



**Agronomická  
fakulta**

**Mendelova  
univerzita  
v Brně**



**Vliv zatížení hnacích kol traktorů na výstupní parametry  
orebních souprav**  
Diplomová práce

*Vedoucí práce:*  
prof. Ing. František Bauer, CSc.

*Vypracoval:*  
Bc. Tomáš Výravský

Volná strana pro zadání práce

## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma Vliv zatížení hnacích kol traktorů na výstupní parametry orebních souprav vypracoval samostatně a veškeré použité prameny a informace uvádím v seznamu použité literatury. Souhlasím, aby moje práce byla zveřejněna v souladu s § 47b zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách ve znění pozdějších předpisů a v souladu s platnou Směrnicí o zveřejňování vysokoškolských závěrečných prací.

Jsem si vědom, že se na moji práci vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, a že Mendelova univerzita v Brně má právo na uzavření licenční smlouvy a užití této práce jako školního díla podle § 60 odst. 1 autorského zákona.

Dále se zavazuji, že před sepsáním licenční smlouvy o využití díla jinou osobou (subjektem) si vyžádám písemné stanovisko univerzity, že předmětná licenční smlouva není v rozporu s oprávněnými zájmy univerzity, a zavazuji se uhradit případný příspěvek na úhradu nákladů spojených se vznikem díla, a to až do jejich skutečné výše.

V Brně dne:

.....  
podpis

## **PODĚKOVÁNÍ**

Rád bych poděkoval svému vedoucímu práce prof. Ing. Františku Bauer, CSc. za odborné vedení při tvorbě této diplomové práce jakož i za množství cenných znalostí, které jsem díky němu během svého studia získal.

Dále bych rád poděkoval své rodině za neutuchající podporu v průběhu studia i v osobním životě. Vždy jste se o mě dobře starali a bez Vás bych nikdy nebyl dostal až sem.

## **ABSTRAKT**

Diplomová práce se zabývá problematikou zatížení hnacích kol traktorů a jeho vlivem na výstupní parametry orebních souprav. V úvodu jsou popsány výhody a nevýhody orby. Je zde stručně nastíněna její historie, vývoj a možnosti zlepšení jejích parametrů pomocí správného seřízení pluhu a tříbodového závěsu traktoru. V další části je vysvětlen vliv rozložení zatížení mezi hnací kola traktoru na jeho tahové vlastnosti. Dále jsou zde vyjmenovány a popsány některé možnosti ke zlepšení rozložení zatížení mezi hnací kola. Zvláštní pozornost pak byla věnována zlepšení rozložení zatížení přenosem části tíhy pluhu na traktor. V praktické části práce pak byl zkoumán vliv síly v horním táhle tříbodového závěsu traktoru na tento přenos a následně na výstupní parametry orebních souprav. V diplomové práci byla zpracována dvě měření, z nichž jedno se zaměřovalo na celkové dotížení zadní nápravy traktoru a druhé na vyrovnávání rozdílu zatížení mezi pravým a levým kolem zadní nápravy. Naměřené hodnoty byly tabulkově zpracovány a následně vyhodnoceny pomocí regresní analýzy. Ze zjištěných výsledků byl formulován závěr.

### **Klíčová slova:**

traktor, orba, orební souprava, zatížení hnacích kol, síla v horním táhle, prokluz, výkonnost, spotřeba paliva

## **ABSTRACT**

The present master thesis deals with the topic of load applied to driving wheels of tractors and its impact on output parameters of tilling systems. Introduction describes the advantages and disadvantages of tillage. It briefly presents its history, evolution and possible improvements of its parameters by correct plough and three-point linkage system of tractor settings. The following part explains the impact of load distribution between tractor driving wheels on its thrust properties. Some possibilities of improving load distribution between driving wheels are also specified and described here. Special attention was dedicated to improvement of load distribution by transferring part of the plough weight to the tractor. The practical part of the thesis explored the impact of force in upper linkage of three-point linkage system of tractor on the force transfer and subsequently on the output parameters of tilling systems. Two measurements were processed in the present master thesis, one focusing on the total additional loading or tractor rear

axle and one focused on balancing the load difference between the right-hand side and left hand-side wheel of rear axle. The measured values were processed in tabular form and further evaluated by regression analysis. Conclusion was formulated based on the identified results.

**Keywords:**

tractor, tillage, tilling system, driving wheel load, force in upper linkage, traction slip, efficiency, fuel consumption

## Obsah

1	Úvod.....	9
2	Současný stav problematiky zatížení hnacích kol traktorů při orbě.....	10
2.1	Vliv rozložení zatížení hnacích kol na výstupní parametry.....	10
2.2	Konstrukční řešení vedoucí k lepšímu rozložení zatížení.....	11
2.2.1	Posouvání těžiště traktoru směrem k přední nápravě.....	11
2.2.2	Orba On land.....	13
2.2.3	Vyrovňování nerovnoměrného zatížení pomocí pluhu.....	14
2.3	Regulační hydraulika traktorů.....	15
2.3.1	Princip činnosti regulační hydrauliky.....	15
2.3.2	Systémy regulační hydrauliky (Bauer a kol., 2013).....	17
2.3.3	Vliv regulační hydrauliky na výstupní parametry orebních souprav (Bauer a kol., 2013).....	23
3	Cíl práce.....	27
4	Terénní měření.....	28
4.1	Technické parametry orebních souprav.....	28
4.1.1	Zetor Proxima plus 115 s neseným pluhem Kverneland 150B.....	28
4.1.2	John Deere 8295 R s návěsným pluhem Pöttinger SERVO 6.5.....	30
4.2	Metodika měření.....	31
4.2.1	Měření Zetor Proxima plus 115 s pluhem Kverneland 150B (Bauer a kol., 2010).....	31
4.2.2	Měření John Deere 8295 R s návěsným pluhem Pöttinger SERVO 6.5... ..	36
4.3	Výsledky měření.....	40
4.3.1	Zetor Proxima plus 115 a pluhem Kverneland 150B.....	40
4.3.2	John Deere 8295 R s návěsným pluhem Pöttinger SERVO 6.5.....	44
4.4	Vyhodnocení výsledků měření a diskuze.....	44
4.4.1	Vliv zvyšování síly v HT na celkové dotížení traktoru (Zetor Proxima plus 115 s pluhem Kverneland 150B).....	44
4.4.2	Vliv zvyšování síly v HT na změnu rozložení zatížení mezi levým a pravým kolem zadní nápravy traktoru John Deere 8295 R s návěsným pluhem Pöttinger SERVO 6.5.....	48
5	Závěr.....	53
6	Přehled použitých zdrojů.....	54
6.1	Použitá literatura.....	54
6.2	Elektronické zdroje.....	55

7	Seznam obrázků.....	55
8	Seznam tabulek.....	56



# 1 ÚVOD

Orba je jednou z nejdůležitějších, nejsložitějších a energeticky nejnáročnějších operací v konvenčním způsobu zemědělství. Již od dob bratřanců Veverkových prochází jejich ruchadlo soustavným vývojem vedoucím jak ke zlepšení kvality prováděné orby, tak ke snížení její energetické náročnosti. S nástupem traktorů jakožto energetického prostředku se v orbě objevily zcela nové možnosti. Kromě zvyšování výkonnosti se v orbě objevily také zcela nové způsoby nastavení, přizpůsobování se konkrétním podmínkám a automatizace. V dnešní době je vlivem rostoucích cen pohonných hmot a práce coby ekonomických vstupů tlak především na zvyšování výkonnosti orebních souprav a snižování jejich energetické náročnosti.

Úkolem orby je půdu rozrušit, promísit a otočit. To vede k zapravení posklizňových zbytků a hnojiv do půdy, kde se tyto látky vlivem mikrobiálního působení rozkládají a přeměňují na humus, který zvyšuje půdní úrodnost. Dalšími efekty, ke kterým by měla správně provedená orba vést, jsou provzdušnění půdy a dobré vsakování vody, což má pozitivní vliv na růst rostlin. Po správně provedené orbě by měl být pozemek rovný, rovnoměrně prokypřený a bez posklizňových zbytků na povrchu. Orba je dnes pro svou menší výkonnost a vyšší energetickou náročnost z určité části nahrazována minimalizačními technologiemi. Mezi odbornou i širokou veřejností se dnes vedou rozsáhlé diskuze, zda je vhodnější použití orby nebo minimalizačních technologií. Minimalizační technologie jsou výkonnější a levnější, je jim ovšem vytýkáno především horší zapravování posklizňových zbytků do půdy a větší utužení půdy, což vede ke zhoršování vodního režimu v půdě a nebezpečí eroze.

Pokud jde o vývoj a výzkum klasické orby, je v dnešní době věnována velká pozornost především oblasti připojení pluhu k traktoru. Ukazuje se, že správné připojení a nastavení pluhu má značný vliv nejen na kvalitu práce, ale především na výkonnost a efektivitu. Nové možnosti v oblasti elektroniky a hydrauliky, které se u traktorů objevují v posledních letech, dávají orbě dříve zcela netušené možnosti v oblasti nastavení a přizpůsobování se aktuálním podmínkám na poli.

Vzhledem ke složitosti orby a množstvím sil i jiných faktorů, které orbu ovlivňují, vidím jako jeden z hlavních problémů obtížný transfer nových poznatků do praxe. Získávání nových znalostí a jejich přenos k zemědělské veřejnosti by mělo být jedním z hlavních úkolů zemědělského výzkumu.

## 2 SOUČASNÝ STAV PROBLEMATIKY ZATÍŽENÍ HNACÍCH KOL TRAKTORŮ PŘI ORBĚ

### 2.1 Vliv rozložení zatížení hnacích kol na výstupní parametry

Zatížení hnacích kol traktoru má vliv především na jeho tahovou sílu a prokluz. To má dále vliv na jeho tahový výkon a tahovou účinnost. Tahová síla může být limitována dvěma faktory. Hnací silou motoru  $F_{hm}$  a hnací silou, kterou je traktor schopen přenést na podložku  $F_h$ , která je dána reakcí podložky.

Pokud jde o hnací sílu motoru, tak její správnou hodnotu ovlivníme pouze vhodnou agregací soupravy traktor-pluh. Pokud jde o sílu, kterou je kolo schopno přenést na podložku, tak ta je vyjádřena následující rovnicí:

$$F_h = S_o \cdot \tau \quad [\text{N}]$$

kde:  $S_o$  plocha otisku pneumatiky  $[\text{m}^2]$

$\tau$  smykové napětí půdy ve střihu  $[\text{Pa}]$

Smykové napětí půdy je dáno rovnicí:

$$\tau = c + p \cdot \text{tg} \varphi$$

kde:  $c$  koheze (soudržnost) půdy  $[\text{Pa}]$

$p$  kontaktní tlak  $[\text{Pa}]$

$\varphi$  úhel vnitřního tření v půdě  $[\text{°}]$

a konečně kontaktní tlak bude dán jako poměr:

$$p = \frac{G}{S_o}$$

kde  $G$   $[\text{N}]$  značí tíhovou sílu působící na dané kolo.

Z výše uvedených rovnic vyplývá, že hnací síla, kterou je kolo schopno přenést závisí na vlastnostech půdy, ploše otisku pneumatiky a tíhovému zatížení. Dále z uvedených rovnic vyplývá, že čím vyšší tíhové zatížení bude na dané kolo působit, tím vyšší tahovou sílu bude schopno přenést. Na druhé straně nám ovšem vysoké tíhové zatížení způsobuje nežádoucí zhutnění půdy, což má negativní vliv na růst rostlin, zasakování vody i další zpracování půdy.

Z těchto důvodů je důležité především co nejrovnoměrňší rozložení zatížení na všechna čtyři kola traktoru. Celková tíha traktoru respektive orební soupravy je dána její celkovou hmotností, takže pokud bude například jedna strana traktoru zatížena více, pak

nejen, že bude docházet ke zbytečně velkému zhutňování půdy na této straně, ale zároveň dojde k odlehčení druhé strany, což zhorší její schopnost přenášet sílu. Obdobně je tomu i při rozložení zatížení mezi přední a zadní nápravou traktoru. Vezmeme-li v úvahu, že celkovou hmotnost orební soupravy netvoří pouze hmotnost traktoru, ale i hmotnost pluhu, pak u nesených a některých návěsných pluhů můžeme celkové zatížení připadající na hnací kola traktoru zvýšit tím, že část hmotnosti pluhu bude spočívat v ramenu tříbodového závěsu. Toto sice povede k příznivému efektu dotížení zadní nápravy ale zároveň dojde k odlehčení nápravy přední. To povede ke zhoršení jejich záběrových vlastností, což je potřeba řešit.

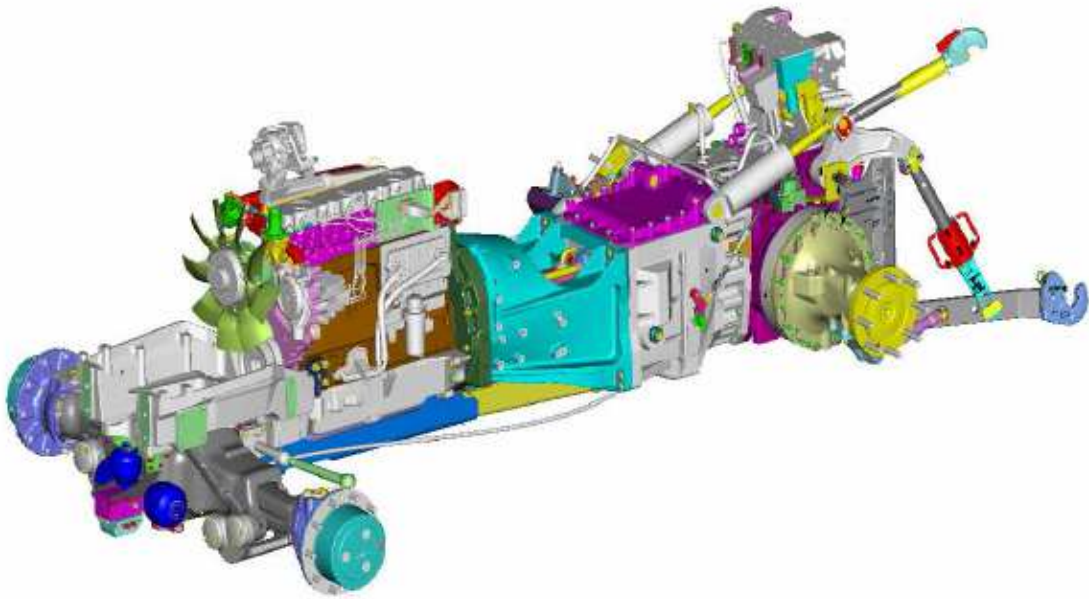
## **2.2 Konstrukční řešení vedoucí k lepšímu rozložení zatížení**

### **2.2.1 Posouvání těžiště traktoru směrem k přední nápravě**

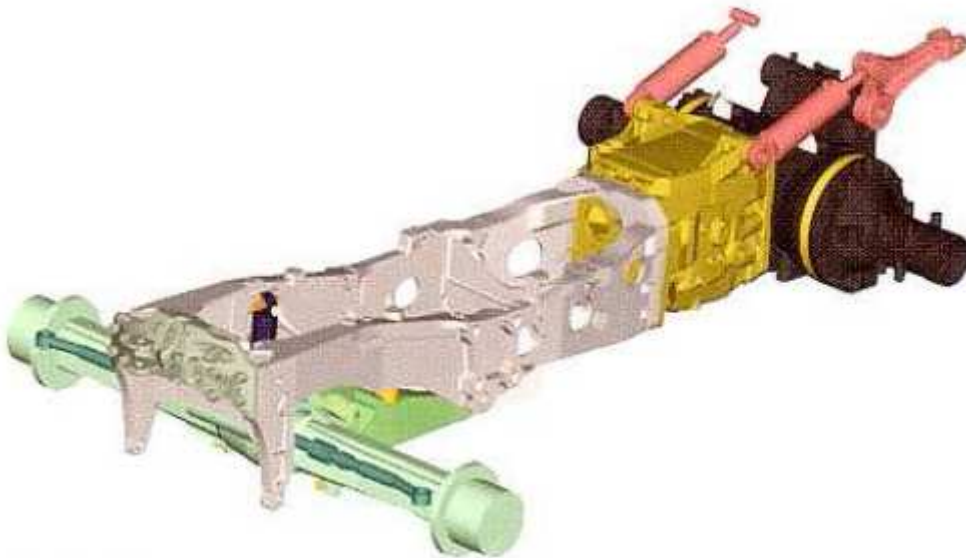
Nejsnazším způsobem, jak částečně eliminovat výše zmíněné odlehčování přední nápravy je posouvání těžiště traktoru směrem k přední nápravě. Téměř u všech výrobců traktorů můžeme vidět snahu zkonstruovat traktor tak, aby bez připojeného náradí spočívala větší část jeho hmotnosti na přední nápravě. V literatuře jsou uváděny různé ideální poměry těchto zatížení, ale vzhledem k tomu, že traktor zpravidla neslouží pouze k orbě, tak musí být tento posun těžiště vždy dílem kompromisu.

Aby bylo možno posunout těžiště traktoru dopředu, jsou dnes u některých traktorů využívány namísto původních bezrámových konstrukcí (viz. obr. 2.1) konstrukce polo-  
rámové (obr. 2.2) nebo rámové (obr. 2.3). Díky tomu, již nemusí být sešroubována skříň převodovky se skříň rozvodovky a motor s převodovkou může být posunut směrem dopředu. (Pastorek, 2001)

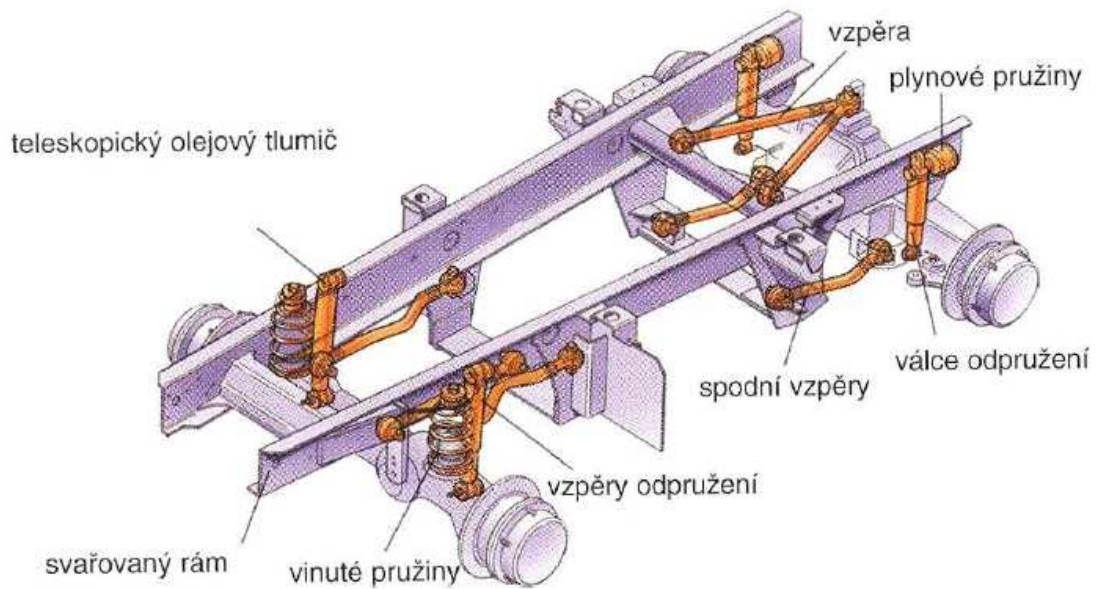
Dalšími způsoby, kterými lze posunout těžiště směrem dopředu, jsou použití vhodného předního závaží nebo napuštění vody do předních pneumatik.



*Obr. 2.1 – Bezrámová konstrukce podvozku (Němec, 2008)*



*Obr. 2.2 – Polorámová konstrukce podvozku (Němec, 2008)*



*Obr. 2.3 – Rámová konstrukce podvozku traktoru Fastrac (Vykydal, 2009)*

### 2.2.2 Orba On land

Jedním z faktorů, které způsobují nerovnoměrné zatížení hnacích kol traktoru, je jeho naklonění při jízdě v brázdě. Toto naklonění traktoru způsobuje, že dochází k rozdílnému zatížení mezi pravou a levou stranou náprav. Jedním ze způsobů, jak tento jev eliminovat je orba On land (viz. obr. 2.4).



*Obr. 2.4 – Orba On land (Agroportal24h, 2015)*

Pro orbu On land je použita speciální konstrukce pluhů, která umožňuje, aby se traktor pohyboval všemi koly po nezoraném pozemku. Orba On land s sebou nese kromě lepšího rozložení zatížení i další výhody. Při tomto způsobu orby je možno použít širší pneumatiky, dvojmontáže nebo traktory s pásovým podvozkem. Tím lze dosáhnout větší plochy otisku, což dále zlepšit tahové vlastnosti a sníží zhutňování půdy. Vzhledem k vyšším pořizovacím nákladům na pluchy On land je tato technologie využívána zpravidla jen u traktorů vyšších výkonových tříd.

### 2.2.3 Vyrovnávání nerovnoměrného zatížení pomocí pluhu

U nesených a některých polonesených pluhů můžeme částečně využít jejich hmotnost ke zvýšení zatížení zadních kol traktoru. Pokud pluh nastavíme tak, aby co největší část jeho tíhy spočívala v tříbodovém závěsu traktoru, dojde ke dvěma pozitivním efektům.

Prvním efektem je zvýšení tíhy na zadní nápravě traktoru, čímž dojde ke zvýšení hnací síly, kterou je schopna zadní náprava přenést.

Druhým efektem, ke kterému dojde, pokud je záběr pluhu větší než rozchod kol traktoru, je vznik klopného momentu. Tento moment způsobí, že z tíhy přenesené na zadní nápravu traktoru působí její větší část na záhonové kolo. Záhonové kolo je vlivem náklonu traktoru při orbě zpravidla méně zatíženo než kolo brázdové. Vzniklý klopný moment tak pomáhá vyrovnávat rozdíl mezi zatížením kol zadní nápravy.

Ke zvýšení pozitivních efektů, které přináší přenos tíhy pluhu na traktor, může přispět použití systémů regulační hydrauliky tříbodového závěsu.



*Obr. 2.5 – Dotěžování traktoru pomocí přenosu části tíhy pluhu na zadní nápravu  
(Bauer a kol., 2013)*

## 2.3 Regulační hydraulika traktorů

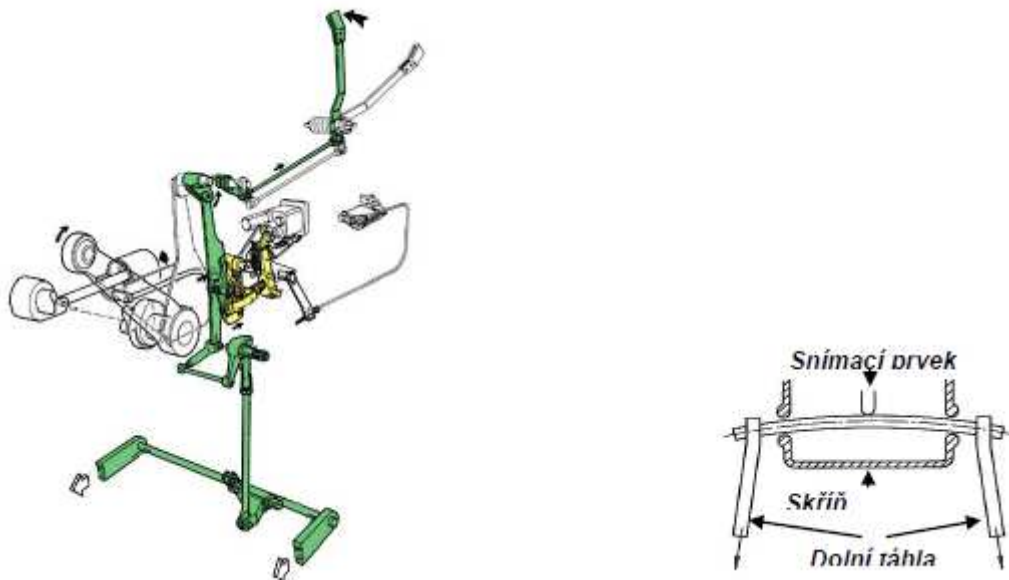
První systémy regulační hydrauliky byly zkonstruovány v roce 1950 (Bauer a kol., 2013). Tyto systémy byly založeny na čistě mechanickém principu. Od roku 1979 se začíná uplatňovat taktéž elektrohydraulická regulace tříbodového závěsu. V dnešní době jsou již regulací tříbodového závěsu vybaveny téměř všechny traktory.

### 2.3.1 Princip činnosti regulační hydrauliky

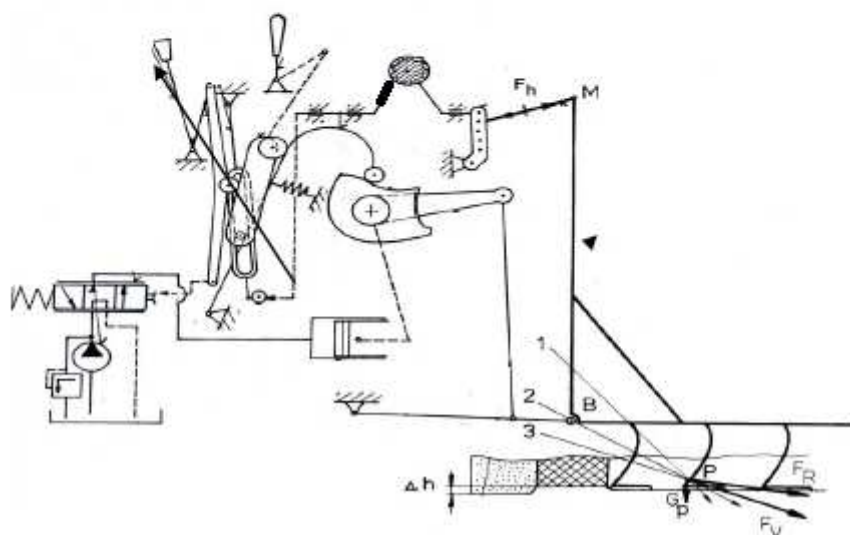
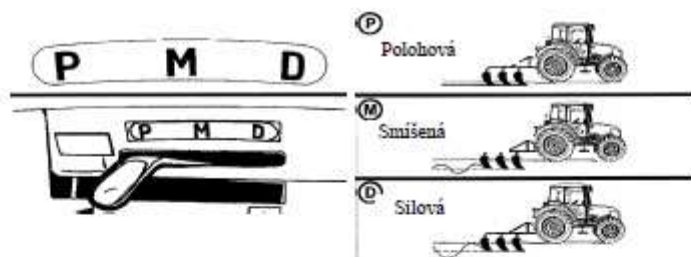
Regulační hydraulika snímá silové účinky pluhu na tříbodový závěs traktoru a na základě těchto silových impulsů reguluje podle potřeby polohu ramen zvedacího ústrojí. V případě potřeby tak může přizvednout nářadí, čímž přenesení část jeho tíhy na traktor a dojde k výše zmíněným efektům dotížení zadní nápravy.

Snímání silových účinků pluhu a polohy ramen je založeno buď na mechanickém principu, nebo je prováděno elektronicky.

Mechanický systém snímá silové účinky buďto ve třetím bodě (viz. obr. 2.7) nebo v dolních táhlech (viz. obr. 2.6). V obou případech je síla působící na tříbodový závěs pomocí pákového mechanismu přenášena na rozvaděč vnitřního okruhu hydrauliky. Těmito silovými účinky je přestavován šoupátkový rozvaděč, který ovládá zvedání a spouštění ramen tříbodového závěsu.



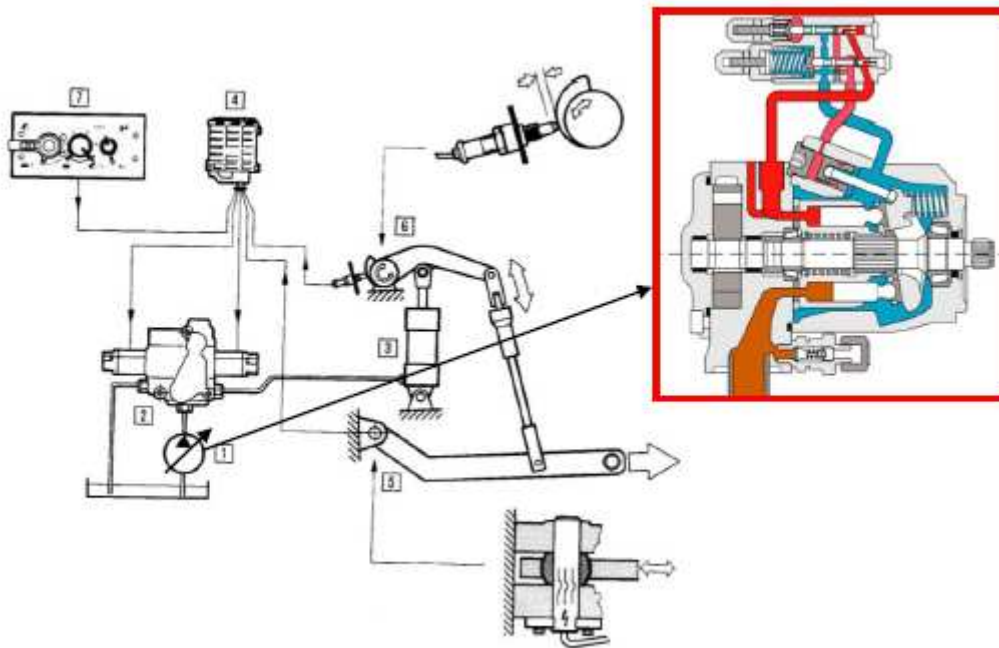
Obr. 2.6 – Mechanický regulační systém se snímáním sil v dolních táhlech tříbodového závěsu (Tatíček, 2012)



**Obr. 2.7 – Mechanický regulační systém se snímáním sil ve třetím bodě tříbodového závěsu (Tatíček, 2012)**

Elektrohydraulický systém (viz. obr. 2.8) má ve spodních táhlech tříbodového závěsu umístěny tenzometrické snímače, které vysílají elektronické signály do řídicí jednotky ovládání rozvaděče vnitřního okruhu hydrauliky. Výhodou tohoto systému je, že řídicí jednotka může přijímat a zohledňovat více signálů než jen silové účinky pluhu. Může například získávat informace z radaru, motoru a převodovky a regulovat systém na základě prokluzu. Další výhodou je lepší regulace citlivosti regulační hydrauliky a možnost nastavení přesně požadovaného poměru mezi jednotlivými regulacemi při regulaci smíšené. Na obr. 2.9 je vidět příklad ovládání elektrohydraulické regulace tříbodového závěsu od firmy BOSCH.





**Obr. 2.8 - Schématické uspořádání jednotlivých prvků EHR:** 1- axiální regulační pístový hydrogenerátor, 2-elektronicky řízený rozvaděč, 3-pracovní válec hydrauliky, 4-řídící jednotka, 5-snímač síly, 6-snímač polohy, 7-ovládací panel (Tatíček, 2012)



**Obr. 2.9 – Nastavení regulačního systému firmy BOSCH (Tatíček, 2012)**

### 2.3.2 Systémy regulační hydrauliky (Bauer a kol., 2013)

*Polohová regulace* – udržuje konstantní polohu náradí

*Silová regulace* – cílem silové regulace je dosáhnout konstantní síly mezi traktorem a připojeným strojem (v našem případě pluhem) za cenu částečného vyhloubení

*Smíšená regulace* – současně je v činnosti silová i polohová regulace

*Regulace na mezní prokluz* – při překročení nastavené meze prokluzu dojde k přizvednutí náradí

*Tlaková regulace* – ve zvedacích válcích ramen zvedacího ústrojí je udržován obsluhou nastavený tlak, což prakticky znamená, že náradí je trvale nadlehčováno kon-

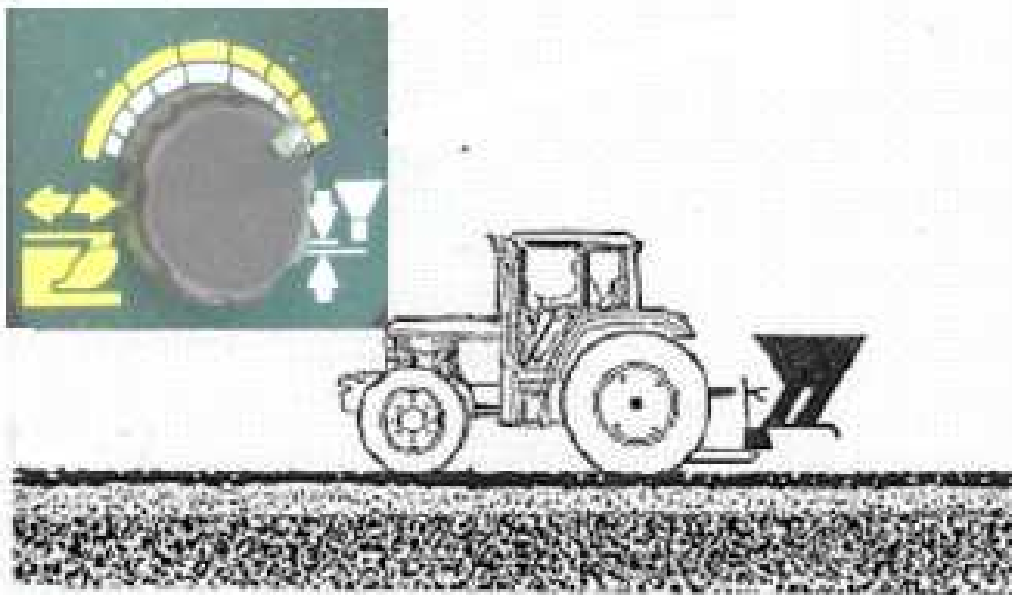
stantní silou.

*Systém tlumení kmitů* – systém tlumení kmitů využívá regulační hydrauliky k omezení rozkmitání soupravy při přepravě

*Neutrální (volná) poloha* – V neutrální poloze je vertikální pohyb ramen zvedacího ústrojí volný a stroj s opěrnými koly tak může plynule kopírovat terén.

### 2.3.2.1 Polohová regulace

Princip funkce polohové regulace je znázorněn na obr. 2.10 Snímač polohy 6 (viz obr. 2.8) vysílá do řídicí jednotky regulační hydrauliky signál o aktuální poloze ramen. Snímač síly 5 je vypnut a do regulace nezasahuje. Pokud snímač 6 zaznamená pokles ramen zvedacího ústrojí, řídicí jednotka 4 zašle pokyn hydraulickému rozvaděči 2, který se přenastaví. Hydrogenerátor 1 natlačí olej do hydraulických válců zvedacího ústrojí 3 a nářadí se zvedne zpět do polohy nastavené obsluhou.



**Obr. 2.10 – Polohová regulace automaticky udržuje nastavenou polohu stroje**

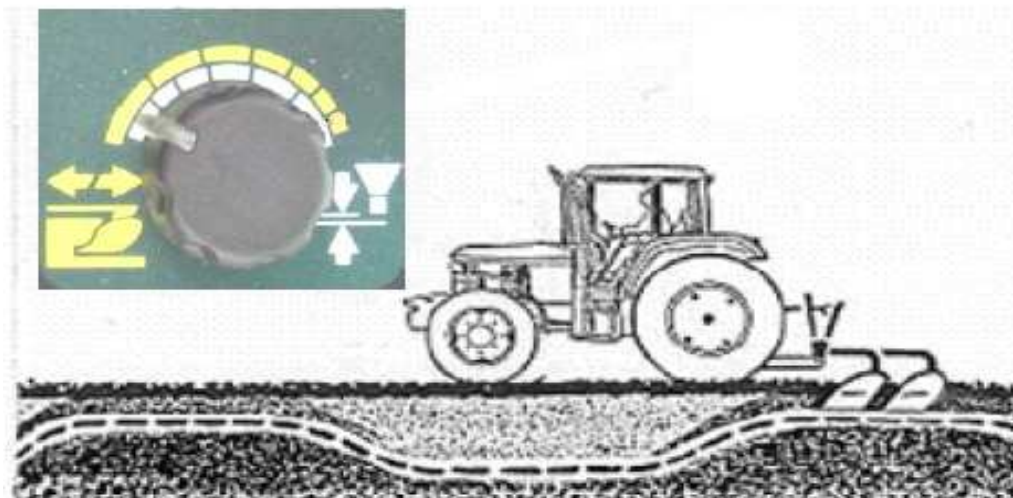
(Bauer, 2006)

Polohová regulace slouží k automatickému udržování výšky neseného stroje nad zemí. To je výhodné například u rozmetadel průmyslových hnojiv.

### 2.3.2.2 Silová regulace

Princip silové regulace je patrný z obr. 2.11. Při tomto typu regulace je v činnosti snímač 5 (viz. obr. 2.8) pro měření síly kdežto snímač 6 pro měření polohy nikoli. Řídí-

cí jednotka 4 pak přestavuje rozvaděč 2 tak aby byla ve snímačích konstantní síla nastavená obsluhou.



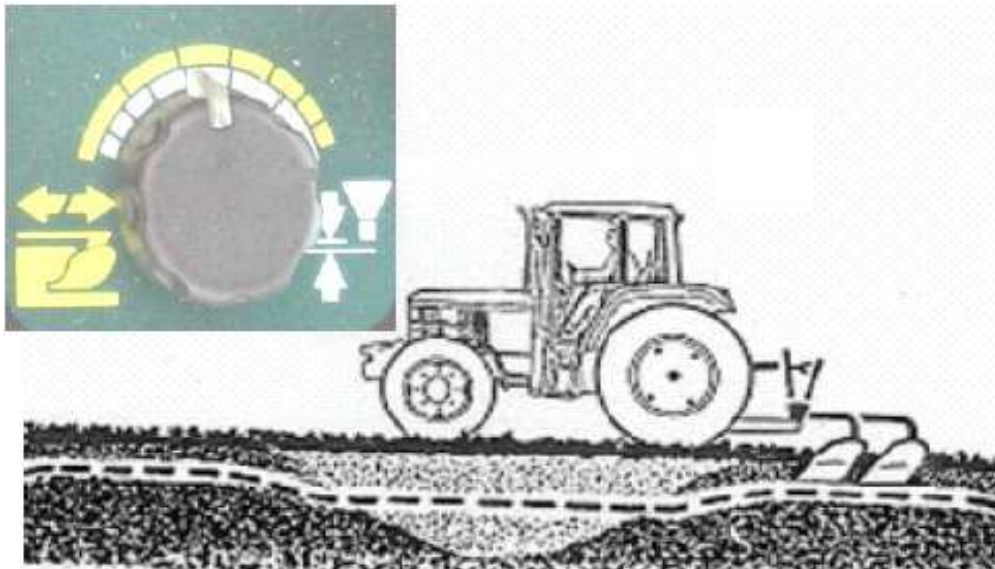
*Obr. 2.11 – Princip práce silové regulace (Bauer, 2006)*

Pokud traktor zajede do těžší půdy a dojde ke zvýšení orebního odporu pluhu, regulační hydraulika pluh částečně vyhloubí, aby orební odpor zase snížila. Jakmile pak traktor zajede do lehčí půdy, kde orební odpor poklesne, pak dojde vlivem zahlubovacího momentu pluhu k jeho zahloubení do takové hloubky, aby bylo opět dosaženo požadovaného orebního odporu.

Tento způsob regulace umožňuje udržovat konstantní orební odpor. V tomto případě je možno udržovat tahovou sílu traktoru na hodnotách, které jsou blízké hodnotám maximální hnací síly, kterou je traktor v danou chvíli a za daných podmínek schopen přenést na podložku. Tímto způsobem je možno maximalizovat tahový výkon traktoru a zároveň udržovat nízký prokluz a tím pádem vysokou tahovou účinnost.

### **2.3.2.3 Smíšená regulace**

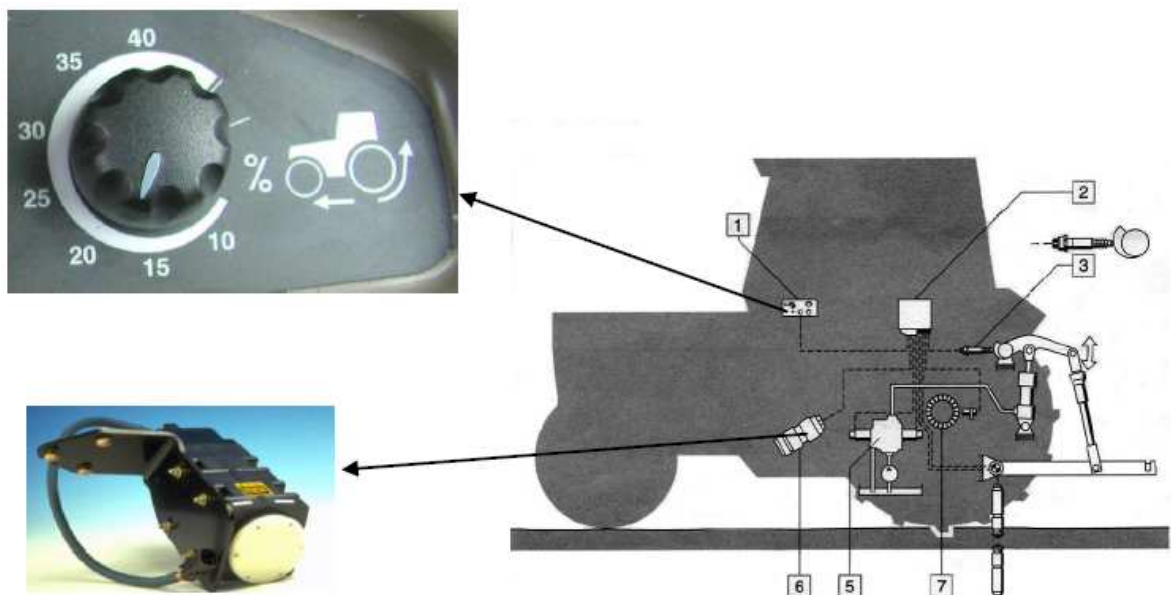
Při smíšené regulaci jsou v činnosti zároveň oba snímače jak snímač síly 5 (viz. obr. 2.8), tak snímač polohy 6. V činnosti jsou tedy oba výše popsané způsoby regulace silová i polohová. Silová regulace pluh vyhlubuje a nechává zahloubit podle toho, jaká je síla snímaná v tenzometrických čepech, ale polohová regulace toto vyhlubování mírní tak, aby nedocházelo k přílišnému vyhlubování a zahlubování pluhu. V reálu tedy dochází k vyhlubování pluhu ovšem o menší hodnotu, než by tomu bylo při použití silové regulace. V praxi se tento způsob využívá v případech, kdy by například vlivem špatných půdních podmínek mělo použití silové regulace negativní vliv na výslednou kvalitu orby.



*Obr. 2.12 – Princip činnosti smíšené regulace (Bauer, 2006)*

#### **2.3.2.4 Regulace na mezní prokluz**

Aby mohla mít regulační hydraulika funkci regulace na mezní prokluz, musí být traktor navíc vybaven snímačem otáček kol a snímačem skutečné rychlosti (radarem) (viz. obr. 2.13). Výhodou této regulace je fakt, že reaguje i na situaci, kdy dojde ke ztrátě adheze bez toho, aby se zvýšil orební odpor pluhu. K takovéto situaci může dojít například vlivem výskytu mokřých míst na pozemku.



**Obr. 2.13 - Funkční schéma elektrohydraulické regulace na mezní prokluz (Bauer, 2006)**

*1- ovládací panel, 2- řídicí jednotka, 3-snímač polohy, 5-elektricky řízený rozvaděč, 6-snímač skutečné rychlosti (radar), 7 -snímač otáček*

Princip činnosti je takový, že řídicí jednotka 2 (obr. 2.13) přijímá signály ze snímače skutečné rychlosti 6 a snímače otáček 7. Podle rovnice:

$$v_t = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_d}{T} \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$$

kde:  $r_d$  dynamický poloměr kola [m]

$T$  doba otočného kola o 360° [s]

dopočítává teoretickou rychlost soupravy a z ní pak vypočítá prokluz:

$$\delta = \frac{v_t - v_s}{v_s} \cdot 100 \quad [\%]$$

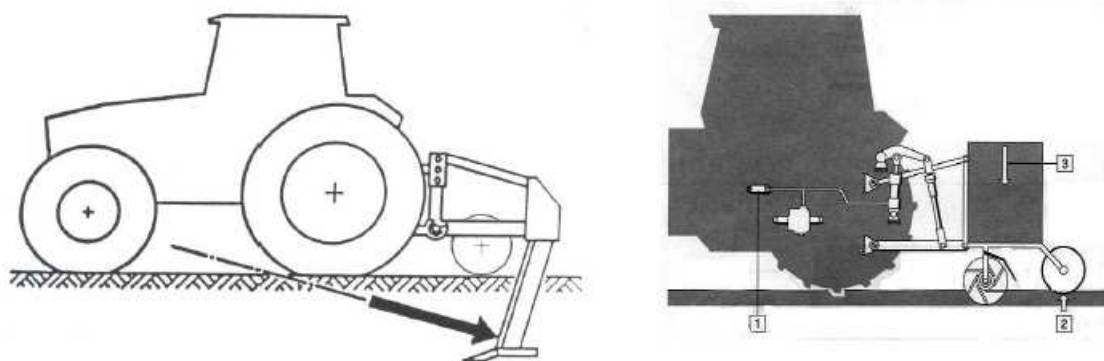
kde:  $v_s$  skutečná rychlost [m.s<sup>-1</sup>]

Dojde-li k nárůstu takto vypočítaného prokluzu nad hodnotu nastavenou obsluhou, začne regulační hydraulika pluh nadzvedávat, čímž opět dojde ke snížení orebního odporu, zvýšení zatížení zadní nápravy traktoru a snížení prokluzu pod požadovanou hodnotu.

Vzhledem k tomu, že regulace na mezní prokluz je řízena elektronicky, lze ji obdobným způsobem, jaký byl popsán u regulace smíšené kombinovat s ostatními způsoby regulace.

### 2.3.2.5 Tlaková regulace

Tlaková regulace má za úkol udržovat ve válcích zvedacího ústrojí konstantní tlak. Využívá se toho především u strojů s opěrnými koly. Použitím tlakové regulace lze i u těchto strojů přenést část jejich tíhy na zadní nápravu traktoru. Aby mohla být regulační hydraulika vybavena funkcí tlakové regulace, musí být v systému navíc zabudován snímač tlaku (viz. obr. 2.14)

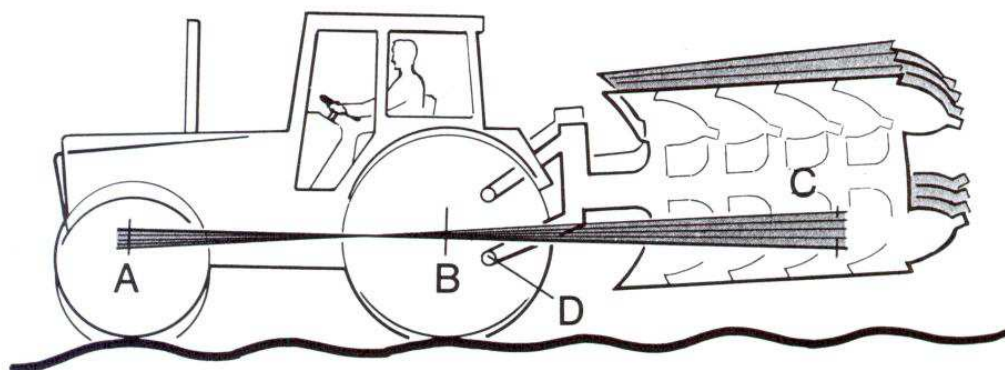


**Obr. 2.14 - Funkční schéma - tlaková regulace** (Bauer a kol., 2013)

1 – snímač tlaku, 2 – opěrné kolo, 3 – stroj zavěšený v tříbodovém závěsu

### 2.3.2.6 Systém tlumení kmitů

Jedná se o systém, který využívá regulační hydrauliky k tlumení kmitů při transportu nesených strojů v přepravní poloze. Tyto kmity vznikají od nerovností na vozovce, které způsobí rozkmitání neseného stroje. Toto rozkmitání se následně projeví dynamickými výkyvy na přední nápravě, což vede ke snížení říditelnosti soupravy (viz. obr. 2.15).



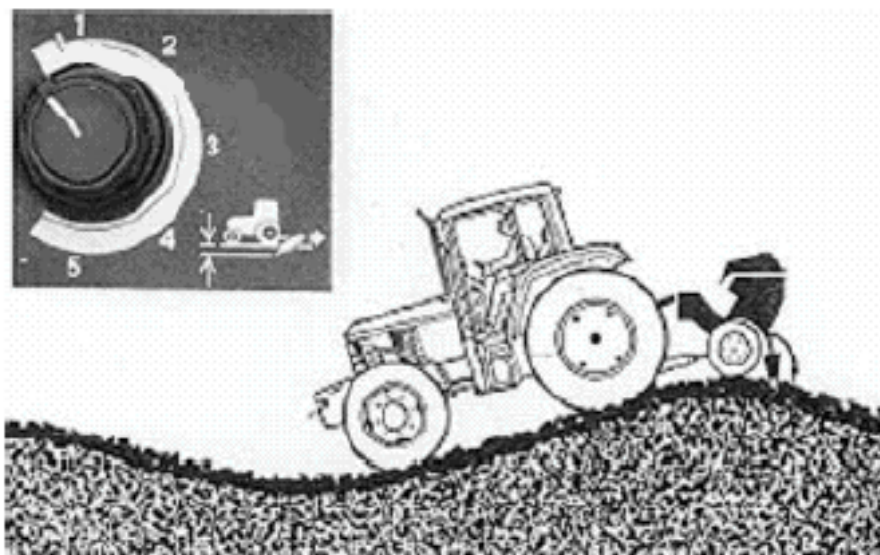
Obr. 2.15 – Systém tlumení kmitů (Bauer a kol., 2013)

A – střed přední nápravy, B – střed zadní nápravy, C – nesený pluh, D – snímač sil v dolních táhlech

Pokud zapneme v systému regulační hydrauliky kompenzátor kmitů, ramena hydrauliky se zvednou do transportní polohy, ovšem zastaví se ještě před horní polohou. Kolem této polohy se pak stroj během jízdy pohybuje. Síly vzniklé tendencí neseného stroje ke kmitání jsou snímány v tenzometrických čepch třibodového závěsu. Na základě vyhodnocování těchto sil řídicí jednotka nadzvedává nebo spouští nářadí tak aby docházelo k tlumení vznikajících kmitů. Výhodami použití systému tlumení kmitů jsou vyšší bezpečnost jízdy, vyšší jízdní komfort, možnost vyšší pojezdové rychlosti a nižší dynamické namáhání soupravy.

### 2.3.2.7 Neutrální (volná) poloha

Při neutrální poloze jsou spodní ramena třibodového závěsu úplně spuštěna a jejich vertikální pohyb je v celém rozsahu jejich zdvihu volný. Tato možnost se využívá u strojů s opěrnými koly, u nichž je žádoucí, aby kopírovaly terén.



*Obr. 2.16 – Neutrální (volná) poloha (Bauer a kol., 2009)*

### 2.3.3 Vliv regulační hydrauliky na výstupní parametry orebních souprav (Bauer a kol., 2013)

Pozitivní přínosy regulační hydrauliky byly již několikrát prokázány (Bauer, Sedlák, 2002), (Bauer, 1988), (Bauer, Sedlák, 2003), (Mišun, Bauer, 1997). Konkrétní příklad dokumentuje prof. Bauer v interpretaci výsledků měření orební soupravy tvořené traktorem John Deere 6920S a poloneseným otočným pluhem Lemken Vari Diamant:

„Měření bylo prováděno na těžké jílovitohlinité půdě, s hmotnostní vlhkostí 17 %. Pro objektivní porovnání výsledků měření u zvolených regulačních systémů, byla vybrána měření se stejnou průměrnou hloubkou orby 28 cm. Motor pracoval s plnou dávkou paliva. Otáčky motoru se u všech měření pohybovaly v rozsahu 1800 – 2000 min<sup>-1</sup>. Měření byla prováděna na dva regulační systémy (viz obr. 2.17), měření na zvolený regulační systém bylo pětkrát opakováno a byly vypočteny průměrné hodnoty.

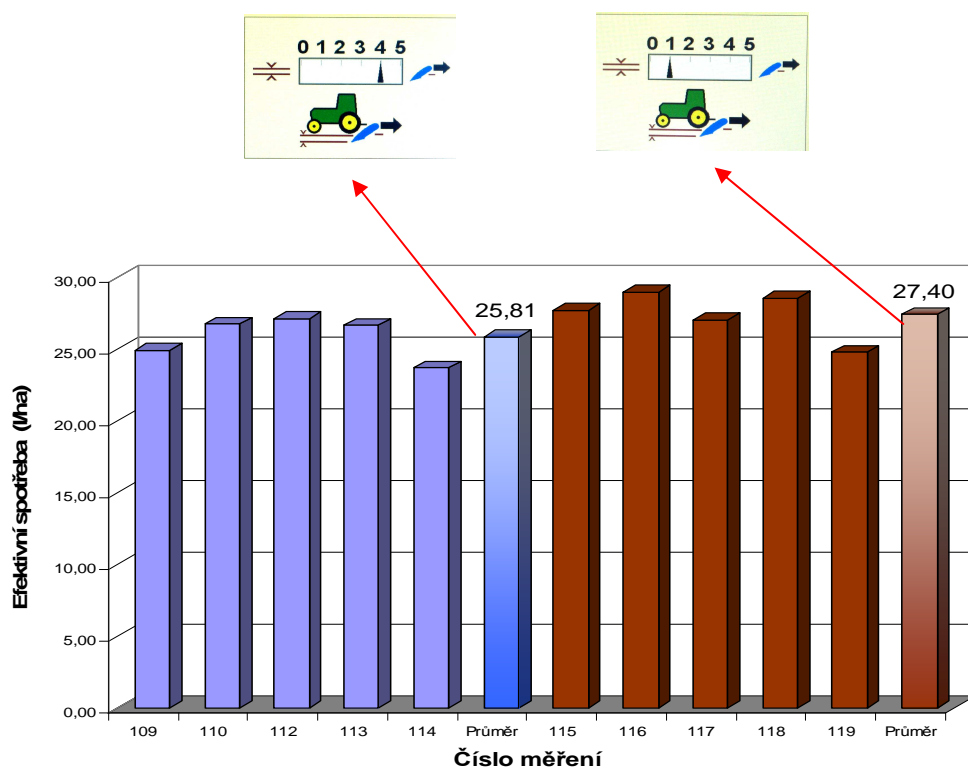


80 % regulace silová  
a 20 % regulace polohová

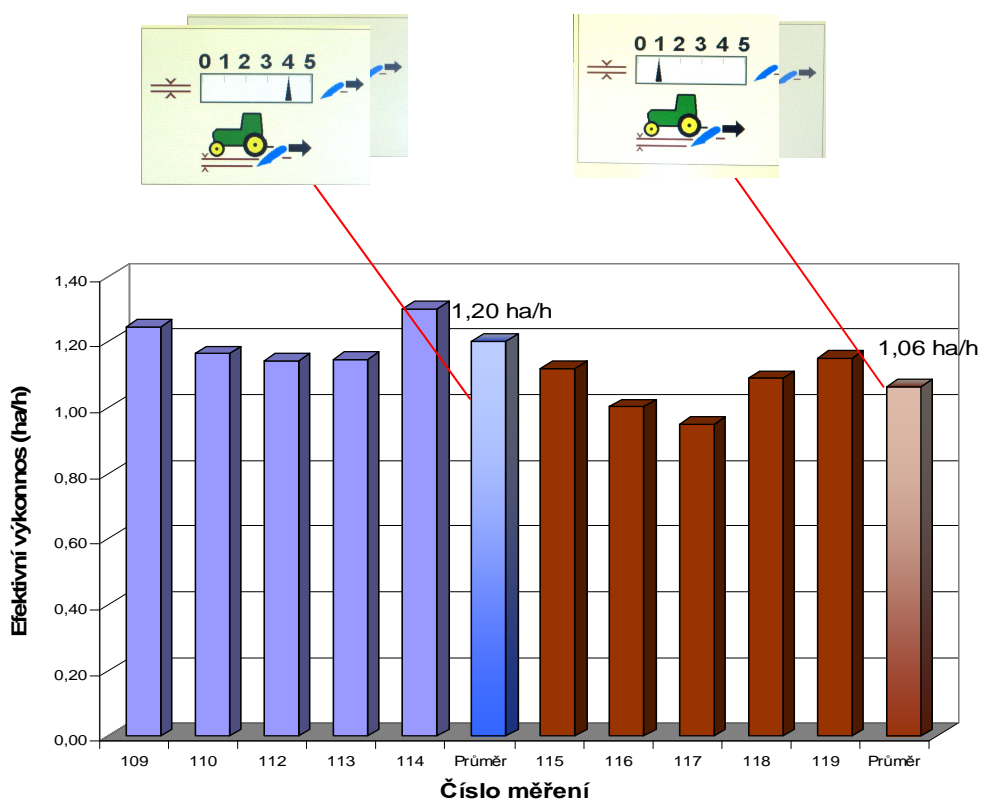
80 % regulace polohová  
a 20 % regulace silová

*Obr. 2.17 - Nastavení regulačního systému*

Naměřené výsledky byly graficky zpracovány a jsou zobrazeny na obr. 2.18 až 2.21

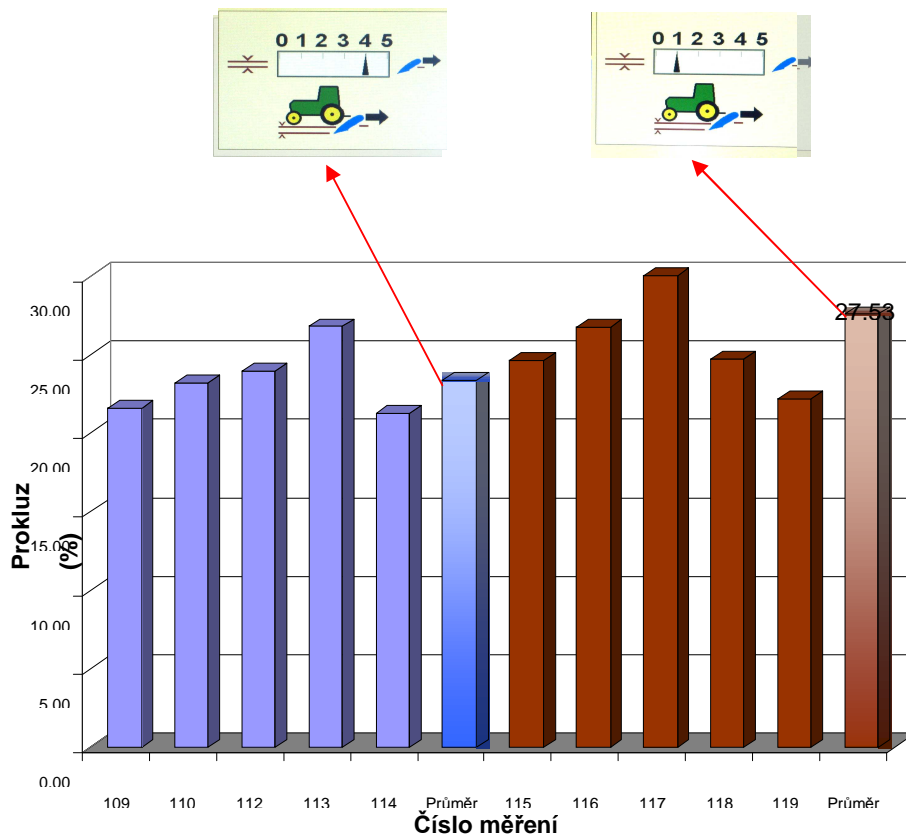


Obr. 2.18 - Vliv nastavení regulačního systému TZB na spotřebu nafty.

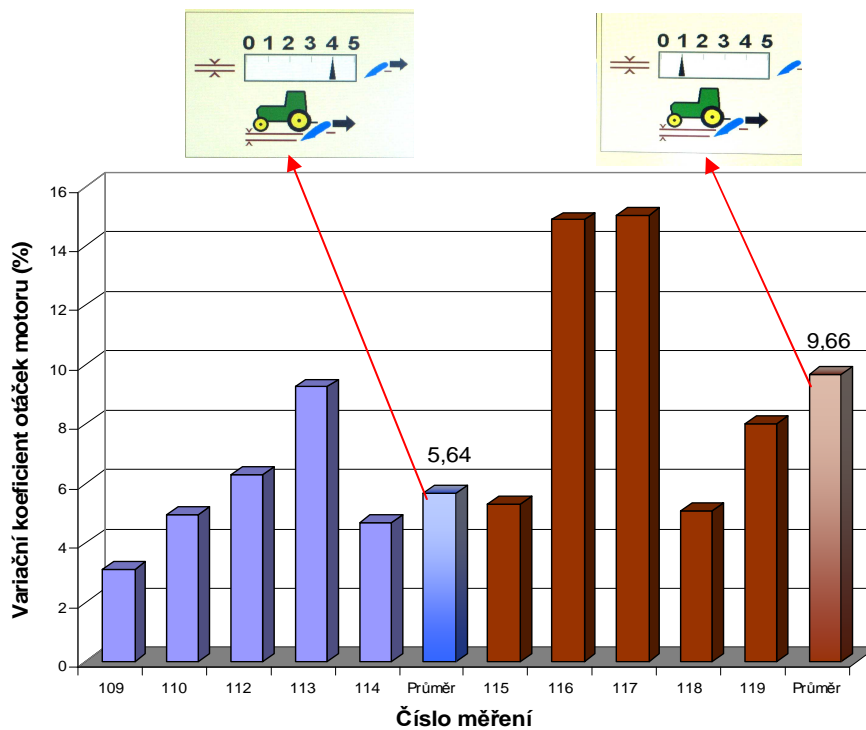


Obr. 2.19 - Vliv nastavení regulačního systému TBZ na efektivní výkonnost





Obr. 2.20 - Vliv nastavení regulačního systému TBZ na prokluz



Obr.2.21 - Vliv nastavení regulačního systému TBZ na kolísání otáček motoru.

Na základě realizovaného měření můžeme konstatovat, že u série měření, kde byl regulační systém nastaven na 80% silové a 20% polohové regulace, došlo k úspoře nafty o 6,2 % ve srovnání s regulačním systémem 80% polohové a 20% silové viz obr. 2.18 Na obr. 2.19 je do grafu vynesena naměřená efektivní výkonnost. Z naměřených hodnot je patrné, že u měření u kterých byl nastaven regulační systém 80% silové a 20% polohové regulace, došlo ke zvýšení výkonnosti orební soupravy o 13,2 %.“ (Bauer a kol., 2013)

Regulační hydraulika přenáší část tíhy pluhu na zadní nápravu traktoru způsobem, který umožňuje udržovat takový tlak na půdu a takový orební odpor, aby přenesená hnací síla traktoru byla pro okamžité podmínky maximální a zároveň odpovídala okamžité potřebě síly tahové. Uvedené měření dokazuje, že správné použití regulační hydrauliky má pozitivní vliv na snížení prokluzu a efektivní spotřeby paliva a zvýšení efektivní výkonnosti. Dále také měření ukazuje, že regulační hydraulika pomáhá snižovat variabilitu otáček motoru. Díky tomu lze snáze udržovat motor v ekonomickém režimu tzn. v režimu nejvyššího točivého momentu, což vede k další úspoře pohonných hmot. (Výravský, 2013)

### **3 CÍL PRÁCE**

Cílem diplomové práce je ověřit, zdali zvýšení síly v horním táhle tříbodového závěsu traktoru, pozitivně ovlivňuje rozložení zatížení hnacích kol traktorů, což by mělo vést ke zlepšení výstupních parametrů orebních souprav. Zkoumanými výstupními parametry jsou výkonnost a spotřeba pohonných hmot. Naměřené hodnoty byly tabulkově zpracovány a následně vyhodnoceny pomocí regresní analýzy. Ze zjištěných výsledků byl formulován závěr.

## 4 TERÉNNÍ MĚŘENÍ

V diplomové práci byly zpracovány výsledky dvou terénních měření.

Prvním měřením bylo měření soupravy traktoru Zetor Proxima Plus 115 s neseným pluhem Kverneland 150 B. Toto měření probíhalo ve dnech 4. až 8.10.2010 na pozemcích Školního zemědělského podniku Žabčice. Při tomto měření byla síla v horním táhle zvyšována jeho zkracováním. Měření probíhalo se sepnutou uzávěrkou diferenciálu a silovou regulací TBZ. Jeho cílem bylo zhodnotit, jakým způsobem se projeví dotížení traktoru pluhem.

Druhým měřením bylo měření soupravy traktoru John Deere 8295 R s návěsným pluhem Pöttinger SERVO 6.5. Měření probíhalo v září 2013 v zemědělském podniku Zemspol a.s. Sloup obec Vysočany, lokalita Lipiny. Při tomto měření byla síla v horním táhle vyvozována hydraulickým válcem, který při orbě umožňuje přenesení části hmotnosti pluhu, na podvozek traktoru. Měření probíhalo s rozpojenou uzávěrkou diferenciálu a jeho cílem bylo zhodnotit, jak se projeví dotížení traktoru ve smyslu rozložení zatížení mezi pravým a levým kolem zadní nápravy traktoru.

### 4.1 Technické parametry orebních souprav

#### 4.1.1 Zetor Proxima plus 115 s neseným pluhem Kverneland 150B

Tab. 4.1 – Technické parametry traktoru Zetor Proxima plus 115 (Bauer a kol., 2010)

Výkon motoru [kW]	Počet motohodin	Převodovka	Přední pneu	Tlak v předních pneu [kPa]
81	2672	mechanická s 2° násobičem 16/16	340/85 R 24	100
Zadní pneu	Tlak v zadních pneu [kPa]	Celková hmotnost traktoru [kg]	Hmotnost připadající na zadní nápravu [kg]	Hmotnost připadající na přední nápravu [kg]
420/85 R 24	160	4751	2301	2450

*Tab 4.2 – Technické parametry pluhu Kverneland 150 B (Bauer a kol., 2010)*

<b>Výrobce</b>	<b>Model</b>	<b>Typ</b>	<b>Počet orebních těles</b>	<b>Hmotnost [kg]</b>
Kverneland	150 B	150 B 100 - 130	4	949



*Obr. 4.1 - Zetor Proxima Plus 115 v agregaci s neseným pluhem Kverneland 150B (Bauer a kol., 2010)*

#### 4.1.2 John Deere 8295 R s návěsným pluhem Pöttinger SERVO 6.5

Tab. 4.3 – Technické parametry traktoru John Deere 8295R (Bauer, 2013)

Výkon motoru [kW]	Počet motohodin	Převodovka	Přední pneu	Tlak v předních pneu [kPa]
190	2120	hydromechanická	600/70 R 30 plněné vodou	170
Zadní pneu	Tlak v zadních pneu [kPa]	Celková hmotnost traktoru [kg]	Hmotnost připadající na zadní nápravu [kg]	Hmotnost připadající na přední nápravu [kg]
650/85 R 38	150	14 680	6 760	7 920

Tab. 4.4 – Technické parametry pluhu Pöttinger SERVO 6.5 (Bauer, 2013)

Výrobce	Model	Typ	Počet orebních těles	Hmotnost [kg]
Pöttinger	S 6.50 N7 - scharig/41W	9851	7	3 855



Obr. 4.2 - John Deere 8295R se sedmiradličným návěsným pluhem Pöttinger SERVO 6.5 (Bauer, 2013)

## 4.2 Metodika měření

### 4.2.1 Měření Zetor Proxima plus 115 s pluhem Kverneland 150B (Bauer a kol., 2010)

#### 4.2.1.1 Měření sil

Při zkouškách byly měřeny jednak síly v třibodovém závěsu vyvozované pluhem na traktor a jako další parametr byl zjišťován orební odpor pluhu. Při měření sil bylo na rovné části pozemku vytýčeno šest 30 m dlouhých měřících úseků. Před a za každým měřícím úsekem byla dostatečná vzdálenost pro ustálení parametrů soupravy. Měření se opakovalo v obou směrech jízdy soupravy, tedy při orbě vlevo a vpravo. Na měřícím úseku byl měřen záběr pluhu dle ON 47 0166 a pracovní hloubka dle ON 47 0169.

Traktor Zetor Proxima Plus měl třibodový závěs vybaven táhly s tenzometrickými snímači. Snímače umožňují měřit tahovou a tlakovou sílu v ose táhel. Umístění snímačů je zobrazeno na obrázku 4.3. Snímače byly kalibrovány ve Vývojovém ústavu traktorů. Při měření byla dále snímána poloha třibodového závěsu.



*Obr. 4.3 - Umístění snímačů sil v táhlech TBZ, na traktoru Zetor Proxima Plus 115 (Bauer a kol., 2010)*

#### 4.2.1.2 Měření výkonnostních a energetických parametrů

Teoretická rychlost traktoru byla stanovena pomocí snímače otáček kol, který byl umístěn na levém zadním kole, viz. obr. 4.4. Měření skutečné rychlosti traktoru bylo prováděno pomocí GPS přijímače. Teoretická a skutečná rychlost sloužila pro výpočet prokluzu kol podle vztahu:

$$\delta = \frac{v_t - v_s}{v_t} \cdot 100 \quad [\%]$$

kde:

$v_t$	teoretická rychlost	[km.h <sup>-1</sup> ]
$v_s$	skutečná rychlost	[km.h <sup>-1</sup> ]

Přijímač GPS sloužil také pro stanovení délky jednotlivých měřicích úseků. Orby byly prováděny vždy s uzavřeným diferenciálem.

Při měřeních 89 až 97 nebyla teoretická rychlost traktoru měřena pomocí snímače otáček kol. Proto byla při průjezdu soupravy měřicím úsekem měřena dráha ujetá na 5 otáček zadního kola traktoru. Stejným způsobem byla změřena dráha nezátíženého traktoru s pluhem v transportní poloze. Všechna měření proběhla se zařazenou uzávěrkou diferenciálů, proto byl měřen prokluz pouze u kol jedoucích po záhoně. Prokluz kol traktoru se vypočte dle vztahu:

$$\delta = \frac{l_0 - l}{l_0} \cdot 100 \quad [\%]$$

kde:

$l$	dráha soupravy při 5 otáčkách kola traktoru při orbě	[m]
$l_0$	dráha soupravy při 5 otáčkách kola traktoru při jízdě v transportní poloze	[m]





**Obr. 4.4 - Snímač otáček kol (Bauer a kol., 2010).**

Mimo uvedené hodnoty byly ještě měřeny parametry orby jako hloubka, záběr pluhu a údaje potřebné pro stanovení výkonnosti orební soupravy. Pracovní záběr pluhu byl měřen podle ON 47 0166. Průměrný pracovní záběr pluhu se vypočte podle vztahu:

$$B = \frac{\sum_{i=1}^n b_i}{n.z} \quad [\text{m}]$$

kde:

n	počet měření	[-]
b <sub>i</sub>	i – té měření záběru stroje	[m]
z	počet jízd soupravy	[-]

Měření hloubky orby bylo prováděno podle oborové normy ON 47 0169. Ve stejných místech kde byl měřen záběr byla měřena i hloubka orby. Měření bylo prováděno po každé jízdě soupravy. Pracovní hloubka byla měřena hloubkoměrem jako kolmá vzdálenost roviny povrchu pole a dna brázdy. Průměrná hloubka orby se vypočte pomocí vztahu:

$$h = \frac{\sum_{i=1}^n h_i}{n} \quad [\text{m}]$$

kde:

n	počet měření	[-]
$h_i$	okamžitá hloubka orby	[m]

Kolísání pracovního záběru a hloubky orby bylo hodnoceno pomocí variačního koeficientu vypočteného ze vztahu.

$$V = \frac{s}{x_s} \cdot 100 \quad [\%]$$

kde:

s	směrodatná odchylka (záběru, hloubky)	[m]
---	---------------------------------------	-----

$$s = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - x_s)^2}{n-1}} \quad [\text{m}]$$

$x_i$	i-tá hodnota (záběru, hloubky)	[m]
$x_s$	průměrná hodnota sledovaného faktoru	[m]

Pro stanovení energetických a výkonnostních parametrů soupravy byl měřen celkový čas na zpracování parcely tzv. operativní čas  $T_{02}$  a celkový čas otáček na souvrati  $T_{21}$  (čas vedlejší). Na základě těchto údajů byl dopočítán čas hlavní  $T_1$ , který charakterizuje délku samotné orby.

$$T_1 = T_{02} - T_{21} \quad [\text{s}]$$

kde:

$T_{02}$	čas operativní	[s]
$T_{21}$	čas vedlejší	[s]
$T_1$	čas hlavní na zorání měřicí parcely	[s]

Z naměřených hodnot byla vypočtena zoraná plocha. Z časového snímku a plochy následně plošná efektivní výkonnost podle vztahu:

$$W_l = \frac{S}{T_l} \cdot 3600 \quad [\text{ha} \cdot \text{h}^{-1}]$$

kde:

S	zoraná plocha	[ha]
T <sub>1</sub>	čas hlavní na zorání měřicí parcely	[s]
W <sub>1</sub>	výkonnost efektivní	[ha.h <sup>-1</sup> ]

Spotřeba paliva byla měřena pouze u měření 89 – 97. Spotřebovaná nafta na zorání parcely, včetně otáček na souvrati, byla měřena pomocí objemového průtokoměru Flowtronic 206, který byl zapojen do palivové soustavy traktoru. Pouze při měření číslo 93 byla spotřeba měřena metodou plné nádrže. Před jízdou byla naplněna nádrž traktoru po okraj. Po orbě bylo na stejném místě, pomocí odměrného válce, doplněno spotřebované palivo. Tímto způsobem bylo zjištěno celkově spotřebované množství paliva na zorání parcely včetně otáček na souvrati. Na základě známé hodinové spotřeby paliva na otáčení a celkového času otáček na souvrati, bylo stanoveno množství paliva spotřebované při samotné orbě. Z takto zjištěné hodnoty spotřeby byla vypočtena spotřeba nafty na hektar zoraného pozemku Q<sub>1</sub> podle vztahu:

$$Q = Q_c - Q_{ho} \cdot T_{21} \quad [l]$$

kde:

Q <sub>c</sub>	celkově spotřebované palivo	[l]
Q <sub>ho</sub>	hodinová spotřeba paliva při otáčení	[l.h <sup>-1</sup> ]
T <sub>21</sub>	čas vedlejší	[s]

$$Q_1 = \frac{Q}{S} \quad [l \cdot ha^{-1}]$$

kde:

Q	objem spotřebovaného paliva na zorání parcely	[l]
S	zoraná plocha	[ha]

Pro objektivnější porovnání byla vyhodnocena také měrná efektivní spotřeba paliva dle vztahu:

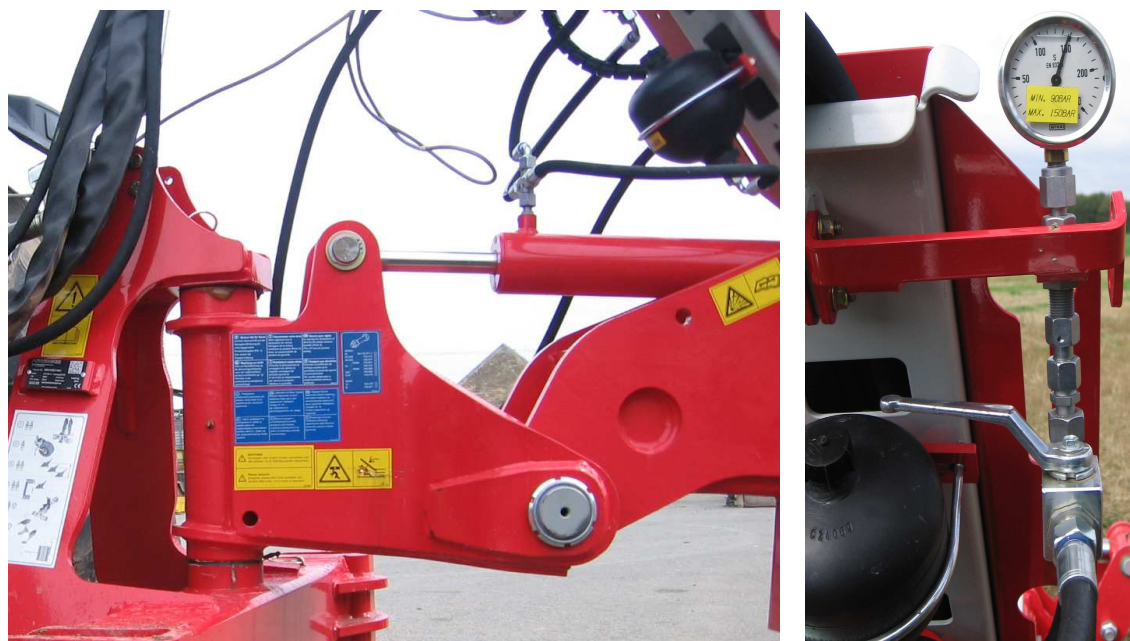
$$Q_{1m} = \frac{Q_1}{h} \cdot 10 \quad [ml \cdot m^{-3}]$$

kde:

Q <sub>1</sub>	efektivní spotřeba nafty na hektar zoraného pozemku	[l.ha <sup>-1</sup> ]
h	hloubka orby	[m]

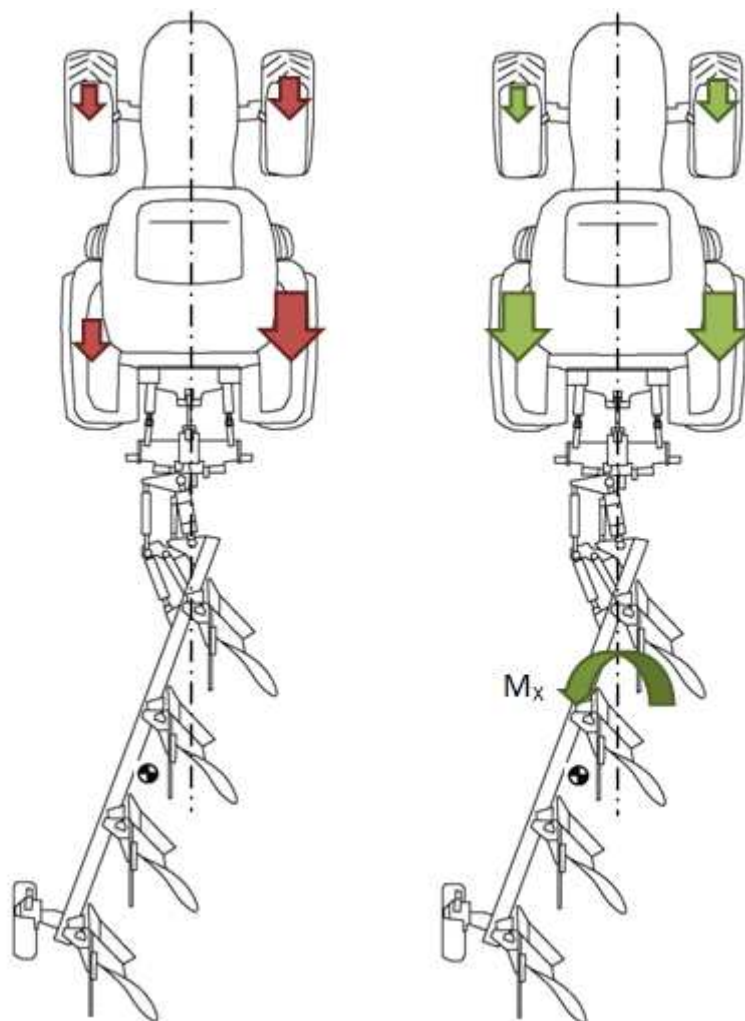
#### 4.2.2 Měření John Deere 8295 R s návěsným pluhem Pöttinger SERVO 6.5 (Bauer, 2013)

Návěsný pluh Pöttinger SERVO 6.5 je vybaven systémem pro dotížení zadní nápravy nazvaným Traction Control (viz. obr. 4.5). Tento systém se skládá z hydraulického válce, dusíkových akumulátorů, uzavíracího ventilu, manometru a hydraulického vedení. Systém funguje tak, že hydraulický válec je natlakován z vnějšího okruhu hydrauliky traktoru a uzavřen ventilem. Tento tlak ve válci vyvozuje sílu ve třetím bodě tříbodového závěsu, čímž je část tíhy pluhu přenesena na zadní nápravu traktoru.



*Obr. 4.5 - Hydraulický válec se vzdušníky a manometrem pro nastavení tlaku ve válci na závěsu pluhu (Bauer a kol., 2014)*

Kromě pozitivního efektu dotížení zadní nápravy dochází u pluhů, které mají větší záběr než je rozchod kol traktoru ke vzniku klopného momentu (viz. obr. 4.6). Tento klopný moment způsobí, že přenesená část tíhy pluhu působí více na kolo záhonové než na kolo brázdové. Vzhledem k tomu, že brázdové kolo je vlivem náklonu soupravy při orbě zatěžováno více, měl by tento klopný moment pomoci vyrovnat zatížení obou kol a zlepšit tak záběrové vlastnosti orební soupravy. Cílem provedeného měření je tuto hypotézu potvrdit nebo vyvrátit.



**Obr. 4.6 – Vyrovnání zatížení zadních kol traktoru pomocí klopného momentu pluhu**  
(Bauer., 2013)

Na pozemku byly vytyčeny 80 m dlouhé měřicí úseky. Při měření pracoval traktor s plnou dávkou paliva, režim hydromechanické převodovky udržoval motor v rozsahu otáček motoru 1600 až 1800 min<sup>-1</sup>. Všechna měření byla prováděna na polohovou regulaci tříbodového závěsu traktoru. Při zkouškách byla měřena síla v horním táhle tříbodového závěsu traktoru. Síla byla měřena tenzometrickým snímačem Hottinger U2B-100. Prokluz pravého a levého zadního kola byl měřen pomocí inkrementálních snímačů otáček kol. Okamžitá hodinová spotřeba paliva byla snímána ze sítě CAN Bus traktoru, naměřené hodnoty byly ověřeny v laboratořích Ústavu techniky a automobilové dopravy.

Výpočet prokluzu:

$$\delta = \frac{l_0 - l}{l_0} \cdot 100 \quad [\%]$$

kde:

l dráha soupravy při 10 otáčkách kola traktoru při orbě [m]

l<sub>o</sub> dráha soupravy při 10 otáčkách kola traktoru při jízdě v transportní poloze [m]

Mimo uvedené hodnoty byly ještě měřeny parametry orby jako hloubka, záběr pluhu a údaje potřebné pro stanovení výkonnosti orební soupravy. Pracovní záběr pluhu byl měřen podle ON 47 0166. Průměrný pracovní záběr pluhu se z naměřených hodnot vypočte podle vztahu:

$$B = \frac{\sum_{i=1}^n b_i}{n} \quad [\text{m}]$$

kde:

n počet měření [-]

b<sub>i</sub> i – té měření záběru stroje [m]

Měření hloubky orby bylo prováděno podle oborové normy ON 47 0169. Ve stejných místech kde byl měřen záběr byla měřena i hloubka orby. Měření bylo prováděno po každé jízdě soupravy. Pracovní hloubka byla měřena hloubkoměrem jako kolmá vzdálenost roviny povrchu pole a dna brázdy. Průměrná hloubka orby se vypočte pomocí vztahu:

$$h = \frac{\sum_{i=1}^n h_i}{n} \quad [\text{m}]$$

kde:

n počet měření [-]

h<sub>i</sub> okamžitá hloubka orby [m]

Kolísání pracovního záběru a hloubky orby bylo hodnoceno pomocí variačního koeficientu vypočteného ze vztahu.

$$v = \frac{s}{x_s} \cdot 100 \quad [\%]$$

kde:

s směrodatná odchylka (záběru, hloubky) [m]

$$s = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - x_s)^2}{n-1}} \quad [\text{m}]$$

$x_i$	i-tá hodnota (záběru, hloubky)	[m]
$x_s$	průměrná hodnota sledovaného faktoru	[m]

Pro stanovení energetických a výkonnostních parametrů soupravy byl měřen čas na projetí měřicího úseku 80 m.

Z naměřených hodnot byla vypočtena zoraná plocha. Z časového snímku a plochy následně plošná efektivní výkonnost podle vztahu:

$$W_e = \frac{S}{T_1} \cdot 3600 \quad [\text{ha} \cdot \text{h}^{-1}]$$

kde:

S	zoraná plocha	[ha]
$T_1$	čas hlavní na zorání měřicí parcely	[s]
$W_e$	výkonnost efektivní	[ha.h <sup>-1</sup> ]

Spotřeba paliva na hektar se vypočte ze vztahu:

$$Q_e = \frac{q}{S} \quad [\text{l} \cdot \text{ha}^{-1}]$$

kde:

q	objem spotřebovaného paliva na zorání parcely v	[l]
S	zoraná plocha	[ha]

Pro objektivnější porovnání byla vyhodnocena také měrná efektivní spotřeba paliva dle vztahu:

$$Q_{em} = \frac{Q_e}{h} \cdot 10^{-1} \quad [\text{ml} \cdot \text{m}^{-3}]$$

kde:

$Q_e$	efektivní spotřeba nafty na hektar zoraného pozemku	[l.ha <sup>-1</sup> ]
h	hloubka orby	[m]

Obdobně byla také stanovena efektivní měrná objemová výkonnost orební soupravy pomocí vztahu:

$$W_{em} = \frac{V}{T_1} \quad [\text{m}^{-3} \cdot \text{s}^{-1}]$$

V	objem zorané půdy	[m <sup>3</sup> ]
---	-------------------	-------------------

## 4.3 Výsledky měření

### 4.3.1 Zetor Proxima plus 115 a pluhem Kverneland 150B

Tab. 4.5 – Výsledky měření efektivní výkonnosti traktoru Zetor Proxima plus 115 s pluhem Kverneland 150B (Bauer a kol., 2010)

Číslo měření		10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
Čas hlavní $T_1$	[s]	20,59	20,29	18,89	17,39	16,39	15,99	14,99	16,19	16,39	17,99
Ø Hloubka h	[cm]	23,7	21	21,4	23,9	22,4	23	20,2	18,6	18,4	20
Ø Záběr B	[m]	1,6	1,61	1,6	1,56	1,62	1,61	1,62	1,62	1,62	1,61
Variační koeficient hloubky $V_h$	[%]	1,89	3,37	4,18	3,74	5,09	5,32	5,13	4,81	2,98	3,54
Variační koeficient záběru $V_B$	[%]	0,69	1,21	1,05	1,84	1,02	0,68	0,62	0,81	0,76	1,13
Celková dráha L	[m]	29,81	30,06	29,49	29,7	29,96	29,77	29,63	29,92	29,97	29,42
Zoraná plocha S	[m <sup>2</sup> ]	95,29	96,57	94,14	92,92	96,95	95,73	95,99	96,82	97,11	94,5
Objem zpracované půdy V	[m <sup>3</sup> ]	22,58	20,28	20,15	22,21	21,72	22,02	19,39	18,01	17,87	18,9
Efektivní výkonnost $W_1$	[ha.h <sup>-1</sup> ]	1,67	1,71	1,79	1,92	2,13	2,16	2,31	2,15	2,13	1,89
Měrná efektivní výkonnost $W_{1m}$	[m <sup>3</sup> .s <sup>-1</sup> ]	1,1	1	1,07	1,28	1,33	1,38	1,29	1,11	1,09	1,05
Ø Prokluz $\delta$	[%]	22,3	20,6	19,4	13,39	13,22	12,24	13,97	15,16	14,69	18,81
Délka horního táhla	[mm]	660	660	660	650	650	650	650	650	650	660
Ø Síla HT	[kN]	0,3	2,06	1,45	8,11	9,35	9,23	15,01	15,15	15,56	0,55



Tab. 4.5 – Výsledky měření efektivní výkonnosti traktoru Zetor Proxima plus 115 s pluhem Kverneland 150B (Bauer a kol., 2010)

Číslo měření		20	21	22	23	24	25	26	27	28
Čas hlavní $T_1$	[s]	18,19	18,49	16,99	17,49	16,79	15,69	15,39	16,09	14,99
Ø Hloubka h	[cm]	20,4	19,2	22,8	23,4	22,4	22,2	23,4	22,8	19,4
Ø Záběr B	[m]	1,61	1,62	1,56	1,54	1,55	1,56	1,58	1,58	1,61
Variační koeficient hloubky $V_h$	[%]	4,38	7,73	7,21	7,76	7,47	2,01	4,87	8,44	2,82
Variační koeficient záběru $V_B$	[%]	0,34	0,87	0,73	0,96	0,98	0,7	0,72	0,53	0,71
Celková dráha L	[m]	30,2	29,8	29,81	29,94	29,84	29,51	29,77	30,29	29,94
Zoraná plocha S	[m <sup>2</sup> ]	97,49	96,57	93,23	92,08	92,73	91,97	94,31	95,6	96,65
Objem zpracované půdy V	[m <sup>3</sup> ]	19,89	18,54	21,26	21,55	20,77	20,42	22,07	21,8	18,75
Efektivní výkonnost $W_1$	[ha.h <sup>-1</sup> ]	1,93	1,88	1,98	1,9	1,99	2,11	2,21	2,14	2,32
Měrná efektivní výkonnost $W_{1m}$	[m <sup>3</sup> .s <sup>-1</sup> ]	1,09	1	1,25	1,23	1,24	1,3	1,43	1,35	1,25
Ø Prokluz $\delta$	[%]	18,03	18,61	-	15,92	15,82	14,48	14,03	13,32	13,2
Délka horního táhla	[mm]	660	660	639	639	639	625	625	625	625
Ø Síla HT	[kN]	0,42	1,19	7,75	7,71	7,73	14,52	14,28	14,68	18,13

Tab. 4.5 – Výsledky měření efektivní výkonnosti traktoru Zetor Proxima plus 115 s pluhem Kverneland 150B (Bauer a kol., 2010)

Číslo měření		29	30	31	32	33	34	35	36
Čas hlavní $T_1$	[s]	15,39	15,69	17,29	16,89	17,29	19,49	16,79	15,19
Ø Hloubka h	[cm]	18,5	18	18,8	20	21,4	26,2	23	23
Ø Záběr B	[m]	1,61	1,62	1,61	1,61	1,58	1,49	1,54	1,55
Variační koeficient hloubky $V_h$	[%]	2,7	10,39	6,94	7,07	7,09	8,27	6,15	3,07
Variační koeficient záběru $V_B$	[%]	0,52	0,83	1,16	0,52	0,35	1,67	0,54	1,33
Celková dráha L	[m]	29,39	29,9	30,29	29,97	30,38	34,19	29,92	29,24
Zoraná plocha S	[m <sup>2</sup> ]	94,75	97,11	97,52	96,63	96,24	101,74	92,27	90,88
Objem zpracované půdy V	[m <sup>3</sup> ]	17,53	17,48	18,33	19,33	20,6	26,66	21,22	20,9
Efektivní výkonnost $W_1$	[ha.h <sup>-1</sup> ]	2,22	2,23	2,03	2,06	2	1,88	1,98	2,15
Měrná efektivní výkonnost $W_{1m}$	[m <sup>3</sup> .s <sup>-1</sup> ]	1,14	1,11	1,06	1,14	1,19	1,37	1,26	1,38
Ø Prokluz $\delta$	[%]	13,11	14,72	15,3	16,33	15,17	11,92	13,15	9,53
Délka horního táhla	[mm]	625	625	639	639	639	625	625	625
Ø Síla HT	[kN]	18,37	18,56	9,59	8,17	10,4	13,5	13,6	13,68

Tab. 4.6 – Výsledky měření spotřeby traktoru Zetor Proxima plus 115 s neseným pluhem Kverneland 150B (Bauer a kol., 2010)

Číslo měření		95	96	97
Délka horního táhla	[mm]	630	625	660
Ø Hodinová spotřeba paliva $Q_h$	[l.h <sup>-1</sup> ]	22,31	22,25	22,65
Hodinová spotřeba paliva při otáčení $Q_{ho}$	[l.h <sup>-1</sup> ]	6,76	6,76	6,76
Spotřebované palivo celkem $Q_c$	[l]	5,95	5,97	7,04
Spotřebované palivo - při orbě $Q$	[l]	5,88	5,9	6,98
Operativní čas $T_{02}$	[s]	959,4	966,3	1119,4
Čas na otáčení soupravy $T_{21}$	[s]	36	37,51	33,04
Čas hlavní $T_1$	[s]	923,39	928,78	1086,35
Ø Hloubka $h$	[cm]	20,35	19,95	21,9
Ø Záběr $B$	[m]	1,57	1,56	1,59
Variační koeficient hloubky $V_h$	[%]	7,78	7,39	8,87
Variační koeficient záběru $V_B$	[%]	1,81	2,61	0,71
Celková dráha $L$	[m]	1799,3	1833,9	1839,8
Zoraná plocha $S$	[m <sup>2</sup> ]	5624,6	5844,5	5863,6
Objem zpracované půdy $V$	[m <sup>3</sup> ]	1122,1	1279,9	1284,1
Efektivní výkonnost $W_1$	[ha.h <sup>-1</sup> ]	2,19	2,27	1,94
Měrná efektivní výkonnost $W_{1m}$	[m <sup>3</sup> .s <sup>-1</sup> ]	1,22	1,38	1,18
Efektivní spotřeba paliva $Q_1$	[l.ha <sup>-1</sup> ]	10,57	10,1	11,91
Měrná efektivní spotřeba paliva $Q_{1m}$	[ml.m <sup>-3</sup> ]	5,3	4,61	5,44
Ø Prokluz $\delta$	[%]	11,13	9,49	14,28
Ø Síla HT	[kN]	12,52	14,61	1,92

### 4.3.2 John Deere 8295 R s návěsným pluhem Pöttinger SERVO 6.5

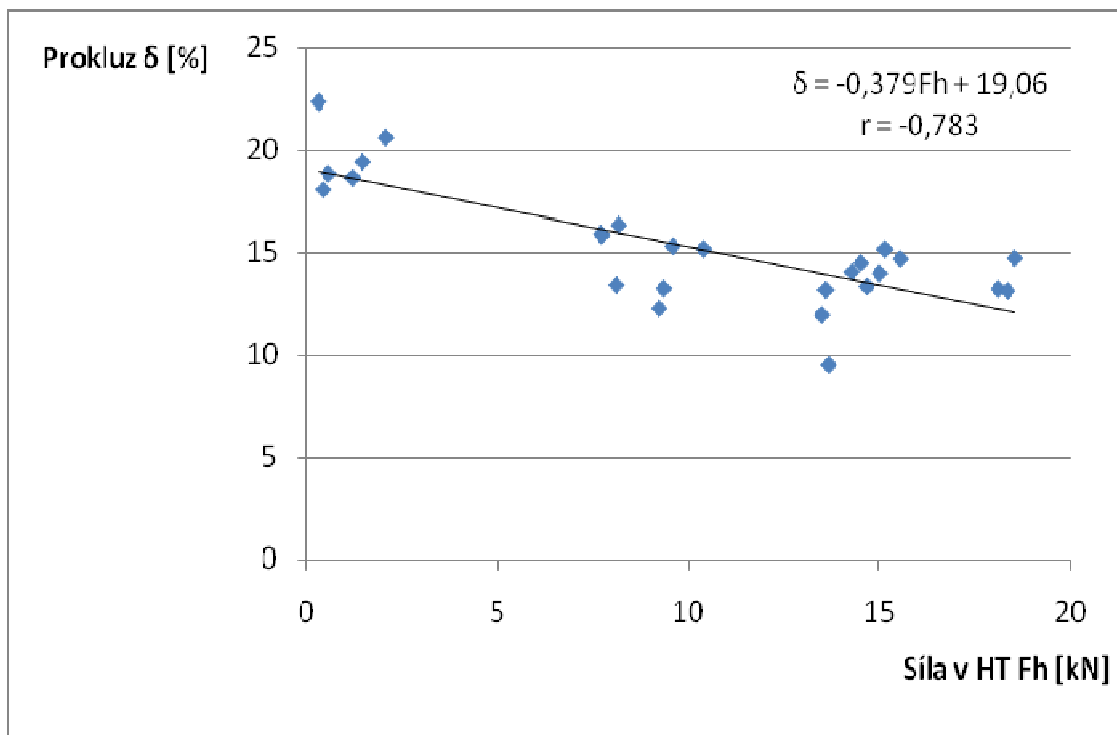
Tab. 4.7 – Výsledky měření traktoru John Deere 8295 R s návěsným pluhem Pöttinger SERVO 6.5 (Bauer, 2013)

Číslo měření	Tlak p [kPa]	Prokluz LZ d [%]	Prokluz PZ d [%]	Efektivní výkonnost W <sub>e</sub> [ha.h <sup>-1</sup> ]	Měrná efektivní výkonnost W <sub>em</sub> [m <sup>3</sup> .s <sup>-1</sup> ]	Měrná efektivní spotřeba Q <sub>em</sub> [ml.m <sup>-3</sup> ]	Efektivní spotřeba Q <sub>e</sub> [l.ha <sup>-1</sup> ]	Síla v HT F <sub>H</sub> [kN]
1	90	23,4	7,4	2,4	1,8	7,3	19,6	56,7
3	90	12,4	4,5	2,5	1,8	7,5	16,7	56,9
5	0	21,2	7	2,4	1,6	8,4	22,6	56
7	0	28,6	6,5	2,2	1,7	9,2	24,9	45,7
9	0	15,7	5,8	2,4	1,8	8,5	22,9	44,4
11	130	8,6	6,1	2,7	2	7,3	19	62,4
13	130	8	5,5	2,5	1,8	7,1	18,8	62,5
15	150	8,2	5,3	2,7	1,9	7,1	18,4	68,5
17	150	6,1	5,3	2,6	2	7,1	19,6	69,2
19	110	5,4	4,3	-	-	7,2	16,8	60,6
21	110	4,9	5,3	-	-	6,7	16,8	59,1
23	110	5,7	4,5	2,5	1,8	6,6	16,9	58,3

## 4.4 Vyhodnocení výsledků měření a diskuze

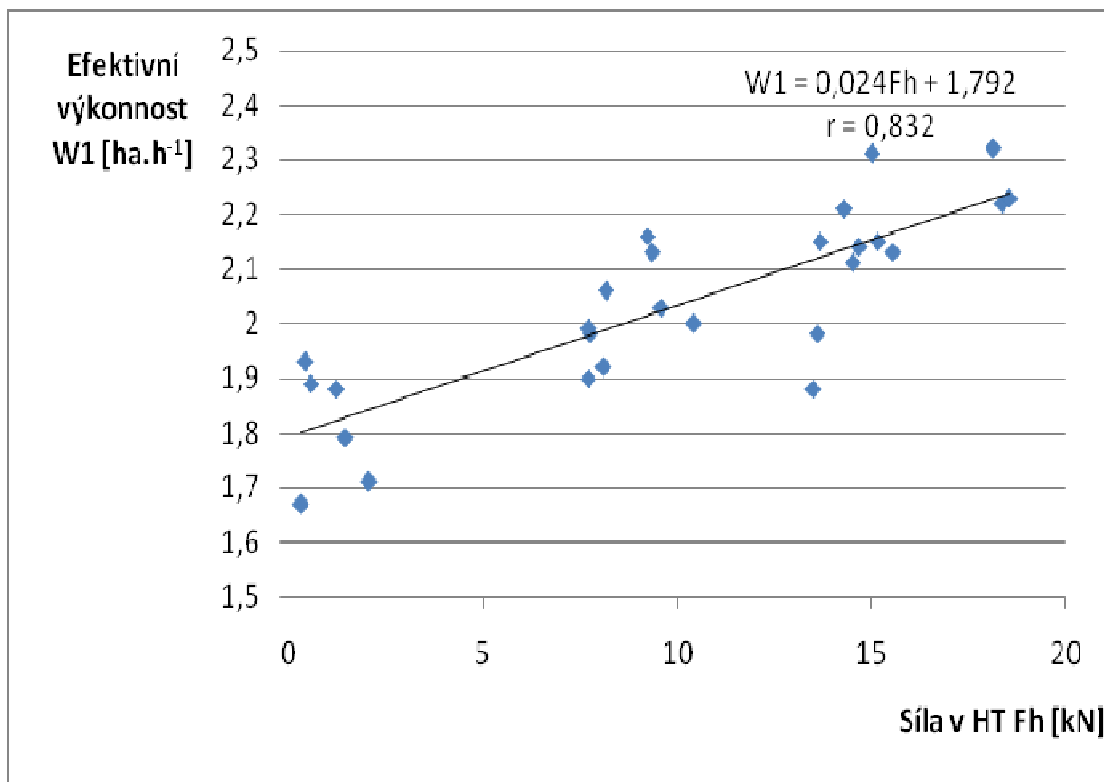
### 4.4.1 Vliv zvyšování síly v HT na celkové dotížení traktoru (Zetor Proxima plus 115 s pluhem Kverneland 150B)

Při zvyšování síly v horním táhle třibodového závěsu traktoru (zkracováním horního táhla), dochází k částečnému přenosu tíhy vyvolané hmotností pluhu na traktor. Při tomto přenosu dochází současně k dotěžování zadní nápravy a částečnému odlehčování nápravy přední. Výsledná změna zatížení se pozitivně projevila ve snížení prokluzu traktoru (viz obr. 4.7).

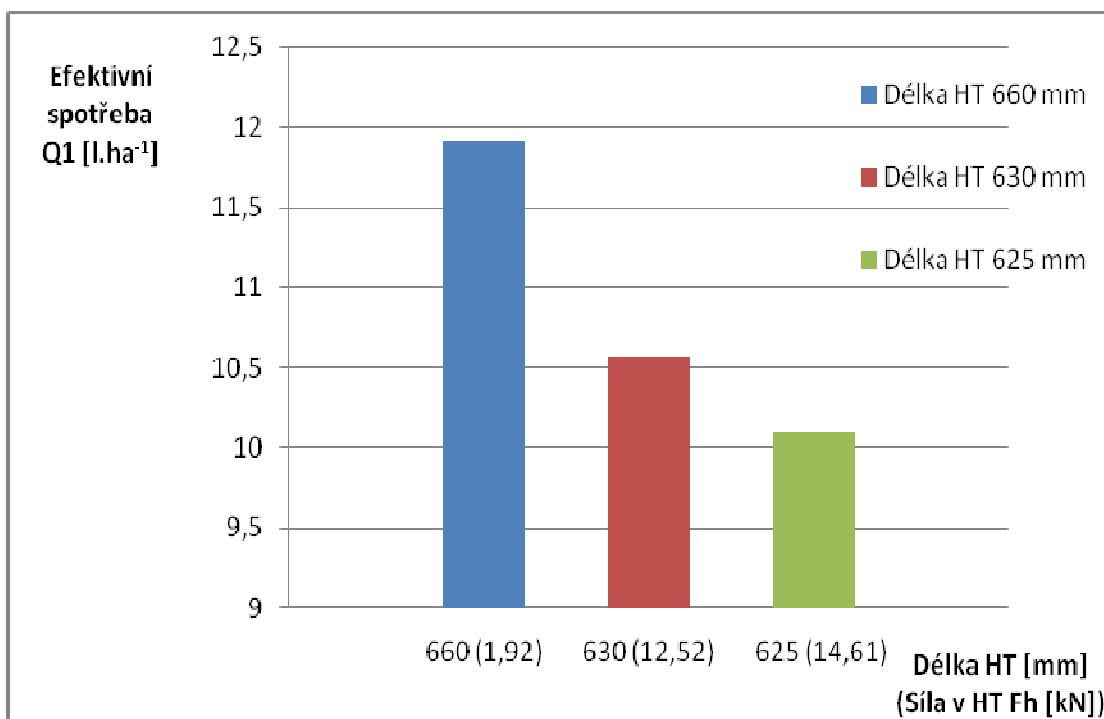


**Obr. 4.7 – Závislost prokluzu soupravy Zetor Proxima plus 115 s neseným pluhem Kverneland 150B na síle v horním táhle**

V rozmezí měřených sil 0,3 – 18,56 kN došlo k průměrnému poklesu prokluzu o 0,379 % za každý kN síly v horním táhle. Korelační koeficient této závislosti je -0,783, což znamená, že se jedná o velkou těsnost lineární závislosti (Stávková, Dufek, 2012). Průměrný prokluz vypočtený z regresní přímky by při nulové síle činil 19,06%, kdežto při hodnotě 18 kN jen 12,24%. Toto snižování prokluzu se dále pozitivně projevilo při hodnocení efektivní výkonnosti orební soupravy (viz obr. 4.8) a při hodnocení spotřeby pohonných hmot (viz obr. 4.9).



Obr. 4.8 – Závislost efektivní výkonnosti soupravy Zetor Proxima plus 115 s neseným pluhem Kverneland 150B na síle v horním táhle

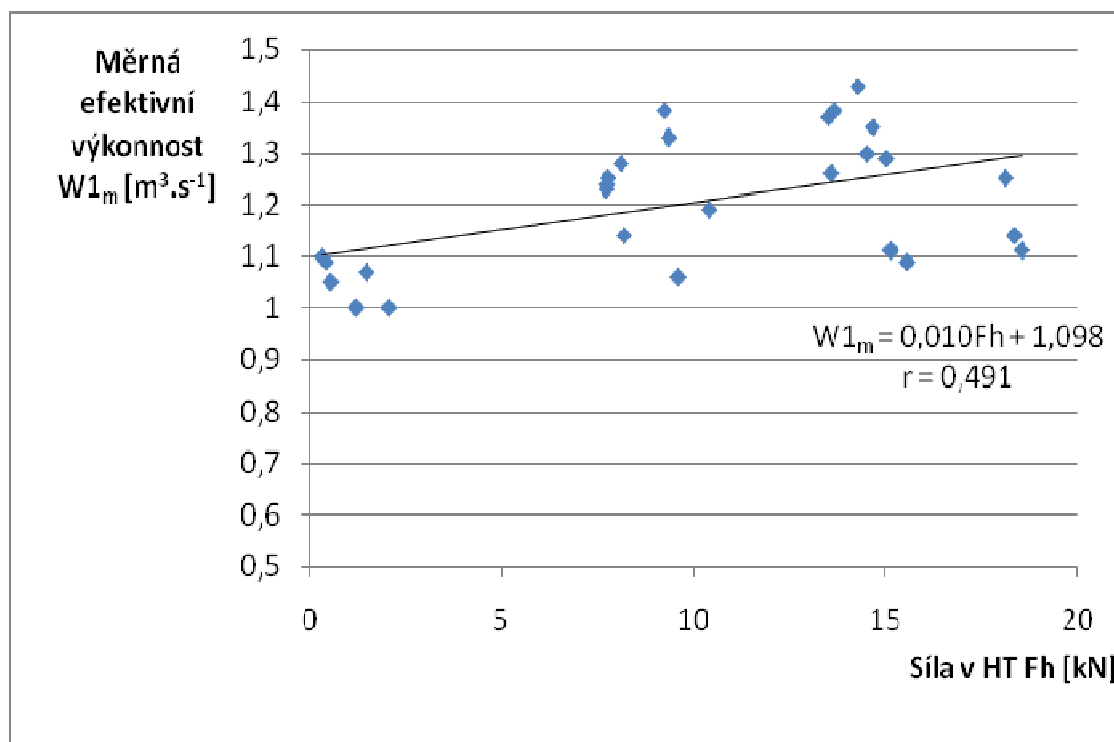


Obr. 4.9 – Efektivní spotřeba soupravy Zetor Proxima plus 115 s neseným pluhem Kverneland 150B při různých délkách a silách v horním táhle

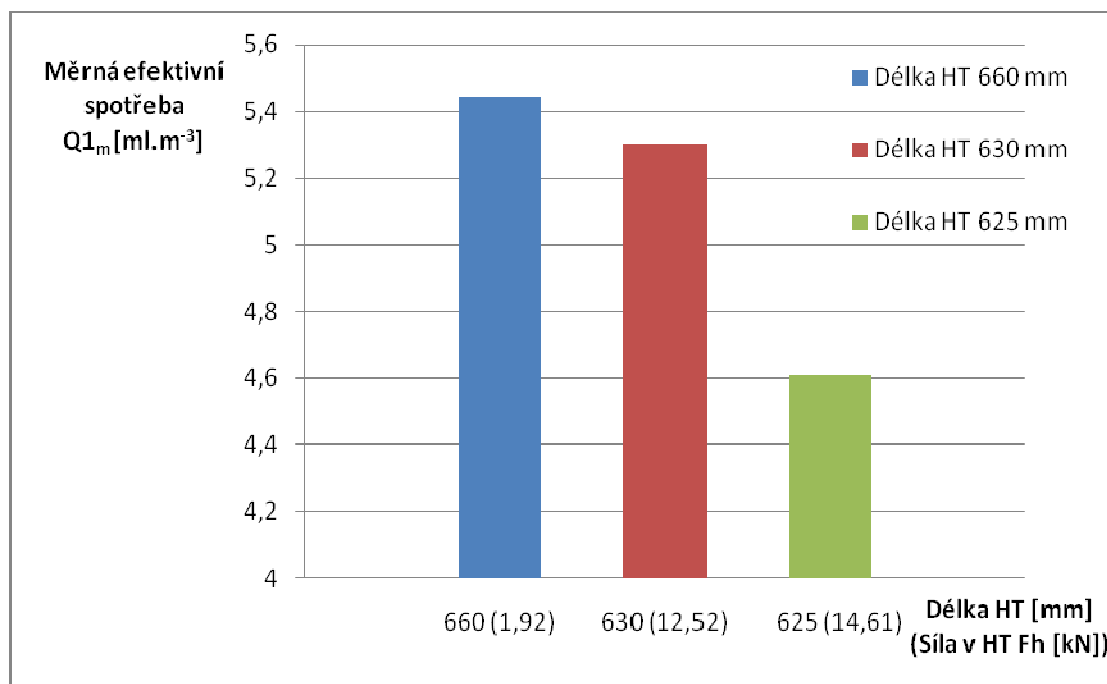
V daném rozmezí sil rostla efektivní výkonnost v průměru o  $0,024 \text{ ha.h}^{-1}$  na kN síly v horním táhle. Korelační koeficient je zde 0,832, což značí, že se jedná opět o velkou těsnost lineární závislosti (Stávková, Dufek, 2012). Průměrná efektivní výkonnost vypočtená z regresní přímky by pak při nulové síle byla  $1,792 \text{ ha.h}^{-1}$  a při síle 18 kN  $2,224 \text{ ha.h}^{-1}$ , což činní nárůst o 24,1%.

Průměrná efektivní spotřeba paliva byla při délce horního táhla 660 mm a průměrné síle v horním táhle 1,92 kN  $11,91 \text{ l.ha}^{-1}$ , kdežto při délce horního táhla 625 mm a průměrné síle 14,61 kN  $10,10 \text{ l.ha}^{-1}$ . Průměrná spotřeba tedy klesla 15,2%.

Pro objektivnější posouzení je však vhodnější porovnávat měrnou efektivní výkonnost (viz obr. 4.10) a měrnou efektivní spotřebu (viz obr. 4.11). Tyto hodnoty jsou vztažené na  $1 \text{ m}^3$  zpracované půdy a tudíž odpadá zkreslení výsledků vlivem rozdílného záběru pluhu a především rozdílné hloubky orby při jednotlivých jízdách.



*Obr. 4.10 – Závislost měrné efektivní výkonnosti soupravy Zetor Proxima plus 115 s neseným pluhem Kverneland 150B na síle v horním táhle*



**Obr. 4.11 – Měrná efektivní spotřeba soupravy Zetor Proxima plus 115 s neseným pluhem Kverneland 150B při různé délce a síle v horním táhle**

Měrná efektivní výkonnost v daném rozmezí rostla průměrně o  $0,01 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$  na kN síly v horním táhle. Korelační koeficient této závislosti je 0,491, což znamená mírnou až význačnou těsnost lineární závislosti (Stávková, Dufek, 2012). Při nulové síle by pak průměrná měrná efektivní výkonnost vypočtená z regresní přímky byla  $1,098 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$  a při 18 kN  $1,278 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ , což činí nárůst o 16,4 %.

Průměrná měrná efektivní spotřeba paliva byla při délce horního táhla 660 mm a průměrné síle v horním táhle 1,92 kN  $5,44 \text{ ml} \cdot \text{m}^{-3}$  a při délce horního táhla 625 mm a průměrné síle 14,61 kN  $4,61 \text{ ml} \cdot \text{m}^{-3}$ . Pokles měrné efektivní spotřeby činí 15,3%.

#### **4.4.2 Vliv zvyšování síly v HT na změnu rozložení zatížení mezi levým a pravým kolem zadní nápravy traktoru John Deere 8295 R s návěsným pluhem Pöttinger SERVO 6.5**

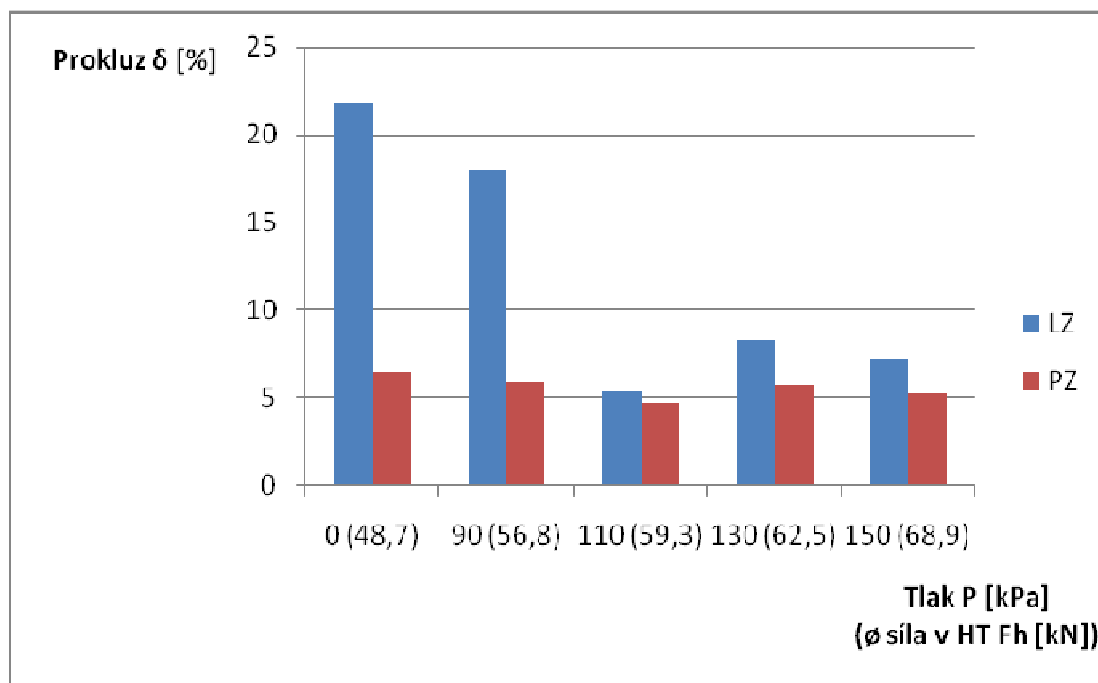
Vážením bylo zjištěno, že zvýšením tlaku v hydraulickém válci z 0 na 150 barů (což vede ke zvýšení síly v horním táhle třibodového závěsu traktoru) byla zadní náprava dotížena o 980 kg. Z této hmotnosti pak připadá 840 kg na kolo záhonové a pouze 140 kg na kolo brázdové (viz. obr. 4.12).





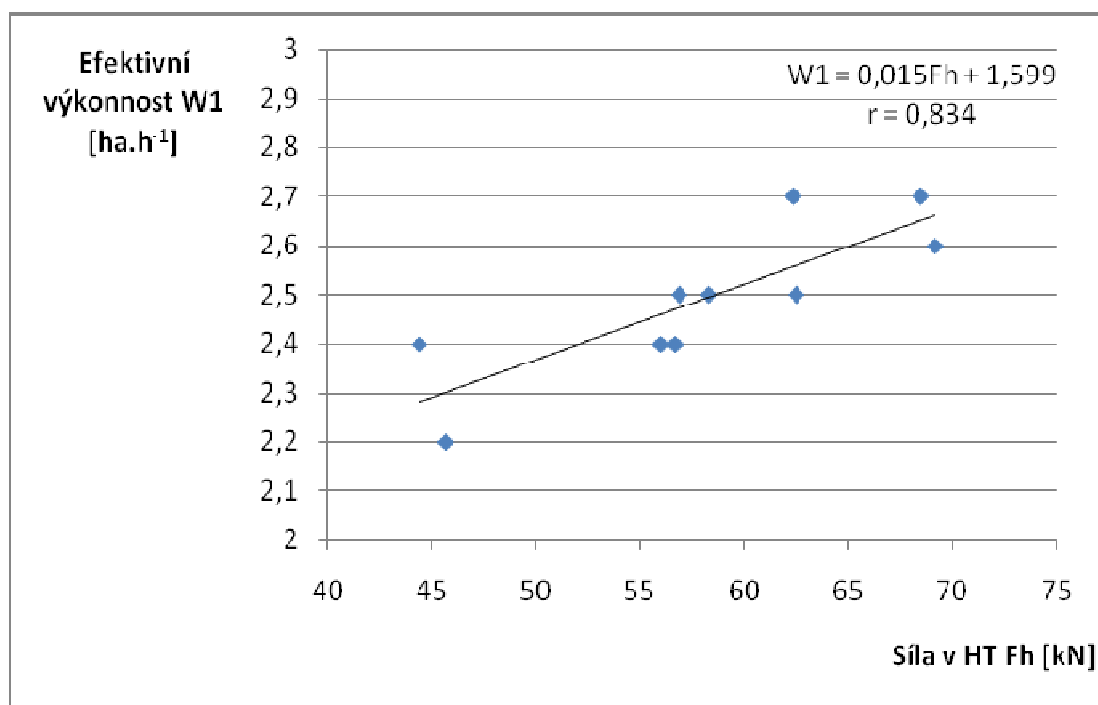
**Obr. 4.12 – Vážení orební soupravy při tlaku ve válci 150 bar (Bauer, 2013)**

Vzhledem k tomu, že brzdové kolo je vlivem náklonu soupravy při orbě obecně více zatěžováno, je tímto přenosem hmotnosti snížen rozdíl mezi zatížením pravého a levého zadního kola. Tímto zvýšením síly v horním táhle pak klesá především prokluz záhonového kola, jak je patrné z obr. 4.13.

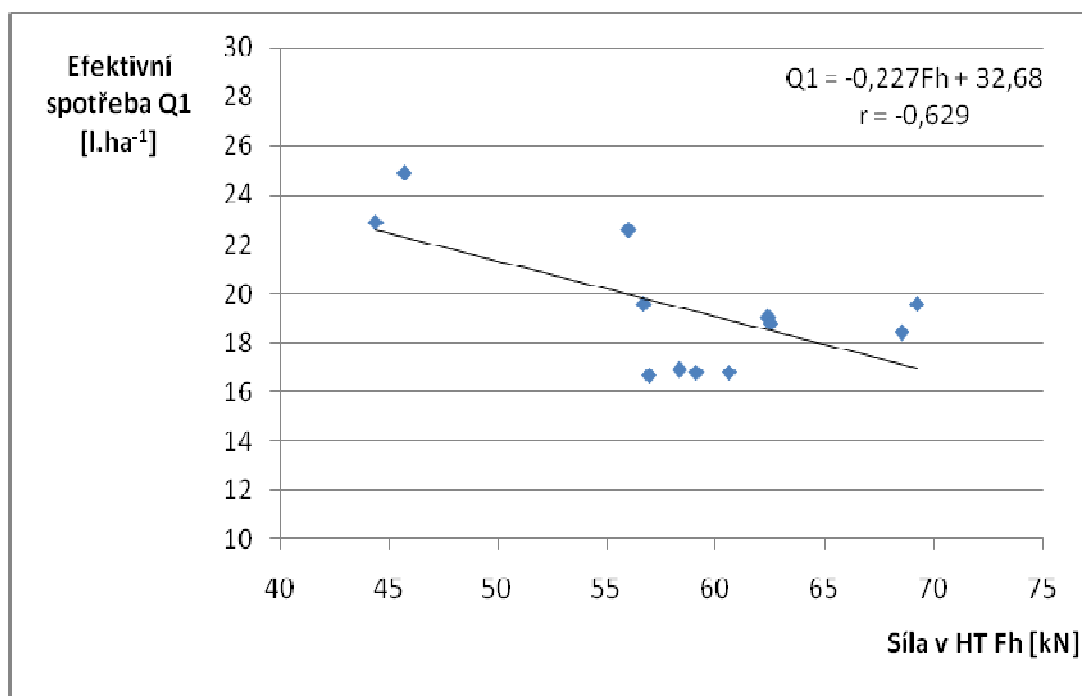


**Obr. 4.13 – Prokluz levého a pravého zadního kola soupravy John Deere 8295 R s pluhem Pöttinger SERVO 6.5 při různém tlaku v hydraulickém válci, resp. různé síle v horním táhle**

Tento fakt se příznivě projevil na efektivní výkonnosti (viz obr. 4.14) a na efektivní spotřebě paliva (viz obr. 4.15)



**Obr. 4.14 – Závislost efektivní výkonnosti soupravy John Deere 8295 R s návěsným pluhem Pöttinger SERVO 6.5 na síle v horním táhle**

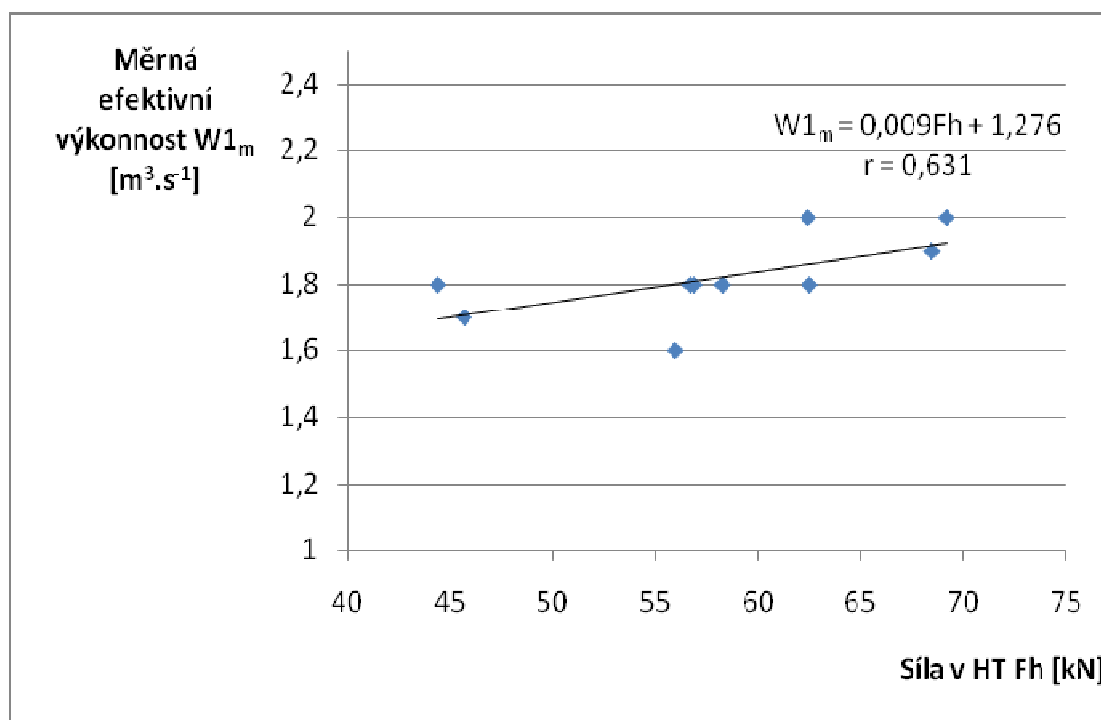


**Obr. 4.15 – Závislost efektivní spotřeby soupravy John Deere 8295 R s návěsným pluhem Pöttinger SERVO 6.5 na síle v horním táhle**

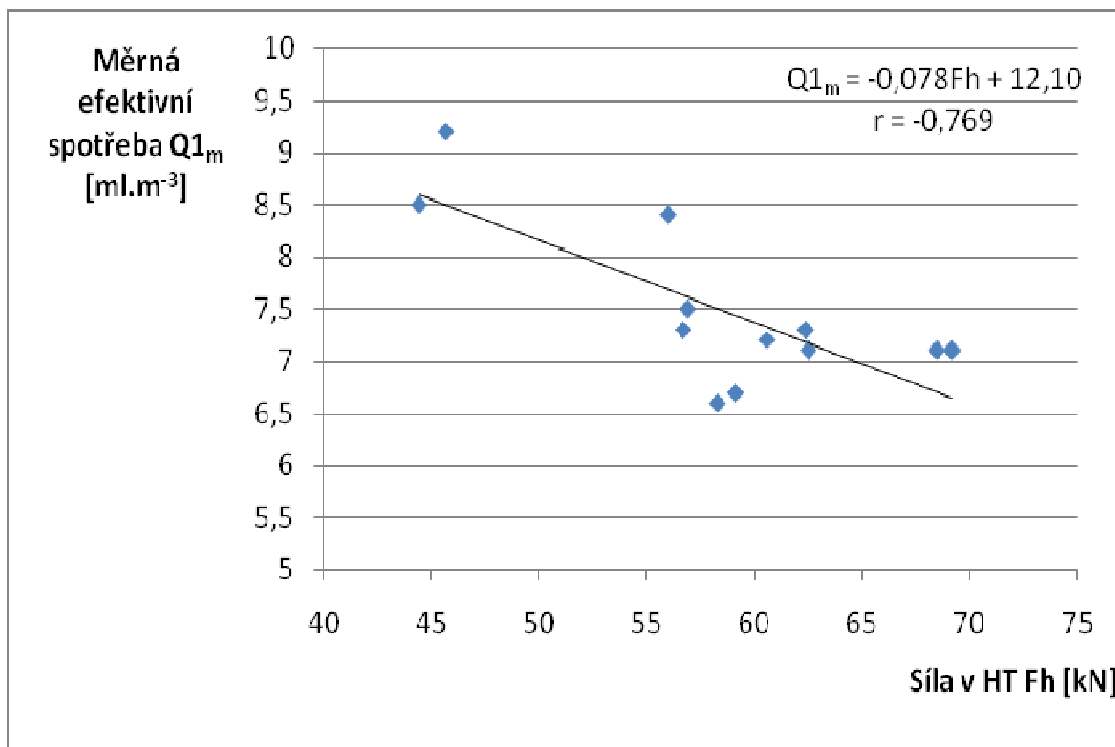
V rozpětí sil v horním táhle od 44,4 kN do 69,2 kN rostla efektivní výkonnost průměrně o  $0,015 \text{ ha}\cdot\text{h}^{-1}$  na kN síly v HT. Korelační koeficient této závislosti je 0,834 což znamená velkou těsnost lineární závislosti (Stávková, Dufek, 2012). Při 45 kN by pak efektivní výkonnost vypočtená z regresní přímky činila  $2,274 \text{ ha}\cdot\text{h}^{-1}$  a při 70 kN  $2,649 \text{ ha}\cdot\text{h}^{-1}$ . Tento přírůstek výkonnosti činí 16,5%.

Efektivní spotřeba paliva v daném rozsahu sil klesala v průměru o  $0,227 \text{ l}\cdot\text{ha}^{-1}$  na kN síly v HT s korelačním koeficientem -0,629, zde se jedná o význačnou těsnost lineární závislosti (Stávková, Dufek, 2012). Při 45 kN by pak efektivní spotřeba paliva vypočtená z regresní přímky činila  $22,465 \text{ l}\cdot\text{ha}^{-1}$  a při 70 kN  $16,79 \text{ l}\cdot\text{ha}^{-1}$ , což je méně o 25,3 %.

Stejně jako u předchozího měření je zde vzhledem k objektivnosti vhodné vyhodnocovat spíše měrnou efektivní výkonnost (viz obr. 4.16) a měrnou efektivní spotřebu (viz obr. 4.17).



**Obr. 4.16 – Závislost měrné efektivní výkonnosti soupravy John Deere 8295 R s návěsným pluhem Pöttinger SERVO 6.5 na síle v horním táhle**



**Obr. 4.17 – Závislost měrné efektivní spotřeby soupravy John Deere 8295 R s návěsným pluhem Pöttinger SERVO 6.5 na síle v horním táhle**

Měrná efektivní výkonnost v daném rozpětí sil rostla v průměru o  $0,009 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$  na kN síly v horním táhle. Korelační koeficient 0,631 ukazuje opět význačnou těsnost lineární závislosti (Stávková, Dufek, 2012). Při 45 kN by v takovém případě dosahovala výkonnost vypočtená z regresní přímky hodnoty  $1,681 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$  a při 70 kN by dosahovala  $1,906 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ . Nárůst průměrné měrné efektivní výkonnosti by pak činil 13,4%.

Měrná efektivní spotřeba paliva pak v daném rozmezí klesala průměrně o  $0,078 \text{ ml} \cdot \text{m}^{-3}$  na kN síly v horním táhle. Korelační koeficient je -0,769, což je velká těsnost lineární závislosti (Stávková, Dufek, 2012). Při 45 kN by měrná efektivní spotřeba vypočtená z regresní přímky dosahovala hodnoty  $8,59 \text{ ml} \cdot \text{m}^{-3}$  a při 70 kN  $6,64 \text{ ml} \cdot \text{m}^{-3}$ . Pokles průměrné měrné efektivní spotřeby by činil 22,7%.

## 5 ZÁVĚR

V prvním měření byl zkoumán vliv zvyšování síly v horním táhle tříbodového závěsu traktoru a následné dotížení zadní nápravy na prokluz, výkonnost a spotřebu pohonných hmot. Síla byla nastavována v rozmezí 0,3 – 18,56 kN a měření dokázalo, že zvýšením síly došlo k průměrnému poklesu prokluzu zadních kol o 6,82%. To dále vedlo k nárůstu měrné efektivní výkonnosti o 16,4% a snížení měrné efektivní spotřeby o 15,3%.

Ve druhém měření byl zkoumán vliv zvyšování síly v horním táhle tříbodového závěsu traktoru na vznik klopného momentu a jeho vyrovnávání rozdílů zatížení kol zadní nápravy traktoru. Vliv klopného momentu na prokluzy zadních kol a následně na výkonnost soupravy a spotřebu pohonných hmot byl pozitivní. Rozmezí měřených sil bylo 44,4 – 69,2 kN. Měření dokázalo, že skutečně došlo ke zmenšení rozdílů prokluzů obou kol, v důsledku čehož došlo k nárůstu měrné efektivní výkonnosti o 13,4% a poklesu měrné efektivní spotřeby o 22,7%.

Lze tedy říci, že zvyšování síly v horním táhle významně pomáhá ke zvyšování výkonnosti orební soupravy a snižování spotřeby pohonných hmot. Toto zvyšování síly by ovšem mělo probíhat pouze v takovém rozsahu, aby nedocházelo ke zhoršení kvality orby. Zároveň je třeba mít také na paměti vliv, který má dotěžování pomocí přenosu tíhy pluhu, na odlehčování přední nápravy. Proto by pro orbu měla být přední náprava dostatečně dotížena například závažím, aby nedocházelo k významnému zhoršení jejích záběrových schopností.

## 6 PŘEHLED POUŽITÝCH ZDROJŮ

### 6.1 Použitá literatura

BAUER F., 1988: Vliv regulační hydrauliky traktorů na spotřebu paliva a na výkonnost orebních agregátů. *Zemědělská technika*. 34 (4): 194-201

BAUER F., SEDLÁK P., 2002: *Dokonalé zvládnutí technického vybavení traktorových souprav cesta ke snížení nákladů*. Academia centrum. 2002. 6. 11. Univerzita Tomáše Bati, Zlín

BAUER F., SEDLÁK P., 2003: Attached plows linkage influence on the load of tractor driving wheels. *Acta universitatis agriculturae et silviculturae Mendalianae Brunensis*. 2003 (3): 193-204

BAUER F., SEDLÁK P., ŠMERDA T., 2006: *Traktory*. 1. vyd., Mendelova zemědělská a lesnická univerzita, Brno, 192 s.

BAUER F., SEDLÁK P., ČUPERA J., TATÍČEK M., 2010: *Terénní zkoušky traktorů Zetor Přísnovice 2010*. Zkušební zpráva. Mendelova univerzita, Brno, 66 s.

BAUER F., 2013: *Vyhodnocení testování návěsného pluhu Pöttinger SERVO 6.5 v soupravě s traktorem John Deere 8295R*. Zkušební zpráva. Mendelova univerzita, Brno, 19 s.

BAUER F. a kol., 2013: *Traktory a jejich využití*. 2. vyd., Profi press, Praha, 224 s.

BAUER A KOL., 2014: Testování pluhu Pöttinger Servo 6.5 s posilovačem trakce. *Mechanizace zemědělství* 2014 (6): 24-27

MIŠUN V., BAUER., F., 1997: Dynamic load acting on a tractor during ploughing. *Zemědělská technika*. 43 (1): 21-27

NĚMEC V., 2008: *Vliv podvozku na tahové vlastnosti traktorů*. Diplomová práce. Mendelova univerzita, Brno, 53 s.

PASTOREK Z. A KOL., 2001: *Traktory*. 1. vyd., Agrospoj, Praha, 356 s.

STÁVKOVÁ J., DUFEK J., 2012: *Biometrika*. 2. vyd., Mendelova univ., Brno, 178 s.

TATÍČEK M., 2012: *Vliv silových účinků v tříbodovém závěsu na výstupní parametry traktorových souprav*. Disertační práce. Mendelova univerzita, Brno, 117 s.

VYKYDAL P., 2009: *Vliv konstrukce podvozku na ekonomiku provozu traktorových souprav*. Diplomová práce. Mendelova univerzita, Brno, 60 s.

VÝRAVSKÝ T., 2013: *Převodová ústrojí traktorů*. Bakalářská práce. Mendelova univerzita, Brno, 45 s.

## 6.2 Elektronické zdroje

Agroportal24h, 2015: *Demblon pro vysoce výkonné traktory*. Databáze online [cit. 2015-04-14] Dostupné na: <http://www.agroportal24h.cz/ze-sveta>

## 7 SEZNAM OBRÁZKŮ

<i>Obr. 2.1 Bezrámová konstrukce podvozku.....</i>	<i>11</i>
<i>Obr. 2.2 Polorámová konstrukce podvozku.....</i>	<i>11</i>
<i>Obr. 2.3 Rámová konstrukce podvozku Fastrac.....</i>	<i>12</i>
<i>Obr. 2.4 Orba On land.....</i>	<i>12</i>
<i>Obr. 2.5 Dotěžování traktoru pomocí přenosu části tíhy pluhu na zadní nápravu.....</i>	<i>13</i>
<i>Obr. 2.6 Mechanický regulační systém se snímáním sil v dolních táhlech tříbodov.....</i>	<i>14</i>
<i>Obr. 2.7 Mechanický regulační systém se snímáním sil ve třetím bodě tříbodového z...15</i>	<i>15</i>
<i>Obr. 2.8 Schématické uspořádání jednotlivých prvků EHR.....</i>	<i>16</i>
<i>Obr. 2.9 Nastavení regulačního systému firmy BOSCH.....</i>	<i>16</i>
<i>Obr. 2.10 Polohová regulace automaticky udržuje nastavenou polohu stroje.....</i>	<i>17</i>
<i>Obr. 2.11 Princip práce silové regulace.....</i>	<i>18</i>
<i>Obr. 2.12 Princip činnosti smíšené regulace.....</i>	<i>19</i>
<i>Obr. 2.13 Funkční schéma elektrohydraulické regulace na mezní prokluz.....</i>	<i>19</i>
<i>Obr. 2.14 Funkční schéma - tlaková regulace.....</i>	<i>20</i>
<i>Obr. 2.15 Systém tlumení kmitů.....</i>	<i>21</i>
<i>Obr. 2.16 Neutrální (volná) poloha.....</i>	<i>22</i>
<i>Obr. 2.17 Nastavení regulačního systému.....</i>	<i>22</i>
<i>Obr. 2.18 Vliv nastavení regulačního systému TZB na spotřebu nafty.....</i>	<i>23</i>
<i>Obr. 2.19 Vliv nastavení regulačního systému TBZ na efektivní výkonnost.....</i>	<i>23</i>
<i>Obr. 2.20 Vliv nastavení regulačního systému TBZ na prokluz.....</i>	<i>24</i>
<i>Obr. 2.21 Vliv nastavení regulačního systému TBZ na kolísání otáček motoru.....</i>	<i>24</i>
<i>Obr. 4.1 Zetor Proxima Plus 115 v agregaci s neseným pluhem Kverneland 150B.....</i>	<i>28</i>
<i>Obr. 4.2 John Deere 8295R se sedmiradličným návěsným pluhem Pöttinger SERVO...29</i>	<i>29</i>
<i>Obr. 4.3 Umístění snímačů sil v táhlech TBZ, na traktoru Zetor Proxima Plus 115.....</i>	<i>30</i>
<i>Obr. 4.4 Snímač otáček kol.....</i>	<i>32</i>

<i>Obr. 4.5</i>	<i>Hydraulický válec se vzdušníky a manometrem pro nastavení tlaku ve válci...</i>	<i>35</i>
<i>Obr. 4.6</i>	<i>Vyrovnání zatížení zadních kol traktoru pomocí klopného momentu pluhu.....</i>	<i>36</i>
<i>Obr. 4.7</i>	<i>Závislost prokluzu soupravy Zetor Proxima plus 115 s neseným pluhem Kv...</i>	<i>44</i>
<i>Obr. 4.8</i>	<i>Závislost efektivní výkonnosti soupravy Zetor Proxima plus 115 s neseným.....</i>	<i>45</i>
<i>Obr. 4.9</i>	<i>Efektivní spotřeba soupravy Zetor Proxima plus 115 s neseným pluhem Kv...</i>	<i>45</i>
<i>Obr. 4.10</i>	<i>Závislost měrné efektivní výkonnosti soupravy Zetor Proxima plus 115 s.....</i>	<i>46</i>
<i>Obr. 4.11</i>	<i>Měrná efektivní spotřeba soupravy Zetor Proxima plus 115 s neseným pl.....</i>	<i>47</i>
<i>Obr. 4.12</i>	<i>Vážení orební soupravy při tlaku ve válci 150 bar.....</i>	<i>48</i>
<i>Obr. 4.13</i>	<i>Prokluz levého a pravého zadního kola soupravy John Deere 8295 R s pl.....</i>	<i>48</i>
<i>Obr. 4.14</i>	<i>Závislost efektivní výkonnosti soupravy John Deere 8295 R s návěsným pl...</i>	<i>49</i>
<i>Obr. 4.15</i>	<i>Závislost efektivní spotřeby soupravy John Deere 8295 R s návěsným pl.....</i>	<i>49</i>
<i>Obr. 4.16</i>	<i>Závislost měrné efektivní výkonnosti soupravy John Deere 8295 R s náv.....</i>	<i>50</i>
<i>Obr. 4.17</i>	<i>Závislost měrné efektivní spotřeby soupravy John Deere 8295 R s návěsn.....</i>	<i>51</i>

## **8 SEZNAM TABULEK**

<i>Tab. 4.1</i>	<i>Technické parametry traktoru Zetor Proxima plus 115.....</i>	<i>27</i>
<i>Tab. 4.2</i>	<i>Technické parametry pluhu Kverneland 150 B.....</i>	<i>28</i>
<i>Tab. 4.3</i>	<i>Technické parametry traktoru John Deere 8295R.....</i>	<i>29</i>
<i>Tab. 4.4</i>	<i>Technické parametry pluhu Pöttinger SERVO 6.5.....</i>	<i>29</i>
<i>Tab. 4.5</i>	<i>Výsledky měření efektivní výkonnosti traktoru Zetor Proxima plus 115 s pl.....</i>	<i>39</i>
<i>Tab. 4.6</i>	<i>Výsledky měření spotřeby traktoru Zetor Proxima plus 115 s neseným pl.....</i>	<i>42</i>
<i>Tab. 4.7</i>	<i>Výsledky měření traktoru John Deere 8295 R s návěsným pluhem Pötting...</i>	<i>43</i>