

**MENDELOVA UNIVERZITA V BRNĚ
AGRONOMICKÁ FAKULTA**

DIPLOMOVÁ PRÁCE

BRNO 2017

ADAM SKLENÁŘ



**Faktory ovlivňující energetické a výkonnostní
parametry souprav na zpracování půdy**
Diplomová práce

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

Vypracoval:
Adam Sklenář

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem práci: **Faktory ovlivňující energetické a výkonnostní parametry souprav na zpracování půdy** 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

Děkuji panu prof. Ing. Františkovi Bauerovi, CSc. za vedení diplomové práce, materiály a odborné rady poskytnuté pro její zpracování. Dále bych chtěl poděkovat předsedovi Zemědělského družstva Hodíškov, panu Jaroslavovi Ondráčkovi, za poskytnutí techniky a umožnění polního měření na pozemcích družstva a obsluze orební soupravy, panu Františkovi Ondráčkovi, za trpělivost a ochotu při provádění měření. Na závěr bych chtěl poděkovat své rodině za podporu po celou dobu studia.

ABSTRAKT

Diplomová práce s názvem „Faktory ovlivňující energetické a výkonnostní parametry souprav na zpracování půdy“ obsahuje v teoretické části zpracovanou rešerši z oblasti současného stavu v konstrukci traktorů. Zaměřuje se na konstrukčně nejdůležitější součásti traktorů – motory a převodová ústrojí – a blíže pojednává o vybraných komponentech. Praktická část práce se věnuje provedení terénnímu měření vybrané soupravy na zpracování půdy. Polní měření bylo provedeno na pozemku Zemědělského družstva Hodíškov, orební soupravu tvořil traktor Case Puma 210 s pluhem Lemken Diamant. Traktor při měření pracoval ve dvou režimech otáček motoru ($1700 - 1900 \text{ min}^{-1}$ a $1900 - 2100 \text{ min}^{-1}$) a byly zkoumány energetické a výkonnostní parametry pro každé měření. Nejnižší spotřeby a nejvyšší výkonnosti bylo dosaženo při práci v tzv. ekonomické oblasti otáček $1700 - 1900 \text{ min}^{-1}$.

KLÍČOVÁ SLOVA

traktor, orba, spotřeba, pluh, zemědělství

ABSTRACT

The thesis titled "Factors influencing the energy and performance parameters of machine lines for soil cultivation" in the theoretical part contains a research about current situation in the construction tractors. The research focuses on the structurally most important parts of tractors - motors and gearboxes - and further discusses the selected components. In the practical part there is described a measurement under field conditions with selected machine line for soil cultivation. Field measurement were carried out on the estates of Cooperative Farm Hodíškov, ploughing machine line consisted of Case Puma 210 tractor with a Lemken Diamant plough. During the measurements tractor was working in two modes of engine load ($1700 - 1900 \text{ rpm}$ and $1900 - 2100 \text{ rpm}$), the energy and performance parameters were examined for each measurement. The lowest fuel consumption and highest efficiency was achieved while working in the economic speed range of $1700 - 1900 \text{ rpm}$.

KEY WORDS

tractor, ploughing, consumption, plough, agriculture

OBSAH

Úvod.....	9
1 Cíl práce	11
2 Současný stav v konstrukci traktorů	12
2.1 Motory	12
2.1.1 Common Rail	14
2.1.1.1 Vstřikovač s elektromagnetickým ventilem.....	15
2.1.1.2 Piezoelektrický vstřikovač s hydraulickým ovládáním vstřikovací trysky.....	16
2.1.2 EGR.....	18
2.1.3 SCR	19
2.2 Převodová ústrojí	21
2.2.1 Reverzace převodovek	23
2.2.2 Mechanické převodovky	24
2.2.2.1 Převodovky neumožňující řadit pod zatížením.....	25
2.2.2.2 Převodovky částečně řazené pod zatížením	25
2.2.2.3 Převodovky plně řazené pod zatížením.....	27
2.2.3 Hydromechanické převodovky	28
3 Metodika terénního měření	31
3.1 Charakteristika půdy	31
3.2 Technické parametry měřené orební soupravy	32
3.3 Metodika měření	33
3.4 Přehled měřených parametrů a provedených výpočtů	34
3.4.1 Měřené parametry	34
3.4.2 Provedené výpočty	36
3.5 Ekonomika práce spalovacího motoru	39
4 Výsledky měření	42

5 Vyhodnocení energetických a výkonnostních parametrů	46
5.1 Zkoumané parametry a provedené výpočty	46
5.2 Energetické parametry orební soupravy.....	46
5.3 Výkonnostní parametry orební soupravy	47
5.4 Rychlostní parametry orební soupravy	48
5.5 Celkové zhodnocení parametrů orební soupravy	48
Závěr	50
Použitá literatura	52
Seznam obrázků	54

ÚVOD

Zemědělství prošlo od počátku 20. století ohromným rozvojem, a to hlavně v oblasti mechanizace a techniky. V konstrukci mobilních energetických prostředků a zejména traktorů došlo k progresu spalovacích motorů, převodových ústrojí, hydrauliky, elektroniky a dalších systémů. U traktorů jsou kladeny vysoké nároky nejen na spolehlivost, výkonnost a přesnost, ale také účelnost a komfort. Traktor sám o sobě má však jen omezené možnosti využití. Plnohodnotný pomocník se z něj stává až v soupravě se zemědělskými stroji, tehdy je schopen zvládat veškeré agrotechnické operace jak v rostlinné, tak v živočišné výrobě.

Ačkoli intenzivně probíhá vývoj alternativních paliv (např. vodíkového pohonu), zemědělství je stále existenčně závislé na neobnovitelných zdrojích energie. Ropa, respektive nafta, je zatím nenahraditelnou surovinou, která pohání motory traktorů i dalších zemědělských strojů a je jí zapotřebí při drtivé většině činností v zemědělství. Náklady na naftu jsou tak nejvyšší položkou ve výčtu provozních nákladů traktoru, k čemuž přispívá i vysoká cena nafty. Proto dochází jednak k vývoji lepších, úspornějších motorů a jednak také k ekonomičtějším provozu traktorů. Správnou obsluhou a při současném splnění konstrukčních nároků na traktor lze snížit energetickou náročnost a zvýšit výkonnost traktorové soupravy.

Předmětem této práce je jedna z energeticky nejnáročnějších agrotechnických operací, a to orba. Faktorů, které mají vliv na energetické parametry a výkonnost souprav na zpracování půdy je celá řada. Za všechny lze jmenovat správné sestavení traktorové soupravy, využití regulační hydrauliky traktorů, možnost změny tlaku oleje v trakčním hydraulickém válci, využívání ekonomického režimu práce spalovacího motoru či vliv huštění pneumatik traktoru.

Primárně se tato práce zabývá vlivem zatížení motoru na spotřebu a výkonnost orební soupravy. Porovnává dva různé režimy práce motoru s cílem potvrdit předpoklad, že v ekonomickém režimu dosahuje traktor menší měrné spotřeby paliva oproti režimu při vyšších otáčkách. Pro provoz traktoru v ekonomickém režimu je nezbytně nutné, aby byl stroj vybaven motorem s převýšením točivého momentu 40 % a více a převodovkou umožňující řazení pod zatížením či plynulou změnu převodového poměru. Těmito parametry dnes již disponují prakticky všechny traktory vyšších výkonnostních tříd, a proto se možnost práce v ekonomickém režimu motoru, se kterou se pojí nižší spotřeba paliva, týká mnoha uživatelů traktorů.

Další podmínkou, nutnou pro provoz traktoru v ekonomickém režimu motoru je poučená obsluha, jejímž úkolem je prostřednictvím řazení převodových stupňů udržovat otáčky v požadovaném rozmezí. To vyžaduje poměrně velké soustředění obsluhy, a proto jsou moderní stroje vybaveny automatickým řazením a elektronikou, což obsluhu značně ulehčuje práci.

1 CÍL PRÁCE

Cílem práce je uvést současný stav v konstrukci a elektronických systémech traktorů, dále vytvořit metodiku polního měření a provést polní měření vybrané orební soupravy. Naměřené hodnoty tabulkově a graficky zpracovat. Získané hodnoty analyzovat s cílem stanovit energetické a výkonnostní parametry vybrané orební soupravy v různých režimech práce motoru.

2 SOUČASNÝ STAV V KONSTRUKCI TRAKTORŮ

V současné době se v konstrukci traktorů klade stále větší důraz na snižování spotřeby paliva a zvyšování výkonnosti. Velký důraz se klade také na snižování emisí motorů a zvyšování komfortu obsluhy. Komfort obsluhy, výkonnost i přesnost se zvyšuje automatizací traktorů, elektrohydraulickým ovládním dílčích funkčních uzlů a zaváděním softwarově řízených jednotlivých systémů traktorů. Takto vybavené traktory kladou vyšší nároky na servis, odbornost obsluhy i vedoucích pracovníků.

2.1 Motory

Při konstrukci traktorů se dnes v drtivé většině případů používají čtyřdobé vznětové spalovací motory. Stejně jako motory automobilů nebo nákladních vozidel musí i tyto motory plnit limity emisí škodlivin ve výfukových plynech. Moderní traktorové motory jsou přepřívány turbodmychadlem, které je regulováno a plnicí vzduch je chlazen v mezichladiči. Toto plnění vzduchem usnadňuje i čtyřventilová technika (dva ventily sací a dva výfukové). [13]

Procesem hoření paliva ve válci je ovlivněn vznik škodlivých emisí. O přípravu paliva pro vznícení a shoření ve válci se stará vstřikovací čerpadlo a vstřikovače. V dnešní době se používá systém Common Rail, kde je na rozdíl od vstřikovacího čerpadla pomocí vysokotlakového zásobníku paliva odděleno vytváření tlaku od vstřikování paliva. [13]



Obr. 2.1 Systém Common Rail od firmy BOSCH [21]

Další technologie, která pomáhá redukovat škodliviny ve výfukových plynech, je EGR (Exhaust Gas Recirculation) neboli recirkulace výfukových plynů. To znamená, že část výfukových plynů se vrací zpět do válců motoru k opětovnému spálení. Část těchto plynů je ochlazená ve výměníku tepla a dále je smíšena s nasávaným vzduchem. Tento systém pomáhá redukovat oxidy dusíku. Negativně se však podílí na kvalitě oleje a zvyšuje podíl pevných částic. Toto ovlivňování procesu hoření je v protikladu s maximálním využitím energie obsažené v palivu. [13]

Naopak systém katalytické redukce (SCR – Selective Catalytic Reduction) snižuje podíl oxidů dusíku až ve výfukových plynech za spalovacím prostorem. Tento systém známý z nákladních automobilů se poprvé objevil u traktorů Massey Ferguson. Princip tohoto systému je, že do horkých výfukových plynů se vstříkuje směs známá jako AdBlue nebo DEF (Diesel Exhaust Fluid). Tato směs je tvořena močovinou a deionizovanou vodou. Takto obohacené výfukové plyny vstupují do katalyzátoru, kde se oxid dusíku chemickou reakcí přemění na dusík a vodu. [13]

Další možností pro ochranu životního prostředí a snížení škodlivin ve výfukových plynech je použití alternativních paliv. Tato paliva mohou využívat obnovitelné zdroje energie. Technologii, která podporuje spalování rostlinných olejů, nafty a bionafty má například traktor Deutz-Fahr Agrotion M Natural Power. Motor tohoto traktoru je vybaven systémem DCR (Deutz Common Rail). Tento systém disponuje dvěma vstřikovacími čerpadly a elektronickým řízením, které detekuje podmínky, pro které je podle zatížení motoru vhodnější použití rostlinného oleje nebo nafty. [13]



Obr. 2.2 Traktor na vodíkový pohon New Holland NH₂ [11]

Řešením pro pohon traktoru bez škodlivých emisí by mohl být elektromotor. Traktor s touto technologií pohonu představila společnost CNH (Case New Holland). Takto plně funkční traktor, označený jako New Holland NH₂, používá jako zdroj energie vodík. Vodík získaný elektrolyzou z vody je načerpán do nádrže traktoru a pomocí palivového článku přeměněn na elektrickou energii. Takto vybavený traktor má dva elektromotory, které jsou používány samostatně na pojezd traktoru a pro pohon vývodového hřídele. Výhodami vzhledem k pístovému vznětovému motoru jsou vysoká účinnost, spolehlivost, nízká hlučnost a možnost plynulé změny rychlosti díky dobré regulovatelnosti elektromotoru. [13]

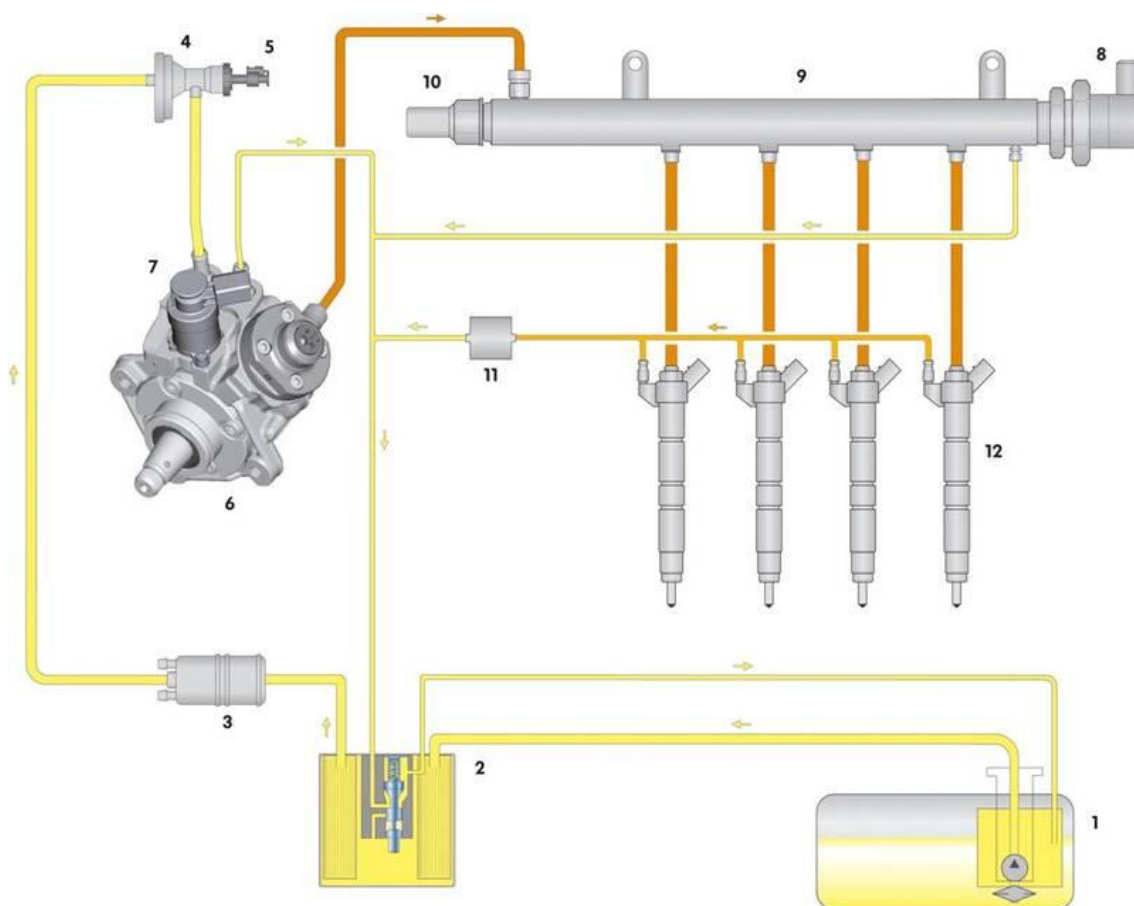
2.1.1 Common Rail

Systém Common Rail se stará o dodávku paliva do válců motoru. Na rozdíl od jiných vstřikovacích systémů je vstřikování paliva odděleno od vytváření tlaku. Tento tlak vytváří vysokotlaké čerpadlo nezávisle na zatížení motoru a vstřikované dávce paliva. Příprava paliva probíhá ve vysokotlakém zásobníku (Rail). Množství vstřikovaného paliva určuje řidič pomocí akceleračního pedálu, elektronická řídicí jednotka určuje moment vstřiku a vstřikovací tlak. Vstřikování paliva do válců zajišťuje vstřikovač pomocí elektromagneticky ovládaného ventilu. [1]

Výhodou systému Common Rail je:

- široký rozsah použití (od osobních automobilů po motory s výkonem 300 kW na válec),
- vysoký vstřikovací tlak (až 140 MPa),
- proměnný předvstřik,
- možnost rozdělení dávky na úvodní, hlavní a následný vstřik,
- přizpůsobení vstřikovacího tlaku. [1]

Mezi hlavní části systému Common Rail patří podávací čerpadlo, vysokotlaké čerpadlo, vysokotlaké potrubí, palivový filtr, vstřikovače, tlakový akumulátor a řídicí jednotka. Podávací čerpadlo (například zubové, lamelové nebo jiné s mechanickým nebo elektrickým pohonem) neustále nasává palivo z nádrže a přes filtr jej dopravuje do vysokotlakého čerpadla. Toto čerpadlo vytlačuje palivo do tlakového akumulátoru (Railu), kde je udržován stejný tlak, a proto musí čerpadlo neustále pracovat. Nejčastějším typem je radiální čerpadlo se třemi písty. Nad každým z nich je talířový sací ventilek, který se otevírá v závislosti na tlakových poměrech paliva nad a pod ním. [1]



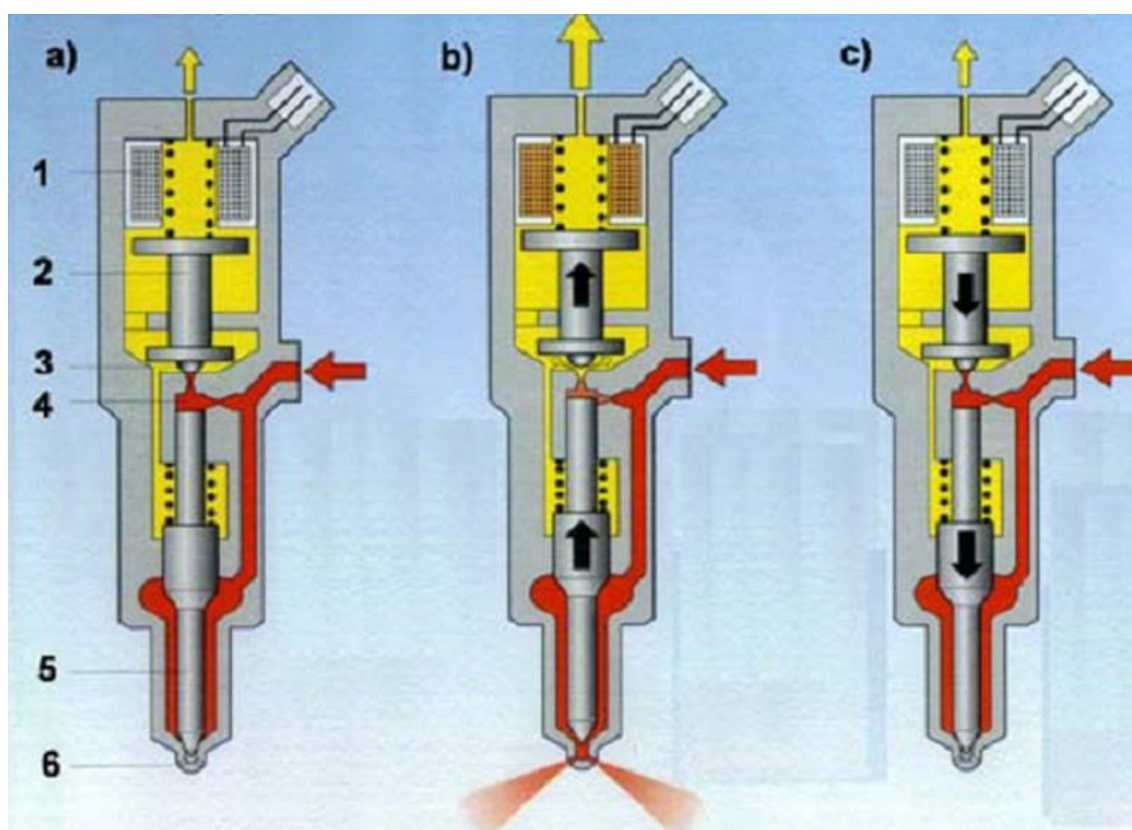
Obr. 2.3 Schéma systému Common Rail Bosch CP4; 1-elektrické palivové čerpadlo, 2-palivový filtr s předehřevem, 3-přídavné elektrické čerpadlo, 4-filtrační vložka, 5-snímač teploty paliva, 6-vysokotlaké čerpadlo, 7-ventil dávkování paliva, 8-ventil regulace tlaku, 9-rail, 10-snímač tlaku v railu, 11-ventil protitlaku, 12-vstříkovací ventily [19]

Palivo je pístem vytlačováno přes kuličkový ventil do regulátoru tlaku a pak do tlakového akumulátoru. Tlak paliva je zde nastavován a udržován regulačním ventilem v závislosti na zatížení motoru. Ve vysokotlakém zásobníku se shromažďuje palivo dopravované od čerpadla a tlumí se zde kolísání tlaku zapříčiněné dopravou a vstříkáváním. Hodnota tlaku v zásobníku se pohybuje mezi 40 až 135 MPa. Na akumulátoru tlaku se nachází snímač tlaku a pojistný ventil, dále z něj vedou vysokotlaká potrubí k jednotlivým vstříkovačům. Vstříkovače jsou elektromagneticky ovládané řídicí jednotkou, která určuje okamžik vstříku a množství paliva. Řídicí jednotka Common Railu je napojena na digitální sběrnici CAN-Bus. [1]

2.1.1.1 Vstříkovač s elektromagnetickým ventilem

Vstříkovače s elektromagnetickým ventilem obsahují pružinu, píst, tlakové kanálky, odpad paliva a elektromagnetický ventil. Z vysokotlakého zásobníku je palivo přivedeno tlakovým kanálkem k trysce a zároveň přes přívodní škrticí otvor nad

ovládací píst. Při uzavření elektromagnetického ventilu je hydraulická síla na píst větší než síla hydraulického tlaku na kuželovou plochu mezikruží jehly. Jehla je tak tlačena do sedla a zabraňuje přístupu paliva do spalovacího prostoru. Při otevření elektromagnetického ventilu dojde k otevření odtokového škrticího otvoru, čímž klesne tlak v prostoru nad pístem a také hydraulická síla na píst. Jehla je zvednuta ze sedla a palivo je vstříknuto do spalovacího prostoru. Protože sílu potřebnou k rychlému otevření trysky nelze vytvořit elektromagnetickým ventilem, používá se hydraulické ovládání trysky. [1]



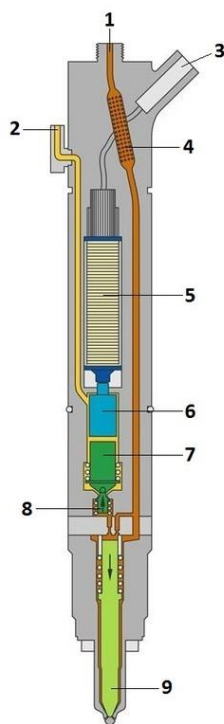
Obr. 2.4 Schéma elektromagneticky ovládaného vstřikovače; a) vstřikovač uzavřen, b) vstřikovač se otvírá, c) vstřikovač se zavírá; 1-cívka elektromagnetu, 2-kotva, 3-kulička ventilu, 4-řídící prostor, 5-jehla trysky, 6-vstřikovací otvor [19]

2.1.1.2 Piezoelektrický vstřikovač s hydraulickým ovládním vstřikovací trysky

Vstřikovače ovládané piezoelektrickým elementem mají rychlejší odezvu na přivedený elektrický signál, a to umožňuje přesné ovládní vstřiku. Piezoovladač (piezokrystal) se skládá z asi 300 plátek křemene o celkové výšce 3 cm. Přivedením elektrického napětí o velikosti 140 V se piezokrystal prodlouží o 0,08 mm. Zvětšení piezokrystalu potřebné k ovládní řídicího ventilu je umožněno hydraulickým

servoventilem. Není-li piezokrystal pod napětím, servoventil uzavírá odtok paliva do přepadu a v řídicím prostoru je stejný tlak jako ve vysokotlakém zásobníku. Na jehlu trysky působí shora síla, která ji tlačí do sedla a nedochází tak ke vstříku paliva do spalovacího prostoru. [1]

Je-li piezokrystal pod napětím, servoventil se zvedne a uzavře obtok z prostoru trysky. Z řídicího prostoru začne přes škrcení unikat tlak kolem otevřeného servoventilu. Tímto poklesne tlak v řídicím prostoru natolik, že se jehla zvedne ze sedla pomocí síly vyvolané tlakem paliva v prostoru trysky na kuželovou plochu mezikruží jehly. Palivo je vstříknuto do spalovacího prostoru. Při přerušení napětí na piezokrystalu otevře servoventil obtokový kanál a do řídicího prostoru tak může proudit palivo. V řídicím prostoru proto naroste tlak a jehla trysky je tak zatlačena zpět do sedla a vstřík je ukončen. [1]



Obr. 2.5 Schéma piezoelektrického vstřikovače; 1-přípojka vysokého tlaku, 2-zpětné vedení paliva, 3-konektor, 4-filtr, 5-piezoelement, 6-spojovací píst, 7-píst ventilu, 8-řídicí ventil, 9-jehla trysky [9]

Mezi piezokrystalem a servoventilem se nachází hydraulický vazební člen (převodník). Ten zajišťuje převod zdvihu piezokrystalu na servoventil, kompenzaci případné vůle mezi piezokrystalem a servoventilem, či samočinné bezpečnostní vypnutí vstřikování v případě závady v důsledku ztráty elektrického kontaktu. [1]

Výhody piezoelektrických vstřikovačů jsou:

- mnohonásobný vstřík s elastickým počátkem a prodlevami mezi jednotlivými vstříky,
- velmi malý objem paliva při předvstříku,
- nízká hmotnost a malé rozměry vstříkovače,
- nízká hlučnost,
- nižší spotřeba paliva,
- nižší emise,
- zvýšení výkonu motoru. [1]

2.1.2 EGR

Jednou z možností redukce emisí spalovacích motorů je recirkulace výfukových plynů (EGR – Exhaust Gas Recirculation). Princip tohoto zařízení spočívá v přivodu části výfukových plynů zpět do válců motoru. Tím se sníží celkové množství přivedeného vzduchu včetně kyslíku. Reakcí dusíku s vzdušným kyslíkem za vysokých teplot vznikají nežádoucí oxidy dusíku. Jelikož spaliny mají větší měrnou tepelnou kapacitu než vzduch, mohou přijmout více tepla z motoru a tím zde snižovat teplotu, která má vliv na tvorbu oxidů dusíku. [1]

Z hlediska konstrukčního uspořádání je možno systém rozdělit na:

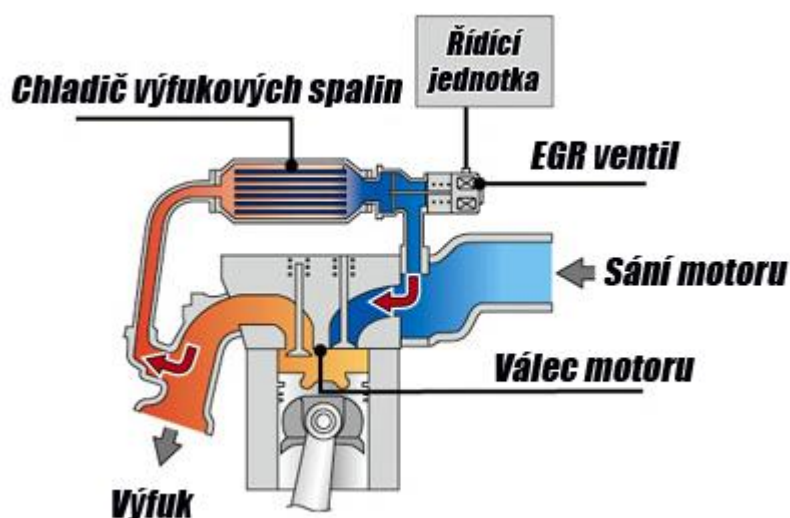
- vnitřní (interní) recirkulace,
- vnější recirkulace. [1]

Podstatou vnitřní recirkulace je úprava časování ventilů v době, kdy píst vyfukuje spaliny z válce. Při tom dojde na moment k pootevření sacího ventilu a vniknutí spalin do sacího kanálu. Spaliny se pak v průběhu sání dostávají zpět do spalovací komory. Podobně probíhá interní recirkulace během sání, kdy se spaliny z výfukového kanálu vrací do spalovacího prostoru. Výhodou vnitřní recirkulace jsou nízké výrobní náklady a malé nároky na prostor. Nevýhodou tohoto systému je, že množství recirkulovaných spalin nelze regulovat. [1]

Při vnější recirkulaci dochází k odvodu výfukových plynů přes takzvaný EGR ventil zpět do sacího kanálu. EGR ventil ovládá a o recirkulaci spalin rozhoduje řídicí jednotka. Existují tři varianty vnější recirkulace:

- EGR bez ochlazování – spaliny neprocházejí přes výměník tepla, zvyšují teplotu nasávaného vzduchu a urychlují tak přechod paliva z kapalného do plynného stavu;

- EGR s plným ochlazením – spaliny prochází přes výměník tepla, přičemž může dojít k nežádoucí kondenzaci vody a jejímu vniknutí do spalovací komory;
- EGR s částečným ochlazením – přes výměník tepla prochází jen část spalin tak, aby se zabránilo kondenzaci vody tím, že teplota výfukových plynů bude vyšší než teplota kondenzace. [1]



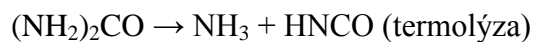
Obr. 2.6 Schéma vnější recirkulace spalin s plným ochlazením výfukových plynů [7]

Velikost otevření ventilu EGR se řídí informacemi ze senzorů na motoru, např.: teplotou chladič náplně, otáčkami motoru, plicím tlakem nebo teplotou výfukových plynů. Recirkulace spalin je však vhodná při částečném zatížení motoru, protože při maximálním zatížení motoru klesá hodnota součinitele přebytku vzduchu. Snížením koncentrace kyslíku by tak mohl klesnout součinitel přebytku vzduchu pod mezní hodnotu, čímž by se zvýšily emise pevných částic. [1]

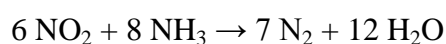
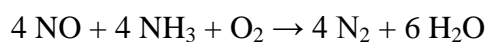
2.1.3 SCR

Ke snižování produkce oxidů dusíku ve výfukových plynech lze použít SCR katalyzátor (Selective Catalytic Reduction). Použití selektivní katalýzy je úzce spjato s nastaveným režimem řízení spalovacího motoru. Katalyzátor je umístěn ve výfukovém potrubí, případně v tlumiči výfuku a motor pracuje v oblasti, kde produkuje vyšší množství oxidů dusíku. V SCR katalyzátoru dochází s pomocí amoniaku NH_3 k reakci s oxidy dusíku a jejich přeměně na dusík N_2 a vodní páru H_2O . Amoniak se kvůli své toxicitě získává chemickou cestou po vstříknutí kapaliny AdBlue do výfukového

potrubí. AdBlue se skládá z 32,5 % močoviny $\text{CO}(\text{NH}_2)_2$ a demineralizované vody, která se odpaří a využije se při dalších chemických reakcích. Amoniak se vytváří během následujících chemických reakcí [1]:

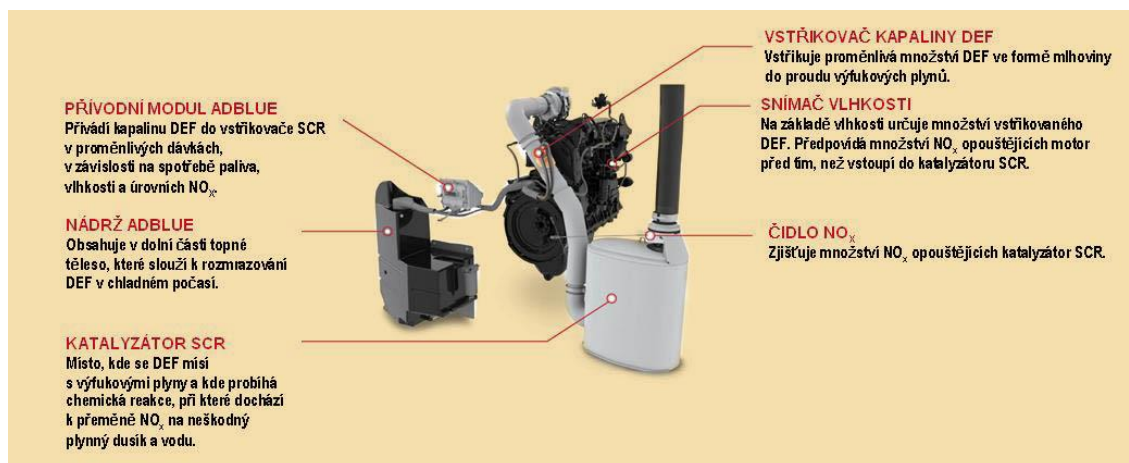


Protože při teplotě $-11\text{ }^\circ\text{C}$ AdBlue krystalizuje, musí být zajištěn jeho ohřev (například pomocí topných spirál), naopak při teplotách nad $25\text{ }^\circ\text{C}$ se AdBlue rozkládá. SCR katalyzátor se kombinuje například s oxidačním katalyzátorem nebo s oxidačním katalyzátorem s filtrem pevných částic, což je předpoklad pro splnění emisních limitů IV. etapy. Při zařazení SCR katalyzátoru může dojít k snižování množství oxidů dusíku o více než 80 % a k poklesu podílu pevných částic o více než 30 %. Oxidy dusíku reagují s amoniakem podle následujících rovnic [1]:



V případě, že je vstřikováno větší množství AdBlue, vytváří se nadbytek toxického amoniaku, který se na reakci s oxidy dusíku nevyužije. Dochází k únikům amoniaku za katalyzátor, a proto je jeho součástí oxidační zóna, kde se amoniak při reakci s kyslíkem rozkládá na dusík a vodu. Z toho vyplývá, že selektivní katalýza musí být přesně řízena, což vyžaduje mimo jiné použití senzorů NO_x před SCR katalyzátorem i za ním. Pro udržení vyšší účinnosti konverze je důležitá teplota výfukových plynů, která by se měla pohybovat od 250 do $450\text{ }^\circ\text{C}$. Pokud je poměr NO_2 a NO přibližně 1:1, mohou probíhat reakce i při $170 - 200\text{ }^\circ\text{C}$. [1]

AdBlue je dávkováno do katalyzátoru podle otáček motoru a vstřikovaného množství paliva (zatížení motoru). Dávka se také odvíjí od obsahu NO_x před katalyzátorem a za ním, teploty výfukových plynů atd. Množství vstřikovaného AdBlue se pohybuje mezi 0,1 až 10 % aktuální spotřeby paliva. [1]



Obr. 2.7 Schéma systému SCR [17]

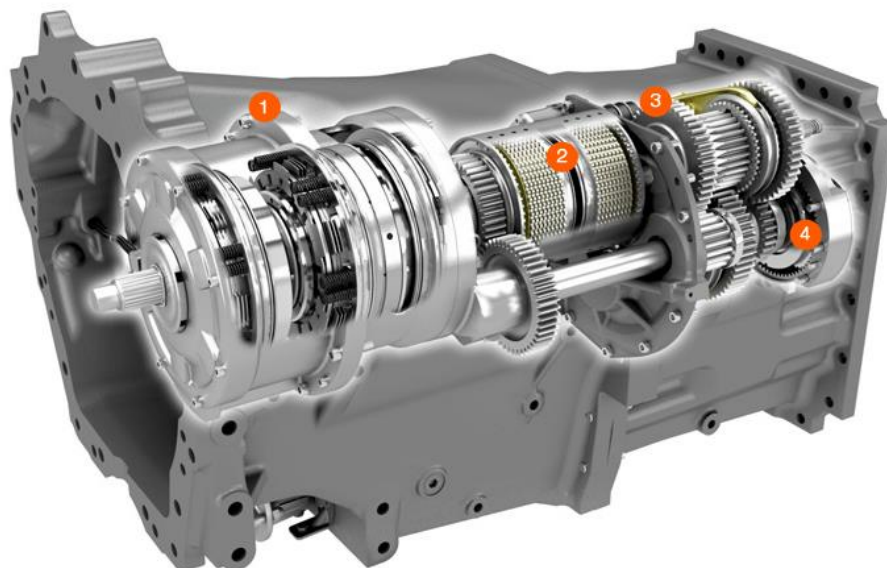
Podle informací společnosti BOSCH mají motory vybaveny SCR katalyzátorem až o 5 % nižší spotřebu paliva [1]. Cena Adblue se v roce 2017 pohybuje od 6,50 Kč za litr.

2.2 Převodová ústrojí

Abychom mohli využívat co nejlépe potenciál motoru vzhledem k potřebné pojezdové rychlosti traktoru (to znamená, aby traktor mohl pracovat při nízkých pojezdových rychlostech jak na poli, tak i při vyšších rychlostech na silnici) je třeba traktor vybavit převodovým ústrojím. [13]

Výbava převodovky je závislá hlavně na tom, na jakou práci bude traktor využíván. Při polních pracích je třeba mít v rozsahu od 4 do 12 $\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$ nejméně šest převodových stupňů. Reverzace řazená pod zatížením (Power Shuttle) je vhodná pro práci s čelním nakladačem. Takto řazená reverzace je nejčastěji řešena pomocí lamelových spojek, které jsou ovládány elektrohydraulicky. Pomocí tlačítka na řadicí páce je možnost tyto spojky ovládat a řadit tak převodové stupně v hlavní převodovce bez sešlápnutí spojkového pedálu. Pro pojezdové rychlosti od 200 $\text{m}\cdot\text{h}^{-1}$ se volí převodovka s plazivými rychlostmi. Takto nízká rychlost traktoru je vhodná při použití například v zahradnictví. Zvýšení výkonosti traktoru při polních pracích nebo i při dopravě umožňuje použití dvoustupňového, trojstupňového nebo i čtyřstupňového násobiče krouticího momentu, kdy není třeba řadit o celý převodový stupeň. [13]

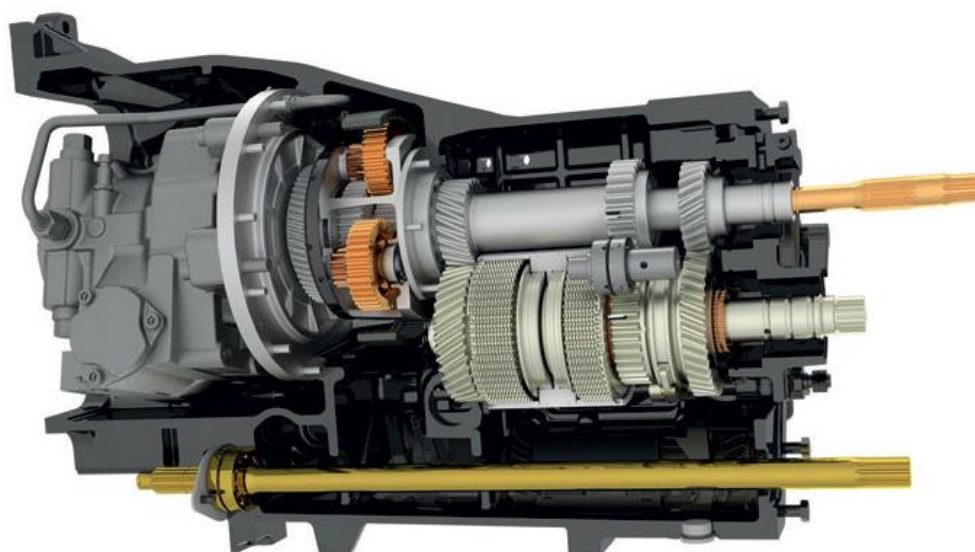
U traktorů vyšších výkonových tříd jsou nabízeny převodovky plně řazené pod zatížením (Full Power Shift). U těchto předlokových převodovek jsou řazené jednotlivé převodové stupně pomocí elektrohydraulicky ovládaných lamelových spojek. Naopak u převodovek s planetovým soukolím se řazení odehrává pomocí lamelových spojek a brzd. [13]



Obr. 2.8 Převodovka HEXASHIFT traktorů CLAAS; 1-šestirychlostní powershift modul HEXASHIFT, 2-reverzace REVERSHIFT, 3-elektrohydraulicky ovládaná čtyřstupňová skupinová převodovka, 4-volitelný plazivý převod [4]

Takto vyspělé převodovky se můžou pomocí nastavení ovládat manuálně nebo automaticky pro polní i silniční režim. Elektronika u takových převodovek je využita pro ochranu proti přetížení, rozjezdu na libovolný převodový stupeň nebo řazení vyššího rychlostního stupně umožňuje až po dosažení určité rychlosti. [13]

Mezi současně nejvyspělejší převodovky patří převodovky umožňující plynulou změnu rychlosti. Tyto převodovky využívají principu řízeného diferenciálního převodu (převod se dvěma stupni volnosti). Uplatnění tohoto principu v konstrukci traktorů bylo možné až po rozvoji elektroniky. [13]



Obr. 2.9 CVT převodovka traktorů STEYR [14]

Na vstupu do převodovky se výkonový tok rozděluje na hydraulický a mechanický. Na výstupu z převodovky se tyto dva toky spojují v sumarizačním planetovém (diferenciálním) převodu. Takto je dosaženo požadovaného točivého momentu a otáček. Protože sumarizační planetový převod zde umožňuje i reverzaci, je rychlostní rozsah těchto převodovek velice zajímavý. Zvládají plazivé rychlosti od 50 m.h⁻¹ až po rychlosti 50 km.h⁻¹. [13]

Programovým vybavením lze propojit elektronické řízení motoru a převodovky. To umožňuje traktor pracovat kvalitně, ekonomicky a s minimálními požadavky na obsluhu. Lze si zde navolit udržování požadovaných otáček motoru, požadované pojezdové rychlosti nebo udržovat motor při plném zatížení v ekonomické oblasti otáček motoru. [13]

2.2.1 Reverzace převodovek

Reverzace se stará o změnu smyslu otáčení výstupního hřídele převodovky. Výkonu motoru lze pomocí reverzace přenášet:

- mechanicky – vloženým ozubeným kolem, nebo planetovým soukolím,
- hydrostaticky – reverzační hydrostatického převodníku. [1]

Reverzační řazení je buď mechanické, nebo lamelovou spojkou řazenou při zatížení. Mechanické se dále dělí na synchronizační nebo zubovou spojkou (přesunem ozubeného kola). Lamelová spojka dovoluje plynulý rozjezd traktoru vpřed nebo vzad bez použití pojezdové spojky. Reverzace se nejčastěji ovládá páčkou pod volantem, nebo přímo řadicí pákou v loketní opěrce sedadla. [1]



Obr. 2.10 Páka reverzace pod volantem (červená) [22]

Reverzaci je možné z bezpečnostních důvodů provést pouze do určité jezdové rychlosti. Při použití reverzace ve vyšší rychlosti nedovolí elektronický systém tuto reverzaci provést a upozorní řidiče zvukovou signalizací. [1]

U některých traktorů je páka reverzace vybavena parkovací polohou, kdy dojde k sepnutí obou lamelových spojek reverzačního převodu, a tím k zablokování převodovky. [1]

Velmi rozšířeným typem reverzace je planetový převod. Ten se u traktorů objevuje nejčastěji v podobě jednoduchého planetového soukolí s jedním unášečem. Je složen ze dvou centrálních členů se společnou osou rotace, které jsou mezi sebou spojeny satelity. Centrální členy mají buď vnější ozubení (tzv. planetová kola) nebo vnitřní ozubení (tzv. korunová kola). Na unášeči jsou otočně uloženy satelity, které při jeho otáčení konají pohyb složený ze dvou rotací. Satelity se podle počtu ozubení označují jako jednoduché, dvojité atd., přičemž každé ozubení zapadá do jiného planetového kola. [1]

Jednoduchá planetová soukolí se využívají v planetových reverzačních převodovkách, násobičích točivého momentu, diferenciálech a koncových převodech. Při sériovém spojení dvou a více jednoduchých planetových soukolí hovoříme o složených planetových soukolích. Ta se uplatňují u vícestupňových planetových převodovek či některých diferenciálních hydromechanických převodovek. [1]

Výhody planetového soukolí jsou:

- vyšší převodový poměr a malé rozměry,
- točivý moment se rozkládá na několik satelitů, což umožňuje použít menší modul ozubení,
- možnost slučování výkonu přenášeného hydrostatickou a mechanickou částí převodovky,
- variabilita uspořádání podle momentového toku a zastavených členů. [1]

Nevýhodami jsou vyšší složitost, s čímž souvisí i vyšší cena. [1]

2.2.2 Mechanické převodovky

Nejrozšířenějším způsobem přenosu výkonu motoru jsou mechanické převodovky. Jejich výhodou je vysoká účinnost, provozní spolehlivost a přijatelná cena. Nevýhodou je omezená možnost využití výkonu motoru. Nejčastěji se mechanické převodovky skládají z hlavní, skupinové a reverzační převodovky, které jsou doplněny násobičem točivého momentu. Ten umožňuje řazení pod zatížením. U mechanických převodovek Power Shift lze řadit všechny převodové stupně pod zatížením. [1]

Rozdělení mechanických převodovek:

- převodovky neumožňující řadit pod zatížením,
- převodovky částečně řazené pod zatížením,
- převodovky plně řazené pod zatížením. [1]

2.2.2.1 Převodovky neumožňující řadit pod zatížením

Mezi převodovky bez možnosti řazení pod zatížením se řadí například reverzační plně synchronizovaná převodovka Shuttle Command 12/12. Skládá se z reverzační, hlavní a skupinové převodovky. Označení 12/12 znamená, že převodovka má 12 stupňů vpřed a 12 stupňů vzad. V tomto případě jsou 4 stupně řazené v hlavní převodovce a 3 stupně ve skupinové převodovce (silniční, střední, polní). Za pojezdovou spojkou se nachází reverzační převodovka. Reverzaci zde umožňuje vložené kolo. [1]

2.2.2.2 Převodovky částečně řazené pod zatížením

Převodovky s omezeným počtem stupňů řazených pod zatížením patří k nejrozšířenějšímu typu mechanických převodovek a umísťují se do traktorů všech výkonových tříd. Pod zatížením lze řadit až 4 rychlostní stupně, a to při využití 4° násobiče a synchronizované převodovky. Ostatní plně synchronizované stupně se řadí v hlavní převodovce. [1]



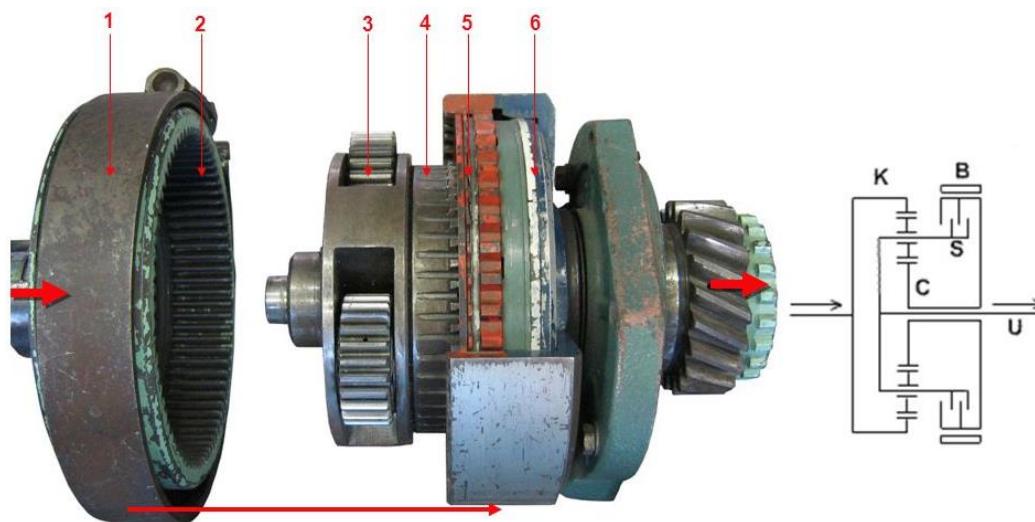
Obr. 2.11 Ovládání převodovky Dual Command 24/24 traktorů New Holland; páka hlavní čtyřstupňové převodovky, na které jsou tlačítka pro ovládání dvoustupňového násobiče točivého momentu a páka skupinové třístupňové převodovky [6]

Násobiče točivého momentu

Traktorové soupravy při práci překonávají pracovní odpory, které se mění v závislosti na pracovním prostředí, a proto je třeba při jízdě měnit převodové stupně. U spalovacího motoru dojde při zvýšení pracovního odporu ke snížení otáček a zvýšení točivého momentu. Při dalším zvyšování zatížení je třeba řadit nižší rychlostní stupeň. Při enormním zatížení motoru dojde po sešlápnutí spojkového pedálu k zastavení traktorové soupravy. Ta se poté musí rozjet s velkým odporem. Při takovém rozjíždění dochází k vysokému namáhání spojky a převodů. Díky násobiči točivého momentu lze měnit velikost převodového poměru, respektive točivého momentu za jízdy, tím je sníženo výše uvedené namáhání spojky a převodů. [1]

Nejčastější umístění násobiče je mezi pojezdovou spojkou a hlavní převodovkou, což je výhodné s ohledem na namáhání, velikost a dimenzování. Jednotlivé stupně násobiče se řadí pomocí lamelových spojek a pásových nebo lamelových brzd. Násobič lze ovládat elektrohydraulicky, mechanicko-hydraulicky nebo elektropneumaticky, prostřednictvím tlačítek na řadicí páce, opěrce sedačky, páčkou pod volantem apod. O zpětný pohyb se starají pružiny. Přeřazení jednotlivých stupňů násobiče musí probíhat velice rychle, aby se zamezilo nadměrnému opotřebení řadicích elementů. [1]

Násobiče se dle počtu převodových stupňů dělí na dvoustupňové, třístupňové a čtyřstupňové. Dále se dělí na předlohové s čelním soukolím a planetové. [1]

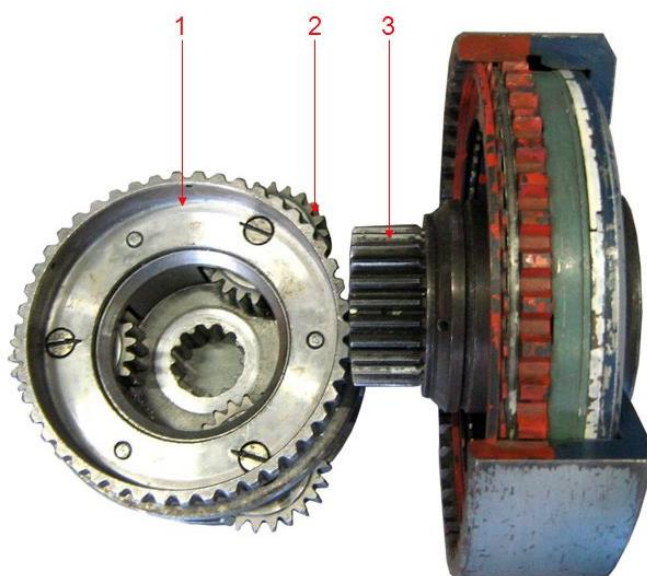


Obr. 2.12 Planetový násobič točivého momentu; 1-pásová brzda, 2-korunové kolo, 3-satelity, 4-unášec satelitů, 5-lamely, 6-píst [10]

U dvoustupňového předlohového násobiče je výkon motoru přiváděn hřídelem a při převodovém poměru $i = 1$ je přes sepnutou první spojkou a výstupní hřídel odváděn dále.

Při převodovém poměru $i > 1$ je výkon přiváděn vstupním hřídelem, kdy je první spojka rozpojena a přes druhou sepnutou spojku je pomocí předlohového hřídele výkon přenášen na výstupní hřídel. [1]

Planetové násobiče jsou planetové převodovky umožňující řazení pod zatížením. Jsou tvořeny jednoduchým planetovým soukolím se dvěma stupni volnosti. Převod vznikne zastavením jednoho členu planetového soukolí. Nejčastější vstup výkonu motoru je do planetové převodovky přes korunové nebo planetové kolo a vystupuje přes unášec satelitů. Sériovým zapojení dvou planetových převodů je umožněno řazení pod zatížením. Velmi často se však používají sdružené satelity, protože převod sériovým spojením je konstrukčně náročnější. V praxi se používají dvou- až čtyřstupňové násobiče točivého momentu. [1]

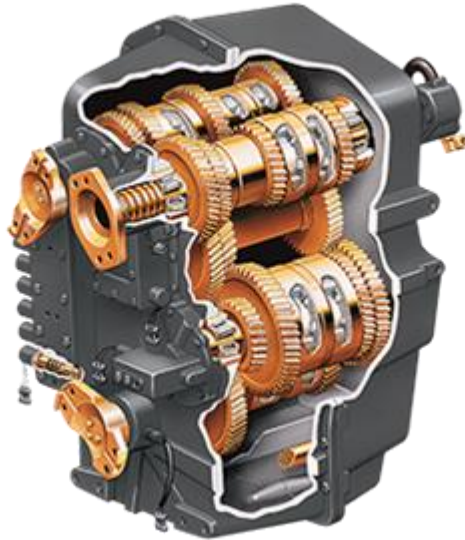


Obr. 2.13 Detail násobiče točivého momentu; 1-unášec satelitů, 2-satelit, 3-planetové kolo [10]

Převodovky s násobičem točivého jsou například převodovka AutoQuad 20/20, mechanická převodovka 54/18 použitá u systémového nosiče JCB Fastrack nebo převodovka Range Command 18/6. [1]

2.2.2.3 Převodovky plně řazené pod zatížením

Na rozdíl od převodovek s násobiči točivého momentu dovolují tyto převodovky řazení v hlavní i skupinové převodovce pod zatížením. Při řazení tak nedojde k poklesu rychlosti v důsledku manuálního přeřazování rychlostních stupňů. [1]



Obr. 2.14 Převodovka 16/4 traktorů modelové řady Quadtrac/Steiger [18]

Převodovky se používají u traktorů vyšších výkonových tříd, neboť při klasickém manuálním řazení by docházelo jednak k zastavení soupravy a také k vysokému tepelnému namáhání spojkových kotoučů. Při opakovaném manuálním řazení by mohlo dojít ke snížení součinitele tření a tím i ke skluzu spojky. Převodovky jsou opatřeny hydraulickým zapínáním lamelových spojek a brzd s elektronickými prvky pro regulaci. Tyto prvky umožňují řazení bez rázu. Ovládání se stává komfortnějším a narůstají možnosti automatizace řadicích úkonů. Z konstrukčního hlediska jsou převodovky plně řazené pod zatížením předlokové převodovky reverzované při zatížení. Pro jízdu vpřed disponují 16 až 20 převodovými stupni, pro jízdu vzad pak 4 až 8. Při doplnění převodovky redukční převodovkou se zvýší počet stupňů řazených při zatížení. [1]

Převodovky plně řazené pod zatížením jsou například Full PowerShift 18/6 nebo Steiger 16/4. [1]

2.2.3 Hydromechanické převodovky

CVT převodovky (Continuously Variable Transmission) umožňují plynulou změnu pojezdové rychlosti. Plynulou změnu pojezdové rychlosti zajišťuje například hydrostatický převodník, elektrický pohon, řemenový variátor, diferenciální hydrostatická převodovka apod. U traktorů se používají diferenciální hydrostatické převodovky, kde dochází k přenosu točivého momentu kombinací hydrauliky i mechaniky. [1]



Obr. 2.15 Převodovka AutoPowr traktorů John Deere [5]

Konstrukce diferenciální hydrostatické převodovky vychází z výkonového dělení, u kterého je část výkonu vedena přes hydrostatickou větev a část přes mechanickou. V planetovém soukolí se pak obě větve spojují. [1]

Hydraulická část převodovky je tvořena hydrostatickým převodníkem. Převodník zastává funkci transformátoru energie, kde se vstupní mechanická energie přeměňuje na tlakovou (hydrogenerátor) a ta se poté přeměňuje na výstupní mechanickou energii (hydromotor), která vstupuje do planetového převodu. Základními součástmi hydrostatického převodníku jsou axiální pístový hydrogenerátor, hydromotor a řídicí regulační prvky. Otáčky hydrostatického převodníku jsou regulovány prostřednictvím řízené změny geometrického objemu hydrogenerátoru naklápěním regulační desky nebo celého bloku s písty. Přenos točivého momentu na písty probíhá prostřednictvím ojníc spojených s hnací přírubou. Regulace otáček má za následek změnu hydraulického převodového poměru, a tím celkového převodového poměru. Ten je v mechanické části převodovky konstantní nebo se případně mění podle rozsahu pojezdových rychlostí. [1]

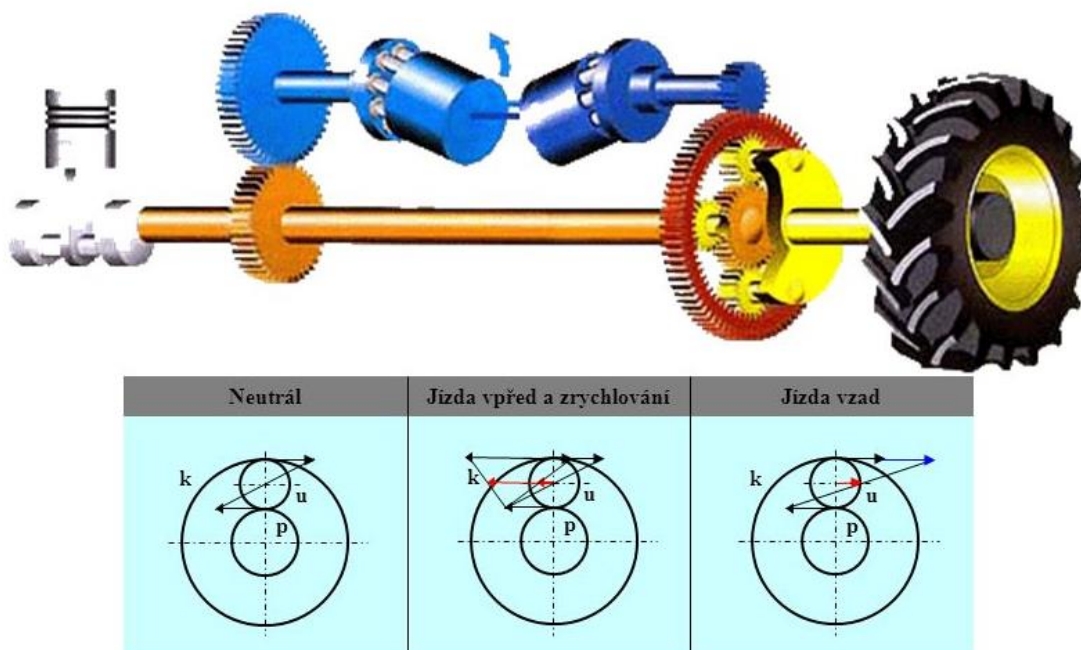
Výhody hydrostatického převodníku jsou:

- plynulá změna převodového poměru,
- snadný přenos velkých sil a točivých momentů,
- malé poměrná hmotnost a malý rozměr hydraulických prvků,
- snadná reverzace pohybu,
- konstrukční volnost,
- snadná údržba a provozní spolehlivost,

- snadné blokování pohybu. [1]

Nevýhody hydrostatického převodníku jsou:

- nižší účinnost,
- citlivost na nečistoty v kapalině,
- závislost na vlastnostech provozní kapaliny,
- vyšší provozní náklady. [1]



Obr. 2.16 Schéma funkce CVT převodovky [10]

Mechanickou část převodníku představuje planetový převod, který přispívá ke zvýšení celkové účinnosti přenosu točivého momentu. Planetový převod je tvořen jedním nebo několika jednoduchými planetovými soukolími, která jsou řazena sériově. Jedno ze soukolí umožňuje sloučení výkonových větví a plynulou změnu úhlové rychlosti výstupního členu. [1]

3 METODIKA TERÉNNÍHO MĚŘENÍ

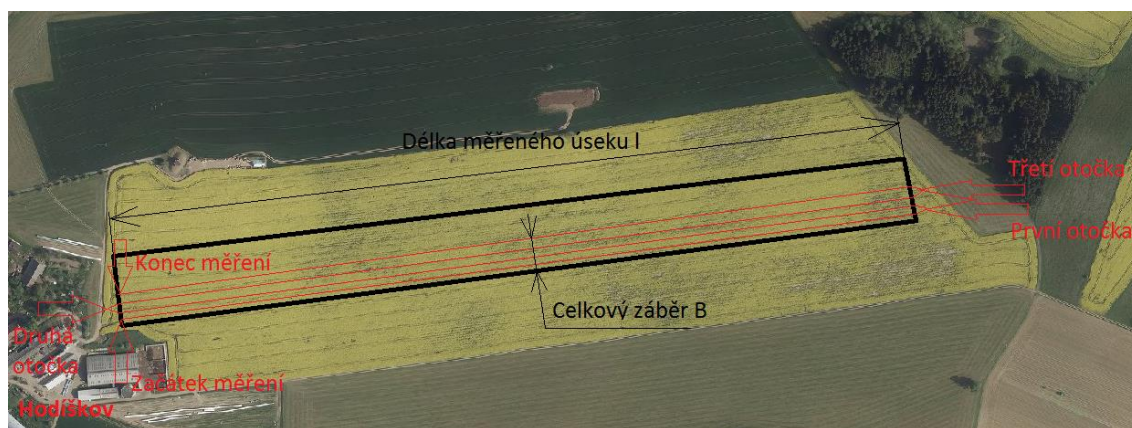
Měření ekonomiky a výkonnosti orební soupravy bylo provedeno na pozemcích Zemědělského družstva vlastníků Hodíškův. Měření bylo provedeno dne 21. 9. 2016. Vzhledem k tomu, že bylo měření prováděno na Vysočině a družstvo obhospodařuje jen 273 ha orné půdy, nebylo jednoduché vybrat vhodný pozemek pro měření. Orební soupravu tvořil traktor CASE Puma 210 s pluhem LEMKEN Diamant 11.



Obr. 3.1 Orební souprava - traktor CASE Puma 210 s pluhem LEMKEN Diamant 11

3.1 Charakteristika půdy

Měření bylo provedeno na parcele s názvem „Záhumenička“ o výměře 23,5 ha. Pozemek se nachází v nadmořské výšce 590 m n. m. Naměřená hmotnostní vlhkost půdy byla 18 %. Půdní typ je hlinitý a půdotvorný substrát tvoří orthorula [8]. Teplota okolního vzduchu byla 17 °C. Na pozemku se nacházelo nepodmínuté řepkové strniště, řepková sláma byla ponechána v řádcích a následně slisována a odklizená z pozemku.



Obr. 3.2 Vymezení části pozemku, na kterém probíhalo měření [20]

3.2 Technické parametry měřené orební soupravy

Traktor - CASE Puma 210 [16]

- Počet válců 6
- Objem motoru 6,7 l
- Výkon motoru 213 hp
- Maximální točivý moment motoru 866 Nm
- Objem palivové nádrže 410 l
- Přední pneumatiky Michelin VF 600/60 R30
- Zadní pneumatiky Michelin VF 710/60 R42



Obr. 3.3 Traktor CASE Puma 210

Pluh - LEMKEN Diamant 11 [15]

- Počet radlic 7
- Pracovní záběr na jedno orební těleso 30 – 55 cm
- Rozestup orebních těles 100 cm
- Hmotnost 3659 kg



Obr. 3.4 Pluh LEMKEN Diamant 11

Pluh je dovybaven systémem LEMKEN Hydromatic, což je nonstop jištění proti přetížení. Hydromatic umožňuje při nárazu na překážku šetrné vyhlubování bez rázů. Orební tělesa se nemůžou vyháknout nebo odpojit a jsou stále stabilně uchycena. Dále je pluh dovybaven také neregulovaným posilovačem trakce. Jde o dodatečný hydraulický válec, který přenáší hmotnost pluhu na zadní nápravu traktoru, čímž je zvýšena jeho trakce. Toto dotěžování traktoru redukuje prokluz kol a tím snižuje i spotřebu pohonných hmot. [15]

3.3 Metodika měření

Před měřením traktorista začal pole orat tak, aby byla brázda pro měření rovná dle vytyčených kolíků. Následně naznačil posledním orebním tělesem začátek a konec měřeného úseku dle vytyčených kolíků a vznikla tak délka měřených úseků 950 m. Poté byla pomocí kolíků vytyčena šíře 20 m prvního měřeného úseku v délce 200 m.

V momentě, kdy bylo pole takto připraveno, se nádrž traktoru natankovala do plna. Po natankování se zahájila orba na naznačené hranici prvního měřeného úseku. Traktor v tomto měřeném úseku pracoval v rozmezí otáček motoru $1900 - 2100 \text{ min}^{-1}$. V průběhu celého měření pracoval motor traktoru na plnou dávku paliva a řidič udržoval otáčky motoru v požadovaném rozmezí pouze řazením. Takto se vždy provedly čtyři pracovní přejezdy a tři otočky na souvrati.



Obr. 3.5 Doplnování paliva na kraji pozemku v areálu družstva

Po dojetí na začátek měřeného úseku po čtvrtém pracovním přejezdu se traktor postavil k tankovacímu zařízení, které se nacházelo na okraji pozemku v areálu družstva. Nádrž traktoru se opět doplnila a doplněné množství paliva se zaznamenalo. Dále se změřila vzdálenost mezi zoranou půdou a kolíky a z této vzdálenosti se spočítala šířka zoraného měřeného úseku. V každém tomto místě se změřila i hloubka prováděné orby, která se však po celou dobu měření neměnila.

Po tomto měření se znovu vytyčila pomocí kolíků šíře 20 m druhého měřeného úseku od zorané části prvního měřeného úseku. Opět byla na naznačené hranici začátku měřeného úseku zahájena orba. V tomto měřeném úseku pracoval motor traktoru v rozmezí otáček $1700 - 1900 \text{ min}^{-1}$. Následné úkony byly stejné jako při prvním měření. Takto provedená měření se každé ještě dvakrát opakovalo.

3.4 Přehled měřených parametrů a provedených výpočtů

Následující podkapitola obsahuje výčet zkoumaných parametrů a provedených výpočtů, které jsou nezbytné pro vyhodnocení terénního měření.

3.4.1 Měřené parametry

- **Délka měřeného úseku**

Délka měřeného úseku byla vytyčena pomocí kolíků a její hodnota je 950 m pro všechna provedená měření.

- **Šířka zoraného úseku**

Šířka měřeného úseku byla vytyčena kolíky v délce prvních 200 m a její hodnota byla 20 m vždy od poslední brázdy. Po provedení čtyř pracovních přejezdů byla změřena zbývající nezoraná šíře k vytyčeným kolíkům a z této hodnoty se spočítala šířka zoraného úseku.



Obr. 3.6 Měření celkového záběru (vlevo), měření hloubky orby (vpravo)

- **Hloubka orby**

Hloubka orby byla měřena vždy v místě kolíku, kterým byla vytyčena šířka zoraného úseku. Ta se však po celou dobu měření neměnila.

- **Jízdní časy**

Pro potřeby měření byly stopovány časy pracovních jízd a otáčení pomocí stopovacího zařízení.

- **Otáčky motoru**

Motor traktoru pracoval při orbě s plnou dávkou paliva a otáčky motoru byly udržovány řidičem pouze řazením a při měření byly odečítány z displeje v kabině traktoru.

- **Spotřeba paliva**

Spotřeba paliva byla odečítána z počítadla tankovacího zařízení na okraji pozemku v areálu družstva.

3.4.2 Provedené výpočty

▪ Zoraná plocha

Zoraná plocha se spočítala jako součin délky měřených úseků a šířky zoraného úseku.

$$S = l \cdot B [m^2]$$

kde:

l – délka měřeného úseku

B – zoraná šířka měřeného úseku

▪ Operativní čas

Operativní čas je celkový čas jednoho měření a určí se jako součet času hlavního a času potřebného pro otáčení soupravy na okraji pozemku.

$$T_{02} = T_1 + T_{21} [h]$$

kde:

T₁ – čas hlavní

T₂₁ – čas potřebný pro otáčení soupravy na okraji pozemku

▪ Efektivní výkonnost

Efektivní výkonností se určuje zoraná plocha za jednotku času bez vedlejších operací. Určí se jako podíl obdělávané plochy a času hlavního.

$$W_1 = \frac{S}{T_1} [ha \cdot h^{-1}]$$

kde:

S – zoraná plocha

T₁ – čas hlavní

- **Operativní výkonnost**

Operativní výkonností se určuje zoraná plocha za jednotku času s vedlejšími operacemi. Určí se jako podíl obdělané plochy a času operativního.

$$W_{02} = \frac{S}{T_{02}} [ha \cdot h^{-1}]$$

kde:

S – zoraná plocha

T₀₂ – operativní čas

- **Palivo spotřebované na otáčení**

Při jízdě po pozemku se zvednutým pracovním nářadím byla samostatným měřením určena hodinová spotřeba soupravy, ze které se určilo množství paliva spotřebovaného na otáčení. Toto množství se zjistilo jako součin hodinové spotřeby při jízdě se zvednutým pracovním nářadím a času potřebného pro otáčení soupravy na okraji pozemku.

$$Q_{ot} = Q_{h,o} \cdot T_{21} [l]$$

kde:

Q_{h,o} – hodinová spotřeba soupravy při jízdě se zvednutým pracovním nářadím

T₂₁ – čas potřebný pro otáčení soupravy na okraji pozemku

- **Hodinová spotřeba paliva**

Hodinová spotřeba paliva je množství paliva spotřebovaného za jednotku času i s vedlejšími operacemi. Určí se jako podíl spotřebovaného paliva za dobu jednoho měření a času operativního.

$$Q_{h,o} = \frac{Q}{T_{02}} [l \cdot h^{-1}]$$

kde:

Q – spotřebované palivo za dobu jednoho měření

T₀₂ – operativní čas

▪ **Operativní spotřeba**

Operativní spotřeba je palivo spotřebované na jednotku plochy i s vedlejšími operacemi. Určí se jako podíl spotřebovaného paliva za dobu jednoho měření a obdělané plochy.

$$Q_{ha,o} = \frac{Q}{S} [l. ha^{-1}]$$

kde:

Q – spotřebované palivo za dobu jednoho měření

S – zoraná plocha

▪ **Množství spotřebovaného paliva bez vedlejších operací**

Množství spotřebovaného paliva bez vedlejších operací se určí jako rozdíl spotřebovaného paliva za dobu jednoho měření a množství spotřebovaného paliva při otáčení.

$$Q_e = Q - Q_{ot} [l]$$

kde:

Q – množství spotřebovaného paliva za dobu jednoho měření

Q_{ot} – množství spotřebovaného paliva pro otáčení

▪ **Efektivní spotřeba**

Efektivní spotřeba určuje spotřebu paliva na jednotku plochy bez vedlejších operací. Určí se jako podíl spotřebovaného paliva bez vedlejších operací a obdělané plochy.

$$Q_{ha,e} = \frac{Q_e}{S} [l. ha^{-1}]$$

kde:

Q_e – množství spotřebovaného paliva bez vedlejších operací

S – zoraná plocha

▪ Pracovní rychlost

Pracovní rychlost je rychlost, kterou se souprava pochybuje při orbě. Je určena jako podíl ujeté vzdálenosti při jednom měření a času hlavního.

$$v = \frac{s}{T_1} [km. h^{-1}]$$

kde:

s – ujetá vzdálenost

T_1 – čas hlavní

3.5 Ekonomika práce spalovacího motoru

Významným atributem současných traktorových motorů je vysoké převýšení točivého momentu (více než 40 %) v širokém rozmezí otáček, kdy motor vykazuje téměř konstantní výkon. Motory lze snadno regulovat, aby pracovaly v různých režimech a s různými otáčkami, točivým momentem a měrnou spotřebou. Zmíněné atributy je možno prakticky využít při nastavení tzv. ekonomického režimu, kdy motor pracuje s vysokou účinností a nízkou měrnou spotřebou paliva. Nezbytné informace o jednotlivých provozních režimech motoru lze získat z úplné otáčkové charakteristiky spalovacího motoru. Pomocí úplné charakteristiky spalovacího motoru je možno stanovit pro každý pracovní režim motoru jeho nejdůležitější parametry – otáčky, točivý moment, výkon a měrnou spotřebu. Z uvedených parametrů lze určit hodinovou spotřebu paliva dle vztahu [1]:

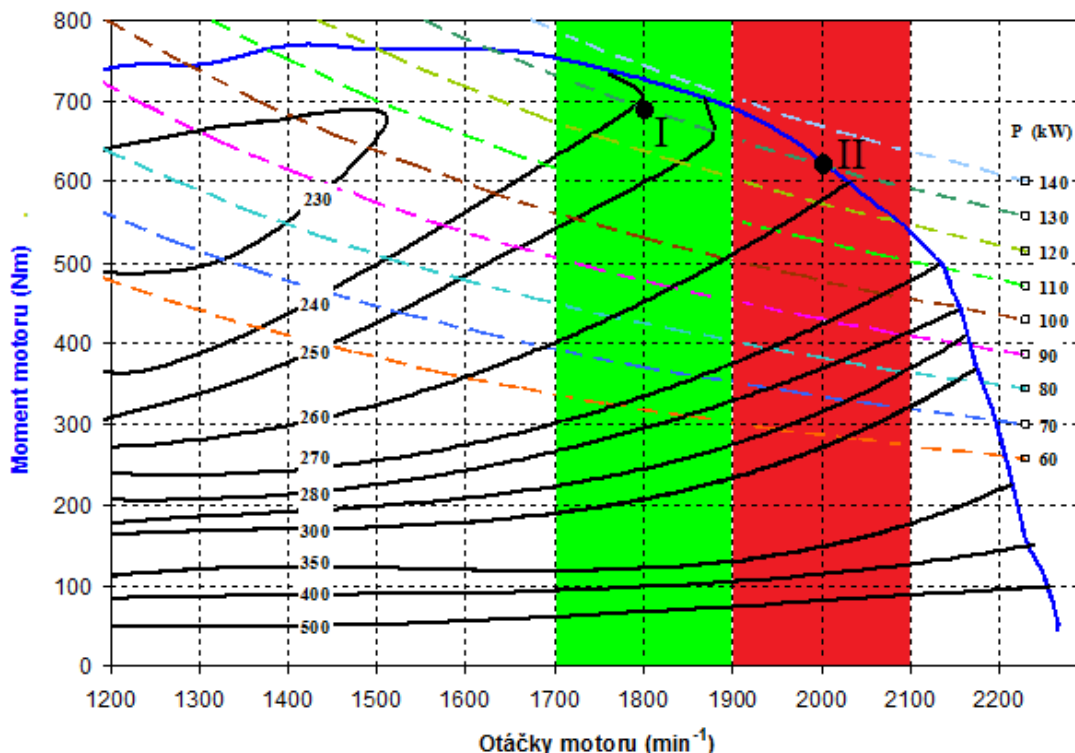
$$M_{ph} = \frac{P_e \cdot m_{pe}}{\rho_p} \cdot 10^{-3} [l \cdot h^{-1}]$$

kde:

P_e – efektivní výkon motoru

m_{pe} – efektivní měrná spotřeba paliva

ρ_p – měrná hmotnost paliva



Obr. 3.7 Úplná otáčková charakteristika spalovacího motoru traktoru CASE IH CVX 195 s vyznačením pásem otáček, při kterých pracoval měřený traktor CASE Puma 210 [2]

Na obr. 3.7 je příklad úplné otáčkové charakteristiky motoru traktoru CASE IH CVX 195 s vyznačením oblasti otáček, ve kterých pracoval měřený traktor CASE Puma 210. Na křivce výkonu o hodnotě 130 kW jsou vyznačeny dva body I a II. Motor v těchto bodech pracuje se stejným výkonem, ale s rozdílnou měrnou spotřebou paliva. V bodě I je měrná spotřeba paliva při odečtení z grafu cca 242 g.kWh^{-1} , v bodě II pak cca 258 g.kWh^{-1} . Výpočtem získáme hodinovou spotřebu paliva v bodech I a II:

$$M_{phI} = \frac{130 \cdot 242}{0,83} \cdot 10^{-3} = 37,9 \text{ l} \cdot \text{h}^{-1}$$

$$M_{phII} = \frac{130 \cdot 258}{0,83} \cdot 10^{-3} = 40,4 \text{ l} \cdot \text{h}^{-1}$$

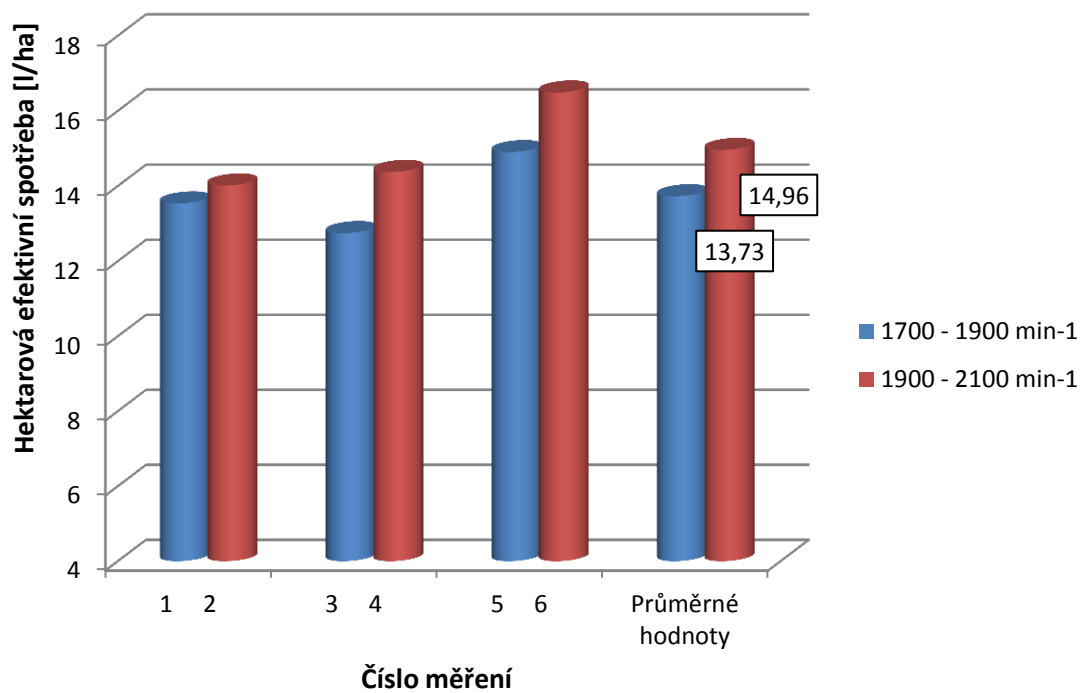
Rozdíl v hodinové spotřebě mezi režimem I a II tedy činí $2,5 \text{ l} \cdot \text{h}^{-1}$. Kdyby pracoval motor i v prvním případě s plnou dávkou paliva, rozdíl v hodinové spotřebě by nebyl tak velký vlivem nárůstu výkonu. Za určitých okolností by mohla být hodinová spotřeba paliva v prvním případě dokonce vyšší než v případě druhém. Kompenzována by ale byla zvýšením pracovní rychlosti, tedy současně i výkonnosti a snížením hektarové spotřeby paliva.

4 VÝSLEDKY MĚŘENÍ

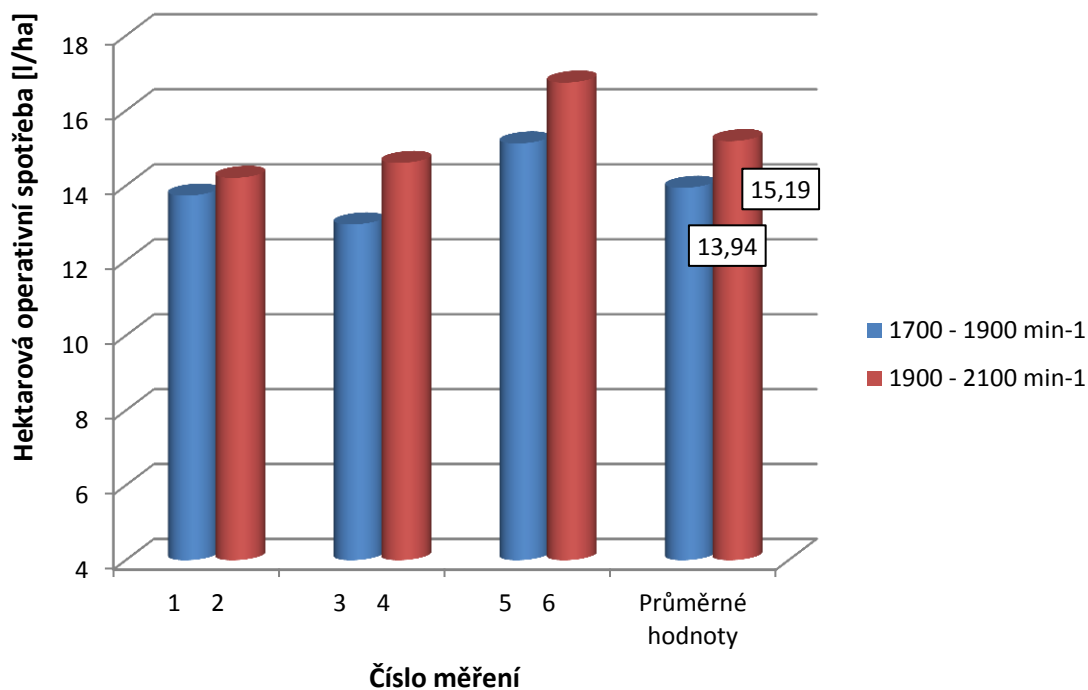
Jedna skupina měření byla učiněna tak, že orební souprava pracovala v rozmezí ekonomických otáček motoru $1700 - 1900 \text{ min}^{-1}$, tj. těsně za hranicí nejvyššího krouticího momentu, a druhá skupina měření byla učiněna v rozmezí otáček motoru $1900 - 2100 \text{ min}^{-1}$.

V prvním případě, kdy traktor pracuje v rozmezí otáček $1700 - 1900 \text{ min}^{-1}$, pracuje těsně za hranicí nejvyššího krouticího momentu a tím i s malou rezervou tohoto momentu. V momentě, kdy dojde k většímu zatížení orební soupravy například vlivem zhutnělé půdy nebo stoupáním, se otáčky motoru mohou snížit pod hranici nejvyššího krouticího momentu a zde obsluha musí podřazovat, protože za touto hranicí krouticí moment klesá a také, aby udržovala motor v oblasti ekonomických otáček. V tomto případě byla průměrná efektivní hektarová spotřeba paliva $13,73 \text{ l.ha}^{-1}$ a průměrná operativní hektarová spotřeba paliva činila $13,94 \text{ l.ha}^{-1}$. Průměrná efektivní výkonnost soupravy činila $2,74 \text{ ha.h}^{-1}$ a průměrná operativní výkonnost soupravy byla $2,54 \text{ ha.h}^{-1}$.

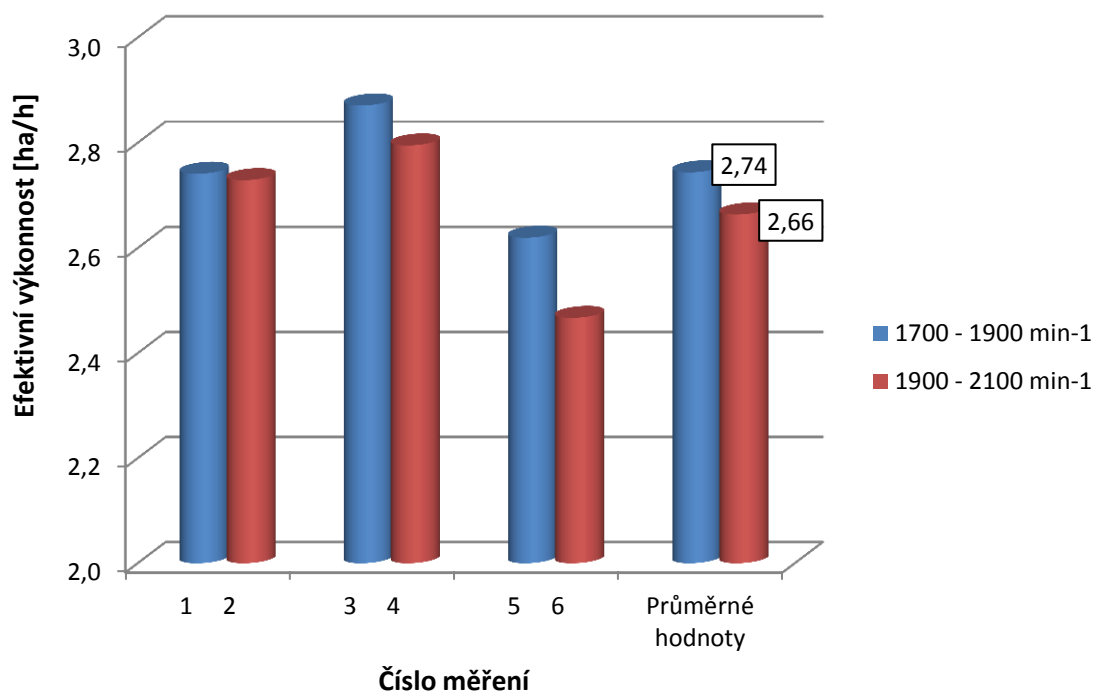
V druhém případě, kdy traktor pracuje v rozmezí otáček $1900 - 2100 \text{ min}^{-1}$, pracuje v oblasti s nižším krouticím momentem. V okamžiku kdy dojde k většímu zatížení orební soupravy například vlivem zhutnělé půdy nebo stoupáním, se otáčky motoru mohou snížit. Protože je zde větší rezerva otáček k hranici nejvyššího krouticího momentu a okamžitý krouticí moment se s klesajícími otáčkami k této hranici zvyšuje, tak toto zatížení může souprava překonat i bez řazení nižšího rychlostního stupně a tím pádem je i tento styl jízdy pro obsluhu pohodlnější. V tomto případě činila průměrná efektivní hektarová spotřeba paliva $14,96 \text{ l.ha}^{-1}$ a průměrná operativní hektarová spotřeba paliva byla $15,19 \text{ l.ha}^{-1}$. Průměrná efektivní výkonnost soupravy byla $2,66 \text{ ha.h}^{-1}$ a průměrná operativní výkonnost soupravy činila $2,46 \text{ ha.h}^{-1}$.



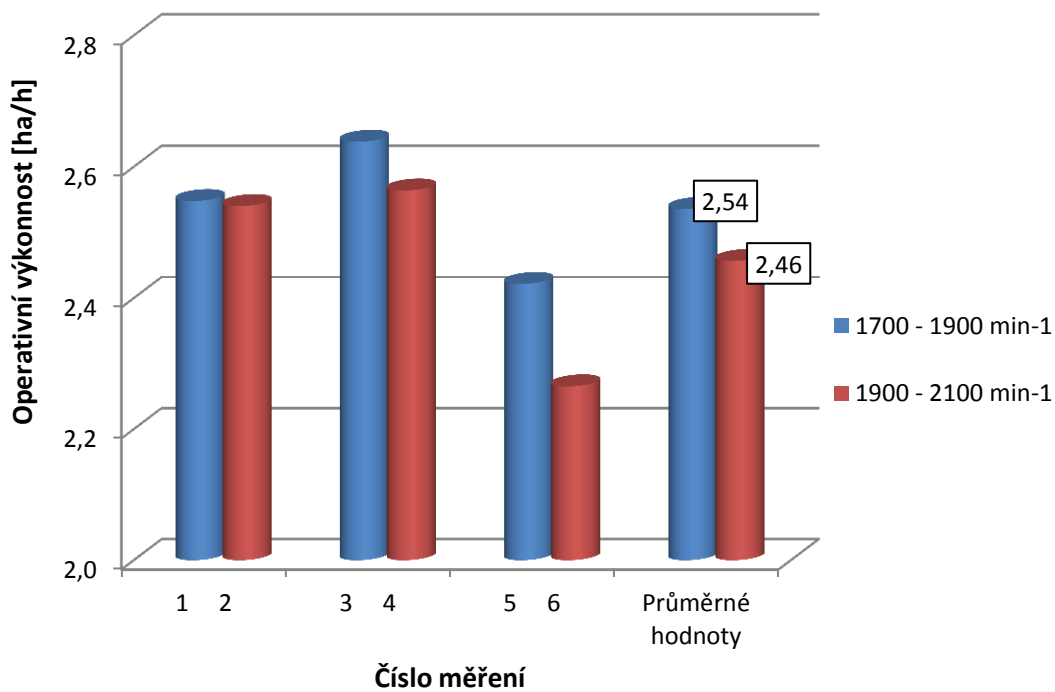
Obr. 4.1 Hektarová efektivní spotřeba paliva orební soupravy traktoru CASE Puma 210 s pluhem LEMKEN Diamant 11



Obr. 4.2 Hektarová operativní spotřeba paliva orební soupravy traktoru CASE Puma 210 s pluhem LEMKEN Diamant 11



Obr. 4.3 Efektivní výkonnost orební soupravy traktoru CASE Puma 210 s pluhem LEMKEN Diamant 11



Obr. 4.4 Operativní výkonnost orební soupravy traktoru CASE Puma 210 s pluhem LEMKEN Diamant 11

Z grafu na obr. 4.1 lze tedy vyčíst, že rozdíl průměrné hektarové efektivní spotřeby paliva mezi měřením v ekonomické oblasti otáček motoru a neekonomické oblasti otáček motoru je $1,23 \text{ l.ha}^{-1}$. To znamená, že při orbě v ekonomických otáčkách motoru došlo k úspoře paliva 8,2 %. Rozdíl průměrné hektarové operativní spotřeby paliva, který je patrný z grafu na obr. 4.2, mezi orbou v ekonomických otáčkách motoru a neekonomických otáčkách motoru je $1,25 \text{ l.ha}^{-1}$. Zde činí úspora v ekonomické části otáček motoru oproti neekonomickým otáčkám motoru 8,2 %.

V grafu na obr. 4.3 a obr. 4.4 je rozdíl efektivní i operativní výkonnosti v ekonomických a neekonomických otáčkách motoru stejný a to $0,08 \text{ ha.h}^{-1}$. Efektivní výkonnost je v ekonomických otáčkách motoru o 3 % vyšší než v neekonomických otáčkách motoru a operativní výkonnost je v ekonomických otáčkách motoru o 3,25 % vyšší než u neekonomických otáček motoru. Z těchto dvou případů je tedy ekonomicky i výkonově vhodnější ten první, tj. v otáčkách motoru $1700 - 1900 \text{ min}^{-1}$, protože v oblasti nejvyššího krouticího momentu může pracovat souprava na vyšší převodový stupeň rychleji a s menší spotřebou.

Dnešní traktory takový způsob jízdy dovolují, protože mohou být vybaveny převodovkami s jemným odstupňováním převodových stupňů řazenými pod zatížením nebo převodovkami s plynulou změnou pojezdové rychlosti.

5 VYHODNOCENÍ ENERGETICKÝCH A VÝKONNOSTNÍCH PARAMETRŮ

V následující kapitole bude provedeno vyhodnocení energetických, výkonnostních a rychlostních parametrů posuzované orební soupravy.



Obr. 5.1 Pluh LEMKEN Diamant 11 při práci

5.1 Zkoumané parametry a provedené výpočty

Hodnoty, které byly zjištěny měřením v terénu, byly zapsány do tabulky 5.1. Je zde zapsáno rozmezí otáček motoru traktoru, při kterých orební souprava pracovala, spotřeba paliva při práci a při otáčení. Dále jsou zde hodnoty zorané šíře měřených úseků a délka úseků, která byla po celou dobu měření neměnná. Tabulka obsahuje také hodnoty času hlavního a času potřebného na otáčení soupravy na souvrati, ze kterých je zde sečtením vypočítán čas operativní.

Z těchto uvedených parametrů se dále prováděly výpočty efektivní spotřeby paliva, operativní spotřeby paliva, hodinové spotřeby paliva, efektivní výkonnosti, operativní výkonnosti a pracovní rychlosti. Tyto hodnoty byly zaznamenány do tabulky 5.2.

5.2 Energetické parametry orební soupravy

Pomocí zjištěné hodnoty spotřeby paliva při orbě měřených úseků a obdělané plochy se za využití vztahů v kapitole 3, spočítala spotřeba efektivní a spotřeba operativní.

Nejnižší efektivní spotřebu paliva $12,75 \text{ l}\cdot\text{ha}^{-1}$ vykazovala souprava ve druhém měření, kdy pracovala v rozmezí otáček $1700 - 1900 \text{ min}^{-1}$. V tomto rozmezí otáček

dosahuje průměrná efektivní spotřeba paliva hodnoty $13,73 \text{ l}\cdot\text{ha}^{-1}$. Naopak v rozmezí otáček $1900 - 2100 \text{ min}^{-1}$ je průměrná efektivní spotřeba paliva $14,96 \text{ l}\cdot\text{ha}^{-1}$, přičemž nejvyšší zaznamenaná hodnota v tomto rozmezí byla $16,49 \text{ l}\cdot\text{ha}^{-1}$ při třetím měření. Rozdíl průměrné efektivní spotřeby v různých režimech motoru je $1,23 \text{ l}\cdot\text{ha}^{-1}$.

Nejnižší operativní spotřebu paliva $12,97 \text{ l}\cdot\text{ha}^{-1}$ vykazovala souprava ve druhém měření, kdy pracovala v rozmezí otáček $1700 - 1900 \text{ min}^{-1}$. V tomto rozmezí otáček dosahuje průměrná operativní spotřeba paliva hodnoty $13,94 \text{ l}\cdot\text{ha}^{-1}$. Naopak v rozmezí otáček $1900 - 2100 \text{ min}^{-1}$ je průměrná operativní spotřeba paliva $15,19 \text{ l}\cdot\text{ha}^{-1}$, přičemž nejvyšší zaznamenaná hodnota v tomto rozmezí byla $16,75 \text{ l}\cdot\text{ha}^{-1}$ při třetím měření. Rozdíl průměrné operativní spotřeby v různých režimech motoru je $1,25 \text{ l}\cdot\text{ha}^{-1}$.

Rozdíl mezi průměrnou efektivní spotřebou paliva a průměrnou operativní spotřebou paliva je velice nepatrný. Důvodem je délka měřených úseků, kde spotřeba paliva na otáčení orební soupravy je nepatrná při porovnání se spotřebou soupravy při orbě. Čím kratší by byl měřený úsek, tím by rozdíl mezi těmito spotřebami narůstal.

Pro praxi má větší význam spotřeba operativní, protože je zde započítána i spotřeba na otáčení orební soupravy.

5.3 Výkonnostní parametry orební soupravy

Pomocí zjištěné hodnoty času při orbě měřených úseků a obdělané plochy, se za využití vztahů v kapitole 3, spočítala výkonnost efektivní a výkonnost operativní.

Nejvyšší efektivní výkonnost $2,87 \text{ ha}\cdot\text{h}^{-1}$ vykazovala souprava ve druhém měření, kdy pracovala v rozmezí otáček $1700 - 1900 \text{ min}^{-1}$. V tomto rozmezí otáček dosahuje průměrná efektivní výkonnost hodnoty $2,74 \text{ ha}\cdot\text{h}^{-1}$. Naopak v rozmezí otáček $1900 - 2100 \text{ min}^{-1}$ je průměrná efektivní výkonnost $2,66 \text{ ha}\cdot\text{h}^{-1}$, přičemž nejnižší zaznamenaná hodnota v tomto rozmezí byla $2,47 \text{ ha}\cdot\text{h}^{-1}$ při třetím měření. Rozdíl průměrné efektivní výkonnosti v různých režimech motoru je $0,08 \text{ ha}\cdot\text{h}^{-1}$.

Nejvyšší operativní výkonnost $2,64 \text{ ha}\cdot\text{h}^{-1}$ vykazovala souprava ve druhém měření, kdy pracovala v rozmezí otáček $1700 - 1900 \text{ min}^{-1}$. V tomto rozmezí otáček dosahuje průměrná operativní výkonnost hodnoty $2,54 \text{ ha}\cdot\text{h}^{-1}$. Naopak v rozmezí otáček $1900 - 2100 \text{ min}^{-1}$ je průměrná operativní výkonnost $2,46 \text{ ha}\cdot\text{h}^{-1}$, přičemž nejnižší zaznamenaná hodnota v tomto rozmezí byla $2,27 \text{ ha}\cdot\text{h}^{-1}$ při třetím měření. Rozdíl průměrné operativní výkonnosti v různých režimech motoru je $0,08 \text{ ha}\cdot\text{h}^{-1}$.

Rozdíl mezi výkonností v ekonomickém a neekonomickém režimu je pak zde při celodenní práci až 1 ha.

Pro praxi má větší význam výkonnost operativní, protože jsou zde započítány i časy potřebné pro otáčení orební soupravy na souvratích.

5.4 Rychlostní parametry orební soupravy

Pomocí pracovního času, délky měřeného úseku a počtu přejezdů byla vypočítána pracovní rychlost. V této rychlosti není započítáno otáčení orební soupravy na okraji pozemku. Tato rychlost je zaznamenána v tabulce 5.2.

Její největší hodnota byla zjištěna ve třetím měření a to 9 km.h^{-1} , kdy orební souprava pracovala v rozmezí otáček $1700 - 1900 \text{ min}^{-1}$. V tomto rozmezí otáček dosahuje průměrná pracovní rychlost hodnoty $8,63 \text{ km.h}^{-1}$. Naopak v rozmezí otáček $1900 - 2100 \text{ min}^{-1}$ je průměrná pracovní rychlost $8,33 \text{ km.h}^{-1}$, přičemž nejnižší zaznamenaná hodnota v tomto rozmezí byla $8,01 \text{ km.h}^{-1}$ při prvním měření.

Rozdíl průměrné pracovní rychlosti v různých režimech motoru činí $0,3 \text{ km.h}^{-1}$. To znamená, že při jízdě v rozmezí otáček motoru $1700 - 1900 \text{ min}^{-1}$ je orební souprava o 3,6 % rychlejší, než při práci v rozmezí otáček motoru $1900 - 2100 \text{ min}^{-1}$.

5.5 Celkové zhodnocení parametrů orební soupravy

Z dosažených výsledků je patrné, že při plném zatížení orební soupravy a udržováním otáček motoru v ekonomické oblasti řazením tj. těsně za největším točivým momentem je hektarová spotřeba nižší a hodinová výkonnost orební soupravy vyšší než tomu je u otáček ve vyšším rozmezí. U vyšších otáček motoru má pouze obsluha větší pohodlí, z důvodu méně častého přerazování díky velké výkonové rezervě, která byla již popsána v kapitole 4.

Tab. 5.1 Naměřené hodnoty orební soupravy traktoru CASE Puma 210 a pluhu LEMKEN Diamant 11

Č. m.	Otáčky n [min^{-1}]	Spotřeba		Čas			Délka pozemku [m]	Celkový záběr [m]
		celková Q [l]	otáčení Q _{ot} [l]	hlavní T ₁ [min]	otáčení T ₂₁ [min]	operativní T ₀₂ [min]		
1	1700 - 1900	17,5	0,254	27,883	2,117	30,000	950	13,41
3	1700-1900	16,3	0,278	26,267	2,317	28,583	950	13,23
5	1700-1900	16,7	0,248	25,283	2,067	27,350	950	11,62
2	1900-2100	18,4	0,254	28,467	2,117	30,583	950	13,63
4	1900-2100	18,5	0,294	27,183	2,450	29,633	950	13,33
6	1900-2100	18,3	0,284	26,567	2,367	28,933	950	11,5

Tab. 5.2 Vypočtené hodnoty orební soupravy traktoru CASE Puma 210 a pluhu LEMKEN Diamant 11

Č. m.	Otáčky n [min ⁻¹]	Spotřeba			Výkonnost		Pracovní rychlost v [km.h ⁻¹]
		efektivní Q _{ha,e} [l.ha ⁻¹]	operativní Q _{ha,o} [l.ha ⁻¹]	hodinová Q _{h,o} [l.ha ⁻¹]	efektivní W ₁ [ha.h ⁻¹]	operativní W ₀₂ [ha.h ⁻¹]	
1	1700 - 1900	13,537	13,737	35,000	2,741	2,548	8,177
3	1700 - 1900	12,748	12,969	34,216	2,871	2,638	8,680
5	1700 - 1900	14,904	15,128	36,636	2,620	2,422	9,018
∅	-	13,73	13,94	35,28	2,74	2,54	8,63
2	1900 - 2100	14,014	14,210	36,098	2,729	2,540	8,009
4	1900 - 2100	14,377	14,609	37,458	2,795	2,564	8,387
6	1900 - 2100	16,491	16,751	37,949	2,467	2,266	8,582
∅	-	14,96	15,19	37,17	2,66	2,46	8,33

ZÁVĚR

Diplomová práce se zabývá vlivem zatížení motoru na energetické a výkonnostní parametry soupravy na zpracování půdy. Bylo provedeno terénní měření orební soupravy traktoru CASE Puma 210 s pluhem LEMKEN Diamant 11 na pozemku Zemědělského družstva vlastníků Hodiškov. Měření proběhlo 21. 9. 2016 na parcele s názvem „Záhumenička“ o výměře 23,5 ha, na které se nacházelo nepodmítnuté řepkové strniště.

Z naměřených a vypočtených hodnot polního měření vyplývá, že vhodným provozováním traktorové orební soupravy lze snížit hektarovou spotřebu paliva a současně zvýšit výkonnost této traktorové soupravy. Měření pro účely této diplomové práce bylo uskutečněno s orební soupravou, kdy se porovnávaly dva různé jízdní režimy. V prvním případě orební souprava prováděla agrotechnickou operaci v oblasti otáček $1900 - 2100 \text{ min}^{-1}$ a v druhém případě v oblasti ekonomických otáček ($1700 - 1900 \text{ min}^{-1}$). Udržování otáček v požadovaném rozmezí probíhalo tak, že traktor pracoval s plnou dávkou paliva a otáčky se udržovaly v určeném rozmezí pouze řazením.

V rozmezí ekonomických otáček obsluha musela řadit častěji, aby motor udržela v požadovaném rozmezí otáček, protože zde motor nedisponuje takovou výkonovou rezervou jako v případě neekonomických otáček. To klade větší nároky na pozornost obsluhy a ta je tak v tomto případě vystavena větší únavě. V případě neekonomických otáček není kladen takový důraz na pozornost obsluhy, protože zde motor disponuje větší výkonovou rezervou, a tak v případě např. zhutnělé půdy vlivem kolejových řádků nebo v případě stoupání není třeba podřazovat.

Při udržování otáček motoru v rozmezí $1700 - 1900 \text{ min}^{-1}$ byla hektarová operativní spotřeba $13,94 \text{ l.ha}^{-1}$. Došlo tak k úspoře paliva $1,25 \text{ l.ha}^{-1}$ oproti režimu otáček v rozmezí $1900 - 2100 \text{ min}^{-1}$. Tento rozdíl v procentuálním vyjádření znamená úsporu paliva 8,2 %. U družstva, které obhospodařuje 273 ha orné půdy, to znamená úsporu 341,25 l paliva. Při dnešní ceně nafty, která se pohybuje okolo 30 Kč za litr, by to mohlo znamenat úsporu 10 237,50 Kč za rok.

Operativní hektarová výkonnost dosahovala v rozmezí otáček $1900 - 2100 \text{ min}^{-1}$ hodnoty $2,46 \text{ ha.h}^{-1}$. To je o $0,08 \text{ ha.h}^{-1}$ méně než v režimu otáček $1700 - 1900 \text{ min}^{-1}$. V procentuálním vyjádření je operativní výkonnost v oblasti ekonomických otáček motoru o 3,25 % vyšší. Pokud tento rozdíl přepočítáme na celkových 273 ha orné půdy,

které obhospodařuje družstvo, dosáhneme úspory času v trvání 3,5 h mezi orbou v ekonomických a neekonomických otáčkách motoru.

Z provedeného měření vyplývá, že i takovýmto způsobem, jako je seznámení obsluhy se správným provozováním motoru traktoru v co nejúčinnějším režimu, je možno dosáhnout zvýšení výkonnosti a snížení energetické náročnosti.

POUŽITÁ LITERATURA

- [1] BAUER, F. a kol.: *Traktory a jejich využití*. 2. vyd. Praha: Profi Press, 2013. ISBN 978-80-86726-52-6.
- [2] BAUER, F.: *Výsledky měření traktorů CASE IH v dopravě*. Brno, 2008.
- [3] HŮLA, J., ABRHAM Z., BAUER F.: *Zpracování půdy*. Praha: Brázda, 1997. ISBN 80-209-0265-1.
- [4] ARION 650-530 - Tractors. *CLAAS* [online]. [cit. 2017-04-06]. Dostupné z: http://www.claas.co.za/products/tractors/arion650-600-530-500/engine-drivetrain/hexashift-transmission?subject=D30122877_en_ZA
- [5] AutoPowr™/IVT™ transmission. *Sales Manual – John Deere* [online]. [cit. 2017-04-06]. Dostupné z: http://salesmanual.deere.com/sales/salesmanual/en_NA/tractors/2012/feature/transmissions/8r_8rt/autopowr_ivt.html
- [6] Dual Command. *Vantotrade* [online]. [cit. 2017-04-06]. Dostupné z: <http://vantotrade.bg/news.php?language=en&id=51>
- [7] EGR ventil. [online]. [cit. 2017-03-27]. Dostupné z: <http://blog.autodilyhulin.cz/egr-ventil/>
- [8] eKatalog BPEJ. *Encyklopedie bonitovaných půdně ekologických jednotek* [online]. [cit. 2017-03-10]. Dostupné z: <http://bpej.vumop.cz/72911>
- [9] Elektromagneticky ovládaný vstřikovač. [online]. [cit. 2017-03-27]. Dostupné z: http://www.zavolantem.cz/data/fotky/2008/09/06/common_rail_1.jpg
- [10] MATOUŠKOVÁ, J.: Převodová ústrojí (prezentace). [online]. 2014 [cit. 2017-03-27]. Dostupné z: <http://slideplayer.cz/slide/1967475/>
- [11] New Holland NH2 - traktor na palivové články. *Hybrid.cz* [online]. [cit. 2017-03-27]. Dostupné z: <http://www.hybrid.cz/novinky/new-holland-nh2-traktor-na-palivove-clanky>
- [12] O společnosti. *Zemědělské družstvo vlastníků Hodiškov* [online]. [cit. 2017-03-10]. Dostupné z: <http://zdvhodiskov.cz/index.php?sekce=1-ospolecnosti>
- [13] PERNIS, P.: Traktor už není jednoduchým strojem. In: *Zemědělec* [online]. Praha: Profi Press, 2009 [cit. 2017-03-13]. Dostupné z: <http://zemedelec.cz/traktor-uz-neni-jednoduchym-strojem/>

- [14] PROFI CVT. *Steyr Romania* [online]. [cit. 2017-04-06]. Dostupné z: <http://www.steyr-romania.ro/en/products/profi-cvt/>
- [15] Prospekt Diamant CZ. In: *LEMKEN CZECH s.r.o.* [online]. [cit. 2017-02-26]. Leták ve formátu PDF. Dostupné z: http://www.lemken.cz/files_zbozi/24-prospekt-diamant-cz.pdf
- [16] Puma Tractors. *Case IH* [online]. [cit. 2017-03-07]. Dostupné z: <https://www.caseih.com/apac/en-int/products/tractors/puma#specifications>
- [17] SCR Technologie. *VOBOSYSTÉM s.r.o.* [online]. [cit. 2017-03-27]. Dostupné z: <http://www.vobosystem.cz/scr-technologie>
- [18] Steiger & Quadtrac Tractors. *CASE IH* [online]. [cit. 2017-04-06]. Dostupné z: <https://www.caseih.com/apac/en-int/products/tractors/steiger>
- [19] Strojírenství. *Elektronická učebnice ELUC* [online]. [cit. 2017-03-27]. Dostupné z: <https://eluc.kr-olomoucky.cz/verejne/lekce/1469>
- [20] Veřejný registr půdy - LPIS [online]. [cit. 2017-03-10]. Dostupné z: <http://eagri.cz/public/app/lpisext/lpis/verejny2/plpis/>
- [21] Vstřikování Common Rail. *Bosch Auto Parts* [online]. [cit. 2017-03-27]. Dostupné z: https://cz.bosch-automotive.com/cs/parts_and_accessories/engine_systems_1/diesel/common_rail_injection/common_rail_diesel_motorsys_parts
- [22] Zetor Forterra & Forterra HSX. *Zetor North America* [online]. [cit. 2017-03-27]. Dostupné z: <http://www.zetorna.com/zetor-forterra-forterra-hsx>

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 2.1 Systém Common Rail od firmy BOSCH [21].....	12
Obr. 2.2 Traktor na vodíkový pohon New Holland NH ₂ [11]	13
Obr. 2.3 Schéma systému Common Rail Bosch CP4; 1-elektrické palivové čerpadlo, 2-palivový filtr s předehřevem, 3-přídavné elektrické čerpadlo, 4-filtrační vložka, 5-snímač teploty paliva, 6-vysokotlaké čerpadlo, 7-ventil dávkování paliva, 8-ventil regulace tlaku, 9-rail, 10-snímač tlaku v railu, 11-ventil protitlaku, 12-vstříkovací ventily [19].....	15
Obr. 2.4 Schéma elektromagneticky ovládaného vstříkovače; a) vstříkovač uzavřen, b) vstříkovač se otvírá, c) vstříkovač se zavírá; 1-cívka elektromagnetu, 2-kotva, 3-kulička ventilu, 4-řídící prostor, 5-jehla trysky, 6-vstříkovací otvor [19]	16
Obr. 2.5 Schéma piezoelektrického vstříkovače; 1-přípojka vysokého tlaku, 2-zpětné vedení paliva, 3-konektor, 4-filtr, 5-piezoelement, 6-spojovací píst, 7-píst ventilu, 8-řídící ventil, 9-jehla trysky [9]	17
Obr. 2.6 Schéma vnější recirkulace spalin s plným ochlazením výfukových plynů [7].	19
Obr. 2.7 Schéma systému SCR [17]	21
Obr. 2.8 Převodovka HEXASHIFT traktorů CLAAS; 1-šestirychlostní powershift modul HEXASHIFT, 2-reverzace REVERSHIFT, 3-elektrohydraulicky ovládaná čtyřstupňová skupinová převodovka, 4-volitelný plazivý převod [4]	22
Obr. 2.9 CVT převodovka traktorů STEYR [14]	22
Obr. 2.10 Páka reverzace pod volantem (červená) [22]	23
Obr. 2.11 Ovládání převodovky Dual Command 24/24 traktorů New Holland; páka hlavní čtyřstupňové převodovky, na které jsou tlačítka pro ovládání dvoustupňového násobiče točivého momentu a páka skupinové třístupňové převodovky [6]	25
Obr. 2.12 Planetový násobič točivého momentu; 1-pásová brzda, 2-korunové kolo, 3-satelity, 4-unášeč satelitů, 5-lamely, 6-píst [10]	26
Obr. 2.13 Detail násobiče točivého momentu; 1-unášeč satelitů, 2-satelit, 3-planetové kolo [10].....	27
Obr. 2.14 Převodovka 16/4 traktorů modelové řady Quadtrac/Steiger [18].....	28
Obr. 2.15 Převodovka AutoPowr traktorů John Deere [5]	29
Obr. 2.16 Schéma funkce CVT převodovky [10].....	30
Obr. 3.1 Orební souprava - traktor CASE Puma 210 s pluhem LEMKEN Diamant 11	31
Obr. 3.2 Vymezení části pozemku, na kterém probíhalo měření [20].....	31
Obr. 3.3 Traktor CASE Puma 210	32

Obr. 3.4 Pluh LEMKEN Diamant 11	33
Obr. 3.5 Doplnování paliva na kraji pozemku v areálu družstva	34
Obr. 3.6 Měření celkového záběru (vlevo), měření hloubky orby (vpravo).....	35
Obr. 3.7 Úplná otáčková charakteristika spalovacího motoru traktoru CASE IH CVX 195 s vyznačením pásem otáček, při kterých pracoval měřený traktor CASE Puma 210 [2].....	40
Obr. 4.1 Hektarová efektivní spotřeba paliva orební soupravy traktoru CASE Puma 210 s pluhem LEMKEN Diamant 11	43
Obr. 4.2 Hektarová operativní spotřeba paliva orební soupravy traktoru CASE Puma 210 s pluhem LEMKEN Diamant 11	43
Obr. 4.3 Efektivní výkonnost orební soupravy traktoru CASE Puma 210 s pluhem LEMKEN Diamant 11	44
Obr. 4.4 Operativní výkonnost orební soupravy traktoru CASE Puma 210 s pluhem LEMKEN Diamant 11	44
Obr. 5.1 Pluh LEMKEN Diamant 11 při práci	46