kW z 158 kW efektivního

výkonu spalovacího motoru. Celková účinnost se pak pohybuje na hranici 85 % a při přenosu výkonu pouze přes hnací nápravu dosahuje 65 %, viz obr. 4. Vyšší účinnost se projevuje ve snížení měrné spotřeby paliva, viz obr. 5. Při nejvyšší účinnosti (optimální tahová síla) je rozdíl v měrné spotřebě 88 g.kW<sup>-1</sup>.h<sup>-1</sup>.

Z realizovaných měření vyplynulo, že zvyšováním výkonu přenášeného přes vývodový hřídel se docílí snížení spotřeby paliva vlivem vyšší účinnosti. Při zkouškách kombinovaného odběru výkonu motoru se zvýšila účinnost využití efektivního výkonu motoru z 65 % na 85 % při poklesu měrné spotřeby paliva o 24 %. Pro praxi je tak vhodné agregovat traktor se stroji s větším podílem výkonu přenášeného přes vývodový hřídel.

## SUMMARY

The aim of paper was to determine the impact of engine power took from the rear PTO on the drawbar properties and its influence on overall efficiency of engine. Measurements were realized on chassis dynamometer placed in campus of MZLU Brno, Institute of Technology and Automobile Trans-

port with a tractor John Deere 7920 Autopower. Measured and calculated values were processed and evaluated using the spreadsheet editor Microsoft Excel. The results were built into drawbar characteristics as well as curves of specific fuel consumption. Statistical evaluation was performed using Unistat. Determination index value reached 0,98. The realized measurements showed that increasing the power transmitted via the PTO will decrease fuel consumption due to higher mechanical efficiency. By increasing the engine power the optimum drawbar pull will not be changed, but vehicle speed will increase and thus traffic performance will grow. Because the weight of the tractor remained the same, the slip did not change. Efficiency reached up to 138kW of 158kW of engine power at the highest pulling power. The overall efficiency reached from 65% to 85% along with decrease of fuel consumption up to 24% when testing a combined power take-off. For the practice is so appropriate to aggregate the tractor engine with more power being transmitted through the PTO.

## SOUHRN

Cílem příspěvku je určit vliv změny výkonu přenášeného přes vývodový hřídel na tahové vlastnosti traktoru a dále na celkovou účinnost přenosu síly generovanou spalovacím motorem. Měření probíhala ve válcovém dynamometru Ústavu techniky a automobilové dopravy u traktoru John Deere 7920 Autopower. Měřené a vypočítané hodnoty byly statisticky zpracovány tabulkovým editorem. Z výsledků byly sestaveny tahové charakteristiky s průběhy měrných tahových spotřeb. Pro statistické vyhodnocení byl použit program Unistat. Index determinace dosáhl hodnoty 0,98. Výsledky ukazují, že zvyšováním výkonu motoru se optimální tahová síla nezmění, ale zvýší se pojezdová rychlost, tzn. výkonnost soupravy. Protože hmotnost traktoru zůstala stejná, prokluz se také neměnil. Při nejvyšším tahovém výkonu je efektivně využíváno 138 kW z 158 kW efektivního výkonu spalovacího motoru. Při zkouškách kombinovaného odběru výkonu motoru se zvýšila účinnost využití efektivního výkonu motoru z 65 % na 85 % při poklesu měrné spotřeby paliva o 24 %. Pro praxi je tak vhodné aggregovat traktor se stroji s větším podílem výkonu přenášeného přes vývodový hřídel.

kombinované zatěžování, hnací náprava, PTO, traktor

Příspěvek vznikl s podporou projektu COST 356 OC191 „Doprava v zemědělství a její dopad na životní prostředí“ uděleného MŠMT ČR a Výzkumného záměru č. MSM6215648905 „Biologické a technologické aspekty udržitelnosti řízených ekosystémů a jejich adaptace na změnu klimatu“ uděleného MŠMT ČR.

## LITERATURA

- BAUER, F. a kol., 2006: Traktory. 1. vyd. Praha: Profi-press, 192 s. ISBN 80-86726-15-0.
- GREČENKO, A., 1994: Vlastnosti terénních vozidel. 1. vyd. Praha: VŠZ, 118 s. ISBN 80-213-0190-2
- RAHEMAN, H., JHA. S. K., 2007: Wheel slip measurement in 2WD tractor, Journal of Terramechanics 44. 89–94, ISSN 0022-4898
- RENIUS, K., TH., 1980: Wo bleibt die motorleistung des traktors? Agrar-Uebersicht: das aktive Magazin für aktive Landwirte, 32, 14–16 s. ISSN: 0347-7900
- SEMETKO, J., a kol., 1986: Mobilní energetické prostředky. 1. vyd. Bratislava: Příroda, 453 s. ISBN 64-006-85
- ŠMERDA, T., 2007: Analýza faktorů ovlivňující tahové vlastnosti traktorů, Disertační práce, 128 s.
- TINKER, B. D., 1993: Integration of Tractor Engine, Transmission and Implement. Journal of Agricultural Engineering Research, 54, 1–27, ISSN 0021-8634

## Adresa

Ing. Tomáš Šmerda, Ph.D., Ing. Jiří Čupera, Ph.D., Ústav techniky a automobilové dopravy, Mendelova zemědělská a lesnická univerzita v Brně, Zemědělská 1, 613 00 Brno, Česká republika, e-mail: tomas.smerda@mendelu.cz, xcupera@node.mendelu.cz

