

**MENDELOVA UNIVERZITA V BRNĚ
AGRONOMICKÁ FAKULTA**

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BRNO 2015

MARTIN LIŠKA



Vliv konstrukce na užité vlastnosti traktorů
Bakalářská práce

Vedoucí práce:
Prof. Ing. František Bauer CSc.

Vypracoval:
Martin Liška

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem práci: *Vliv konstrukce na užité vlastnosti traktorů* vypracoval samostatně a všechny 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*.

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

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

V Brně dne:.....

.....

Podpis studenta

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat svému vedoucímu bakalářské práce Prof. Ing. Františkovi Bauerovi CSs. za odborné vedení této závěrečné práce, cenné rady při zpracování práce. Dále bych chtěl poděkovat Ing. Radomíru Bubeníkovi za poskytnuté informace a materiály.

Abstrakt

Bakalářská práce se zabývá konstrukcemi traktorů a to emisemi spalovacích motorů, převodovkami mechanickými a hydromechanickými, regulační hydraulikou. První část bakalářské práce obsahuje úvod do motorů, emise spalovacích motorů, emisní předpisy a normy a zařízení pro snižování emisí. Druhá část popisuje převodovky mechanické a hydromechanické a regulační hydrauliku traktorů. Třetí část obsahuje porovnání skupiny traktorů od 100 do 120 kW a vyhodnocení jednotlivých skupin.

Klíčová slova

Motor, emise, převodovky mechanické, převodovky hydromechanické, regulační hydraulika, výkon, měrná spotřeba, hydraulika, hlučnost, tahový výkon

Abstract

The bachelor thesis deals with the tractor construction, namely with emissions of combustion engine, manual and hydromechanical transmissions and regulatory hydraulics. The first part of the bachelor thesis contains the introduction of engines, combustion engine's emissions, emission's regulations and standards and equipment for emission reduction. The second part describes hydromechanical transmissions and hydromechanical and tractor regulatory hydraulics. The third part contains the comparisons of group of tractors from 100 to 120 kW and the evaluation of particular groups.

Keywords

Engine, emission, mechanical transmissions, hydromechanical transmissions, regulatory hydraulics, output, specific consumption, hydraulics, noise, traction output

OBSAH

1	ÚVOD	10
2	CÍL PRÁCE	10
3	PROBLEMATIKA V KONSTRUKCI TRAKTORŮ	11
3.1	Konstrukce traktorů v současnosti	11
3.2	Konstrukce motorů.....	11
3.2.1	Čtyřdobý vznětový motor	11
3.3	Emise motoru traktorů.....	12
3.3.1	Oxid uhličitý CO ₂	13
3.3.2	Oxid uhelnatý CO	14
3.3.3	Nespálené uhlovodíky HC	14
3.3.4	Oxidy dusíku NO _x	14
3.3.5	Pevné částice PM	14
3.3.6	Oxidy síry SO _x	15
3.4	Emisní předpisy.....	15
3.5	Zařízení ke snížení škodlivin ve výfukových plynech	16
3.5.1	Recirkulace výfukových plynů	16
3.5.2	Filtry pevných částic	17
3.5.3	Oxidační katalyzátor	17
3.5.4	Selektivní katalýza	18
3.6	Vstříkovací systém s tlakovým zásobníkem Common rail (CR)	19
3.7	Převodová ústrojí traktorů.....	21
3.7.1	Mechanické převodovky	21
3.7.1.1	Převodovky bez možnosti řazení při zatížení.....	21
3.7.1.2	Převodovky s omezeným počtem stupňů řazených při zatížení	22
3.7.1.3	Násobiče točivého momentu	23
3.7.1.4	Převodovky se všemi stupni řazenými pod zatížením.....	23
3.7.2	Hydromechanické převodovky	24

3.7.2.1	Diferenciální hydrostatická převodovka	25
3.8	Regulační hydraulika traktorů	26
4	POROVNÁNÍ TECHNICKÝCH PARAMETRŮ TRAKTORŮ OD 100 DO 120 kW	28
4.1	Výkonová bilance a měrná spotřeba	29
4.2	Hluk v pracovním prostoru obsluhy	32
4.3	Hydraulika traktorů	35
4.4	Tahový výkon.....	36
5	ZÁVĚR	41
	POUŽITÁ LITERATURA.....	42
	SEZNAM OBRÁZKŮ	42
	SEZNAM TABULEK.....	43

1 ÚVOD

Traktor je mobilní energetický prostředek určený k agrotechnickým operacím. Do těchto operací řadíme tahové práce a dopravu. Každoročně se zvyšují požadavky na výkon, spolehlivost, komfort a přesnost. Traktory jsou doplněny o různé elektrotechnické systémy, které ovládají a kontrolují jednotlivé části traktoru. Jeden z nejvíce upřednostněných nároků na provoz traktorů jsou emise.

Po určitých časových úsecích se zvyšují nároky na splnění emisních norem. Emisní normy zasahují nepřímo do konstrukce traktorů. Výfukové plyny pístových spalovacích motorů obsahují více než 160 složek, které vznikají při spalovacím procesu. Proto se do konstrukce motorů začaly konstruovat zařízení ke snížení těchto škodlivin ve výfukových plynech.

V převodových ústrojích dochází postupem času k automatizaci pomocí elektroniky. Tím se zlepšují výkonnostní a ekonomické parametry. Dále nám automatizace převodového ústrojí umožňují měnit převodový poměr v závislosti na zatížení motoru. V bakalářské práci se budu zabývat konstrukcí traktorů. Téma práce jsem si zvolil, protože několik let obstarávám obsluhu traktorů.

2 CÍL PRÁCE

Cílem bakalářské práce „Vliv konstrukce na užité vlastnosti traktorů“ bylo seznámení se současným trendem v konstrukci traktorů a jejich vlastnostech. Porovnání naměřených parametrů traktorů od 100 do 120 kW. Vyhodnocení parametrů výkonu, měrné spotřeby, hlučnosti, výkonu hydraulického zařízení a tahového výkonu.

3 PROBLEMATIKA V KONSTRUKCI TRAKTORŮ

3.1 Konstrukce traktorů v současnosti

Traktory společně se zemědělskými stroji tvoří soupravy, které zajišťují agrotechnické operace v rostlinné výrobě. Jsou používány i v živočišné výrobě, ale také v dopravě zemědělských komodit a materiálů. Na tyto stroje jsou v dnešní době kladeny různé požadavky, ať se jedná o výkonnost, spolehlivost a komfort. Vývoj v konstrukci traktorů se posouvá každoročně v před. V první polovině 90. let měly traktory výkon okolo 250 koní (185 kW). V dnešní době jsou vyráběny traktory na pásovém podvozku s maximálním výkonem 692 koní (509 kW).

3.2 Konstrukce motorů

Spalovací motory tvoří jednu z hlavních částí konstrukce traktorů. Jejich konstrukce a vybavení se přizpůsobuje novým nárokům na provoz v zemědělství. V současné době probíhají inovace ve spalovacích směsích a elektrotechnickém vybavení traktorů. Motory používané u traktorů jsou nejčastěji vznětové čtyřdobé. Tyto motory jsou pístové s vnitřním spalováním. Energie je přenášena přes píst, ojnici na klikový hřídel.

3.2.1 Čtyřdobý vznětový motor

Pracovní cyklus čtyřdobého vznětového motoru probíhá během dvou otáček klikového hřídele. Skládá se ze čtyř částí:

- sání
- komprese
- expanze
- výfuk

Při sání je sací ventil otevřený, zatímco výfukový ventil je uzavřený. Píst motoru se nachází v horní úvratí a pohybuje se do dolní. Sacím potrubím je nasáván vzduch do válce. Když píst dosáhne dolní úvratě, uzavře se sací ventil. Při kompresi jsou oba ventily jak sací tak výfukový uzavřeny. Píst se pohybuje z dolní úvratě do horní. V této

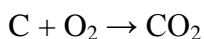
době dochází ke stlačování vzduchu nad pístem. Na hranici horní úvratě dochází ke vstřikování směsi paliva do válce.

Další částí je expanze. Při expanzi dochází vlivem kompresního tepla ke vznícení směsi paliva. Při této operaci roste ve válci tlak a teplota. Tlak přesouvá píst do dolní úvratě, kde přes ojnici dochází k roztáčení klikového hřídele. Jakmile píst dosáhne dolní úvratě je otevřen výfukový ventil. Při vracení pístu do horní úvratě jsou vytlačovány spaliny do výfukového kanálu. Výfukový ventil se uzavírá při dosažení horní úvratě. V dnešní době jsou kladeny speciální požadavky na provoz motorů. Těmito požadavky jsou například: trvalý provoz při maximálním výkonu, nízká spotřeba paliva, nízká hladina vnějšího hluku traktoru, konstantní výkon při různých otáčkách, vysoké převýšení točivého momentu, startování při nízkých teplotách, dlouhá životnost motoru a spolehlivost motoru. (1),(7),(2)

3.3 Emise motoru traktorů

Hoření je fyzikálně-chemický proces oxidačních a redukčních reakcí. Při těchto reakcích dochází ke spalování směsi paliva a vzduchu, který obsahuje kyslík. Výfukové plyny spalovacích motorů obsahují okolo 160 složek. Oxidaci hořlavých složek jako jsou uhlík (C) a vodík (H) a produkty hoření CO_2 a H_2O popisují tyto reakce:

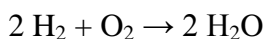
- Uhlík (C)



$$12 \text{ kg C} + 32 \text{ kg O}_2 = 44 \text{ kg CO}_2 \text{ tj. } 3,935 \cdot 10^5 \text{ kJ}$$

$$1 \text{ kg C} + \frac{32}{12} \text{ kg O}_2 = \frac{44}{12} \text{ kg CO}_2 \text{ tj. } 32,79 \cdot 10^3 \text{ kJ}$$

- Vodík (H)

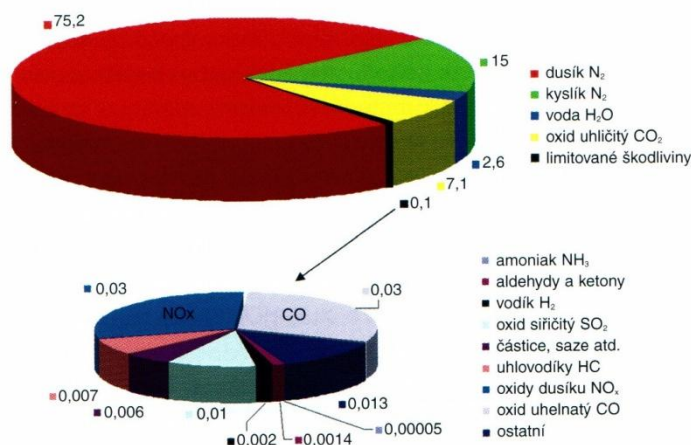


$$4 \text{ kg H}_2 + 32 \text{ kg O}_2 = 36 \text{ kg H}_2\text{O} \text{ tj. } 5,72 \cdot 10^5 \text{ kJ}$$

$$1 \text{ kg H}_2 + 8 \text{ kg O}_2 = 9 \text{ kg H}_2\text{O} \text{ tj. } 143 \cdot 10^3 \text{ kJ}$$

Při dokonalém spálení jednoho kilogramu C spotřebujeme 2,66 kg kyslíku. Vzduch obsahuje 23 % kyslíku. To znamená, že potřebujeme ke spálení jednoho kilogramu C 11,6 kg vzduchu. Výsledkem spálení 1 kg C bude 3,67 kg CO₂. Při dokonalém spálení jednoho kilogramu H₂ spotřebujeme 8 kg kyslíku, to je 34,78 kg vzduchu. Výsledkem spálení 1 kg H₂ je 9 kg H₂O. Výfukové plyny obsahují:

- neškodné látky (dusík N₂, kyslík O₂, vodní páry H₂O a inertní plyny např. argon, oxid uhličitý CO₂)
- škodné látky (oxid uhelnatý CO, oxid dusíku NO_x, nespálené uhlovodíky HC, oxid siřičitý SO₂ a pevné částice) (1)



Obrázek 1 Složení výfukových plynů vznětového motoru v %(1)

3.3.1 Oxid uhličitý CO₂

Oxid uhličitý CO₂ je bezbarvý málo reaktivní, ale stabilní plyn. Je produktem dokonalé oxidace paliva. Vzniká slučováním uhlíku s kyslíkem. Při koncentraci 8 - 10 % ve vzduchu je pro člověka velmi nebezpečný. Řadí se ke skleníkovým plynům. Oxid uhličitý není administrativně limitován. Slouží jako měřítko pro kvalitu spalování motoru. Vypovídá o utěsnění výfukové soustavy a činnosti katalyzátoru.(1)

3.3.2 Oxid uhelnatý CO

Je to bezbarvý plyn bez chuti a zápachu, vysoce toxický. Je produktem nedokonalé oxidace paliva. Vzniká při spalování s nedostatkem kyslíku, ale i při spalování s vysokým přebytkem vzduchu díky zpožděnému nebo málo aktivnímu spalování s nízkou reakční rychlostí zejména na ochlazovaných stěnách. V atmosféře oxiduje na oxid uhličitý. (1)

3.3.3 Nespálené uhlovodíky HC

Jsou vysoce toxické látky. Jsou tvořeny nasycenými, nenasycenými, polycyklickými a aromatickými uhlovodíky, ale také např. aldehydy. Jsou produktem nedokonalé oxidace paliva. Vznikají i v oblasti chudých směsí, tím dochází k výpadkům zapalování a ke zpožděnému nebo málo aktivnímu spalování. Dále vznikají v místech, kam se plamen nemůže dostat a při uhasínání plamene u chladných stěn spalovacího prostoru. Jsou částicemi nespáleného paliva. Při vyšším podílu ve výfukových plynech poukazují na energetickou ztrátu. (1)

3.3.4 Oxidy dusíku NO_x

Vzniká při vysokých teplotách v oblasti chudých směsí a při vysokých tlacích ve spalovacím prostoru. Podporují tvorbu smogu, ozónu a kyselých dešťů. Tvoří je zejména oxid dusnatý (NO), oxid dusičitý (NO₂), oxid dusný (N₂O) a oxid dusičný (N₂O₅). Na bohatosti směsi a koncentraci kyslíku závisí jejich tvorba. S rostoucím součinitelem přebytku vzduchu klesá množství oxidů dusíku. (1)

3.3.5 Pevné částice PM

Vznikají při nedokonalém spalování bohatých směsí, při lokálním nedostatku kyslíku nebo při rychlém ochlazení spalin. U vznětových motorů je produkce pevných částí třikrát vyšší než u zážehových motorů, Důvodem je krátká doba pro přípravu směsi. Pokud nemá studené palivo dostatek času pro smísení s horkým vzduchem, nedochází k reakci oxidační ale k reakci krakovací. Čistý uhlík chemicky reaguje jen velmi pomalu a pro jeho spálení není dostatek času, tím vznikají saze. Do pevných částic řadíme:

- saze - jádro je tvořené uhlíkem
- uhlovodíky - jsou kondenzované či absorbované na saze
- sulfáty
- produkty tepelné degradace oleje
- popel a prach
- částice koroze a otěrové částice (1)

3.3.6 Oxidy síry SO_x

Podíly oxidů síry v emisích spalovacích motorů jsou zanedbatelné. Produkují je především vznětové motory.(1)

3.4 Emisní předpisy

Jedna z prvních norem, která řešila množství výfukových zplodin vznikla v Kalifornii v roce 1968. V Evropě vešla v platnost první norma až v roce 1971 EHK 15. Od roku 1992 se začalo používat označení EURO. Každé čtyři roky vychází nová norma, která bývá obvykle přísnější. V roce 2014 byla uvedena v platnost emisní norma EURO 6. Emisní předpisy stanovují organizace jako jsou Evropská hospodářská komora (EHK OSN), EU a EPA. Tyto organizace mají největší vliv na tvoření legislativy o emisích. V Evropské unii platí směrnice č.97/68/EC, která vešla v platnost v roce 1997, novelizovaná směrnicí č.2004/26 EC. Zemědělské traktory zaštiťuje směrnice č.2000/25/EC s novelou č. 2005/13/EC.

Díky zpřísnění limitů se snižuje obsah síry v motorové naftě. Síra působí negativně na technologie, které zajišťují snižování emisí. Mezi tyto technologie řadíme katalyzátory a filtry pevných částic.

Směrnice č. 97/68/EC popisuje metodiku měření emisí. Používá se vznětový motor o výkonu 19 až 560 kW, který v průběhu provozu mění otáčky. Metodika měření se rozděluje na dva cykly:

- Cyklus NRTC (Non - road transient cycle) - dynamická zkouška nesilničních pojízdných strojů.
- Cyklus NRSC (Non-road steady cycle) - stacionární zkouška nesilničních pojízdných strojů

Výrobci motorů musí plnit kromě emisních předpisů tzv. emisní životnost. Emisní životnost znamená, že traktor bude splňovat emisní limity po dobu stanovenou směrnicí č. 97/68/EC. U traktorů je tato doba stanovena na 8000 hodin provozu s výkonem motoru nad 37 kW. (1),(4)

3.5 Zařízení ke snížení škodlivin ve výfukových plynech

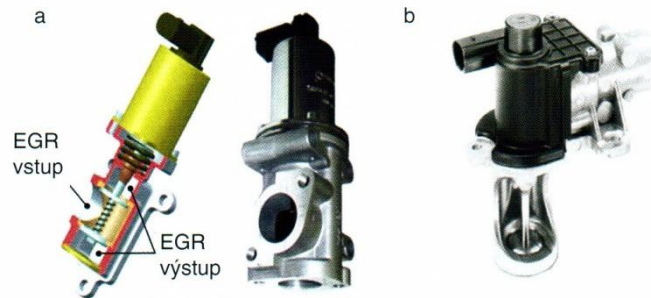
3.5.1 Recirkulace výfukových plynů

Zpět do spalovacího prostoru se přivádí část výfukových plynů, tím se snižuje množství přivedeného vzduchu. Množství přivedeného vzduchu musí být dostatečné pro dokonalé shoření paliva. Vzduch má menší tepelnou kapacitu než spaliny. Spaliny, proto mohou přijmout více tepla, které má největší vliv na tvorbu NO_x. Recirkulace má dvě označení:

- AGR - (Abgasrückführung) německé označení
- EGR - (Exhaust Gas Recirculation) anglické označení

U traktorových motorů jsou dvě konstrukční uspořádání recirkulace. Je to vnitřní a vnější recirkulace. Vnitřní recirkulace pracuje s časováním ventilů při výfukovém zdvihu pístu. Část spalin vniká do sacího kanálu při pootevření sacího ventilu, kde se mísí s čerstvým vzduchem a přecházejí do spalovacího prostoru. Vnější recirkulace odvádí spaliny přes ERG ventil. Spaliny jdou zpět do sání motoru. Recirkulace se dělí na 3 skupiny:

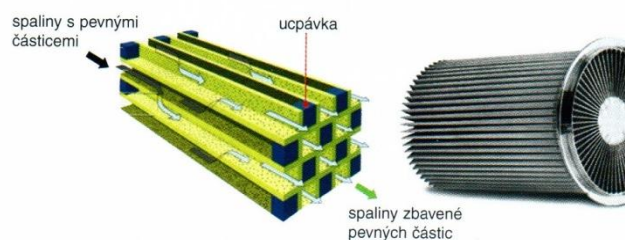
- EGR bez ochlazování výfukových plynů
- EGR s plným chlazením výfukových plynů
- EGR s částečným ochlazením výfukových plynů (1)



Obrázek 2 EGR ventil pro vznětové motory(1)

3.5.2 Filtry pevných částic

Jejich úkolem je zachytit pevné částice ve výfukových plynech. Jsou umístěny ve výfukovém potrubí, nebo jsou součástí katalyzátoru. Vyrábí se ze silikátů dotovaných hliníkem a spékaných kovů. Při vstupu do filtru jsou výfukové plyny děleny do několika komor. Komory jsou odděleny porézními stěnami, na kterých se usazují pevné částice. Porézní stěny mají tloušťku od 300 do 400 μm . (1)

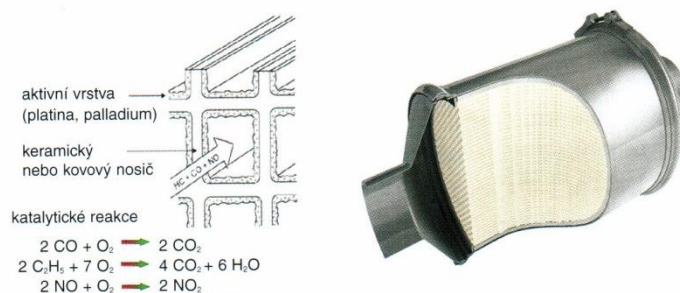


Obrázek 3 Filtr pevných částic(1)

3.5.3 Oxidační katalyzátor

Zařizuje regeneraci filtru při nízkých teplotách. Teplota musí být nižší než teplota vznícení sazí. Snižuje plynné emise CO a HC až o 90 %. Podmínkou je dostatek kyslíku ve výfukových plynech. Je složen z nerezového obalu, kovového nebo keramického

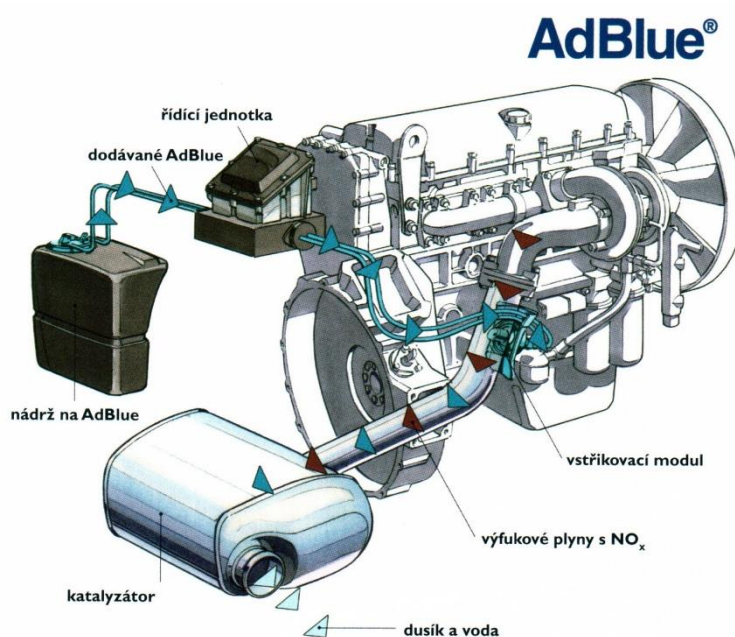
nosiče s aktivní vrstvou. Aktivní vrstvu tvoří tenkostěnné axiálně řazené kanálky, které jsou velké 0,15 až 0,3 mm. Kanálky proudí výfukové plyny. (1)



Obrázek 4 Schéma oxidačního katalyzátoru a chemické reakce(1)

3.5.4 Selektivní katalýza

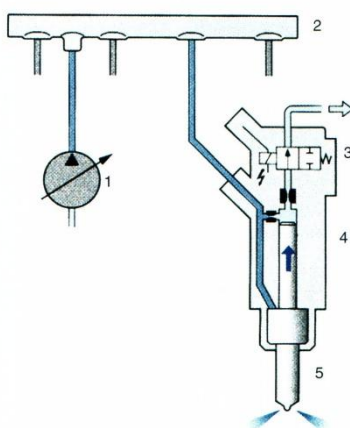
Snižuje produkce NO_x ve výfukových plynech. V SCR katalyzátoru dochází pomocí amoniaku (NH_3) k reakci s oxidy dusíku, tím se přeměňují na dusík (N_2) a vodní páru (H_2O). Amoniak se získává chemickou cestou pomocí kapaliny AdBlue, která se vstříkuje do výfukového potrubí. Složení kapaliny AdBlue je demineralizovaná voda (67,5%) a močovina (32,5%). (1)



Obrázek 5 Motor s SCR katalyzátorem

3.6 Vstříkovací systém s tlakovým zásobníkem Common rail (CR)

Vstříkovací systém Common Rail má dvě funkce. První vytváří tlak v systému, druhá je vstříkování paliva do spalovacího prostoru. Vysokotlaké čerpadlo vytváří vstříkovací tlak. Tato operace není závislá na otáčkách motoru a vstříkovací dávce paliva. Palivo je připraveno ve vysokotlakém zásobníku, který je nazýván Rail. Vstříkovanou dávku paliva určuje řidič sešlápnutím pedálu. Řídící jednotka nám určuje okamžik vstříku a vstříkovací tlak.

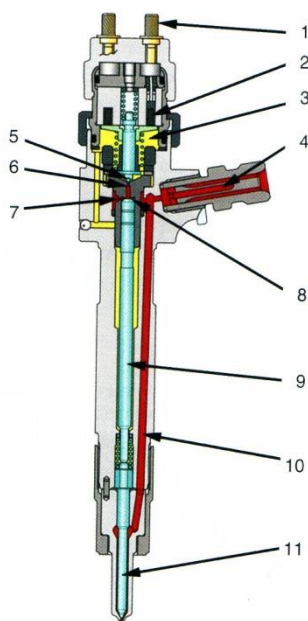


Obrázek 6 Princip činnosti vstříkovacího systému Common Rail(1)

Vstříkovač uložený v válci s elektromagneticky řízeným ventilem realizuje vstříkování. Oproti konvenčním vačkou poháněným systémům má vstříkovací systém s tlakovým zásobníkem větší flexibilitu. Má vysoký vstříkovací tlak, který může být až 140 Mpa. Proměnný předvstřík. Dělí dávku paliva na úvodní, hlavní a následný vstřík. Přizpůsobuje vstříkovací tlak provoznímu stavu motoru. Palivový systém Common Rail se skládá z těchto částí. Podávacího čerpadla, palivového filtru, vysokotlakého čerpadla, vysokotlakého potrubí, tlakového akumulátoru, vstříkovačů a řídicí jednotky.

Podávací čerpadlo zubové, lamelové nasává palivo z nádrže. Palivo jde dále přes palivový filtr do vysokotlakého čerpadla. Z vysokotlakého čerpadla putuje palivo do tlakového akumulátoru, kde je stálý tlak paliva. Nejčastěji bývá používáno vysokotlaké čerpadlo radiální s třemi písty, které mají stejný zdvih a jsou mazány palivem. Každý píst má talířový sací ventil. Ventil se otevírá podle tlakových poměrů paliva nad ventilem a pod ním.

Píst vytláčuje palivo do regulátoru tlaku přes kuličkový ventil. Z regulátoru tlaku putuje palivo dále do tlakového akumulátoru. Velikost tlaku v akumulátoru se pohybuje od 40 do 135 Mpa. Z tlakového akumulátoru jde palivo dále tlakovým potrubím k jednotlivým vstřikovačům. Další příslušenství napojené na tlakový akumulátor je snímač tlaku, pojistný ventil a přepadové potrubí. Komunikaci mezi řídicími jednotkami ovládá digitální směrnice CAN-Bus.



Obrázek 7 Vstřikovač Common Rail s elektromagnetickým ventilem(1)

Vstřikovací systém Common Rail používá vstřikovač s elektromagnetickým ventilem. Těleso vstřikovače obsahuje pružinu, píst, tlakové kanálky, odpad paliva a elektromagnetický ventil. (7),(1)

3.7 Převodová ústrojí traktorů

Převodová ústrojí traktorů řadíme mezi automatizované systémy. Převádí točivý moment spalovacího motoru na kola hnací nápravy a vývodový hřídel. Do převodových ústrojí řadíme spojky, spojovací a kloubové hřídele, převodovky, rozvodovky, diferenciály a koncové převody. Jsou uloženy v rámu podvozkové skupiny traktoru. (7),(1),(8)

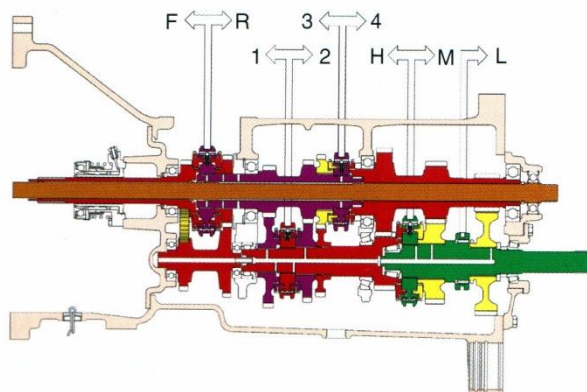
3.7.1 Mechanické převodovky

Mechanické převodovky mají vysokou účinnost, provozní spolehlivost. Jejich nedostatek je omezená možnost využití výkonu motoru. Skládají se z hlavní, reverzační a skupinové převodovky s násobičem točivého momentu. Násobič točivého momentu umožňuje řazení při zatížení. Mechanické převodovky dělíme na:

- převodovky bez možnosti řazení při zatížení
- převodovky s omezeným počtem stupňů řazených při zatížení
- převodovky se všemi stupni řazenými při zatížení

3.7.1.1 Převodovky bez možnosti řazení při zatížení

Převodovka Shuttle Command 12/12 se skládá z reverzační, skupinové a hlavní převodovky. Má 12 převodových stupňů vpřed a vzad. Za pojezdovou spojkou je umístěna reverzační převodovka. Vložené kolo způsobuje při zařazení opačný smysl otáčení vstupního hřídele.



Obrázek 8 Převodovka Shuttle Command 12/12(1)

3.7.1.2 Převodovky s omezeným počtem stupňů řazených při zatížení

Nejvíce rozšířené ve skupině mechanických převodovek. Jsou u všech výkonových tříd traktorů. Se 4° násobičem točivého momentu a synchronizovanou převodovkou řadíme pod zatížením čtyři rychlostní stupně. Další stupně se řadí v hlavní převodovce a jsou plně synchronizované. Reverzační převodovku ovládáme synchronizačními, zubovými spojkami, nebo při zatížení.

- Převodovka AutoQuad 20/20

Reverzační mechanická převodovka s dvaceti převodovými stupni vpřed a vzad. Skládá se ze tří částí (násobič točivého momentu, reverzační převodovka, dvouhřídelová převodovka). (5)



Obrázek 9 Převodovka AutoQuad 20/20(5)

- Mechanická převodovka 54/18

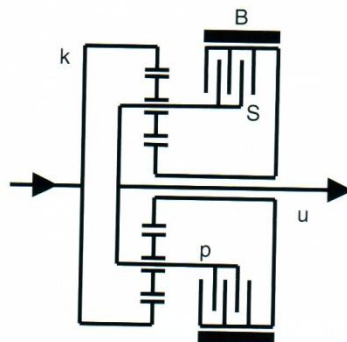
Používá se u výrobce JCB Fastrac. Reverzační mechanická převodovka s 54 rychlostními stupni vpřed a 18 rychlostními stupni vzad. Skládá se ze tří částí (třístupňový předlokový násobič, plně synchronizované šestistupňové převodovky, plně synchronizované třístupňové skupinové převodovky se soukolím pro jízdu vzad).

3.7.1.3 Násobiče točivého momentu

V závislosti na pracovním prostředí se mění pracovní odpor, který proto nemá stálou velikost. Při zvýšení pracovního odporu např. při orbě dojde ke snížení otáček a zvýšení točivého momentu spalovacího motoru, proto musí dojít k podřazení. Při sešlápnutí spojkového pedálu dojde k zastavení traktorové soustavy. Následné zařazení nižšího převodového stupně a rozjezdu klade vysoké nároky na spojku a převody. Násobič točivého momentu mění velikost převodového poměru (točivý moment) při zatížení. Při zařazení nižšího převodového stupně se zvýší převodový poměr, tím se zvýší hnací síla na obvodu kola.

Násobiče točivého momentu jsou umístěny mezi pojezdovou spojkou a hlavní převodovkou. Ovládají se elektrohydraulicky, mechanicko-hydraulicky nebo elektropneumatikky. Násobiče točivého momentu dělíme na dvě skupiny:

- podle počtu převodových stupňů (dvoustupňové, třístupňové, čtyřstupňové)
- podle konstrukčního řešení (předlokové násobiče s čelním soukolím, planetové)



Obrázek 10 Schéma dvoustupňového planetového násobiče(1)

3.7.1.4 Převodovky se všemi stupni řazenými pod zatížením

Umožňují v hlavní i skupinové převodovce řazení při zatížení. Využívají se u traktorů vyšší výkonové třídy. Při řazení nedochází k poklesu rychlosti kvůli přesunu synchronizační spojky. Hydraulické zapínání lamelových spojek a brzd nám umožňují řazení bez rázů. Převodovky se všemi stupni řazenými pod zatížením jdou předlokové

převodovky, reverzované při zatížení. Počet převodových stupňů se pohybuje od 16 do 26 v před a 4 až 8 vzad. Obsahují také redukční převodovku, která zvyšuje počet řazených stupňů.

- Převodovka Full PowerShift 18/6

Mechanická převodovka. Všechny stupně jsou řazeny při zatížení. Pomocí lamelových spojek jsou řazeny všechny stupně. Převodovka se dělí na hlavní a skupinovou. Ke každému převodovému stupni patří dvojice lamelových spojek.

- Převodovka Steiger 16/4

Využívána u traktoru s pásovým podvozkem. Je umístěna v první polovině podvozku. Převodovka je pětihřídelová s trojicí předlokových hřídelů. Dále obsahuje devět lamelových spojek. Každý převodový stupeň ovládají tři lamelové spojky.



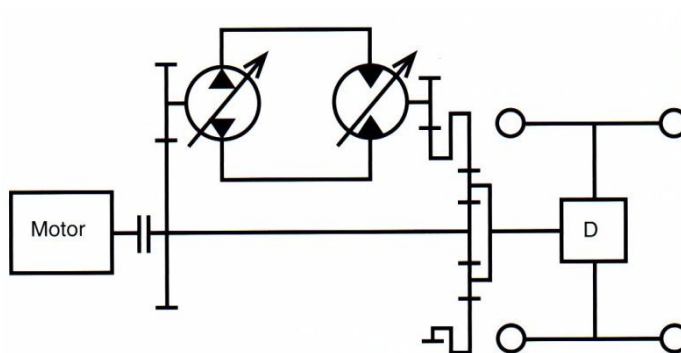
Obrázek 11 Převodovka Steiger 16/4(1)

3.7.2 Hydromechanické převodovky

Jejich první použití je zaznamenáno již v roce 1942 v podobě elektronického pohonu. Umožňují plynulou změnu pojezdové rychlosti. Mají několik konstrukčních řešení (s hydrostatickým převodníkem, elektrickým pohonem, řemenovým variátorem, diferenciální hydrostatickou převodovkou).

3.7.2.1 Diferenciální hydrostatická převodovka

Diferenciální hydrostatická převodovka je založena na kombinaci mechanického a hydraulického přenosu točivého momentu. Dělí se na dvě části a to hydrostatickou a mechanickou, které jsou slučovány v planetovém soukolí. Hydrostatický převodník transformuje vstupní mechanickou energii na tlakovou (hydrogenerátor), která se zpět transformuje na výstupní mechanickou energii (hydromotor), která poté vstupuje do planetového převodu. Axiální pístový hydrogenerátor, hydromotor a řídicí regulační prvky tvoří hydrostatický převodník.



Obrázek 12 Schéma diferenciální hydrostatické převodovky

Výhodou hydrostatického převodníku je plynulá změna převodového poměru, snadný přenos velkých sil a točivých momentů, malý rozměr hydraulických prvků, snadná reverzace pohybu, konstrukční volnost, provozní spolehlivost a snadné blokování pohybu. Nevýhody jsou nižší účinnost, nečistoty v kapalině, závislost na vlastnostech provozní kapaliny, vyšší pořizovací náklady. Planetový převod tvoří mechanická část, která zvyšuje účinnost přenosu točivého momentu. Skládá se z několika planetových soukolí, které jsou sériově řazeny. (1),(8)

3.8 Regulační hydraulika traktorů

Regulační hydraulika traktorů se používá pro regulaci a ovládání třibodového závěsu. První traktor, u kterého se použila regulační hydraulika k ovládání třibodového závěsu vyrobila společnost Massey Ferguson v roce 1920. Další rozvíjení regulační hydrauliky se uskutečnilo v roce 1950, kdy bylo ovládání třibodového závěsu regulační hydraulikou doplněno o smíšenou regulaci, regulaci síly a o automatickou regulaci polohy.

V současné době třibodový závěs s regulační hydraulikou má více funkcí. Do těchto funkcí patří spouštění a zvedání strojů, ale také ovlivňování pracovní činnosti strojů připojených do závěsu. Regulační hydraulika má velký vliv na tahové vlastnosti traktorů. Máme tři druhy základních regulačních systémů. Tyto druhy jsou:

- silový systém - reguluje na konstantní sílu
- polohový systém - reguluje na konstantní polohu
- smíšený systém - tento systém se skládá ze dvou předešlých. Je to kombinace, která závisí na pracovních podmínkách.



Obrázek 13 Regulační hydraulika traktorů

Správné nastavení základních regulačních systémů a dalších provozních prvků má velký vliv na výkonnost traktoru, kvalitu prováděné práce a na spotřebu pohonných hmot. Regulační hydraulika a její provoz je u každého traktoru různá. Její konstrukce se

liší podle výkonnostní třídy traktoru. Traktory patřící do nižší výkonnostní třídy jsou konstruovány s mechanickým regulačním systémem. Ten je tvořen systémem, který snímá změnu síly nebo polohy v horním táhle. Tyto informace slouží jako vstupní hodnoty pro regulaci tříbodového závěsu. Traktory patřící do vyšších výkonnostních tříd jsou konstruovány s regulačním systémem, který vychází ze vstupních hodnot z dolních táhel.

Změna síly mechanického pákového převodu v dolních táhlech je přenášena na rozvaděč vnitřního okruhu. Rozvaděč vnitřního okruhu nám slouží ke zvedání nebo spouštění tříbodového závěsu. U každého regulačního systému je činnost rozvaděče rozdílná. U systému silové regulace je rozvaděč ovládán změnou sil v dolních táhlech. U polohové regulace ovládá rozvaděč pákový systém, který reaguje na změny polohy ramen zvedacího mechanismu. U třetího základního regulačního systému smíšené regulace nám rozvaděč ovládá změna síly v dolních táhlech, ale také zvedání nebo spouštění dolních táhel, které je regulováno změnou polohy ramen.

Na činnost regulační hydrauliky má vliv správné zapojení náradí do tříbodového závěsu. Při špatném seřízení stavitelných prvků na tříbodovém závěsu může dojít k nesprávné činnosti regulační hydrauliky. Jedná se především o nastavení horního táhla do otvorů na stojánku náradí. (1),(3),(2),(9)

4 POROVNÁNÍ TECHNICKÝCH PARAMETRŮ TRAKTORŮ OD 100 DO 120 kW

Při porovnávání technických parametrů traktorů je jedním z nejdůležitějších parametrů výkon motoru. Výkon motoru lze měřit několika způsoby. Jedním ze způsobů je měření výkonu na vývodové hřídeli traktoru. Zkoušení se provádí na dynamometru. Měření se řídí mezinárodními normami.

- DIN - Deutsche Industrie Norm
- SAE - Society of Automotive Engineers
- CUNA - Commissione Unificazione Normalizzazione Autoveicoli
- ECE - Economic Commission for Europe (česky EHK)
- ISO - International Organization for Standardization
- OECD - Organisation for Economic Cooperation and Development

Normy vyjadřují podmínky měření výkonu motoru. Mezi nejvíce používané normy pro měření se řadí předpis EHK č. 24-03. Motor je uložen tak, jak je montován do traktoru. Jeho vybavení obsahuje čerpadlo chladící kapaliny, čistič vzduchu, výfukové potrubí s tlumičem, ventilátor a zdroj elektrického proudu. Vybavení se u jednotlivých norem liší. U norem SAE J1995 a ISO se výkon motoru měří bez příslušenství. Jednotlivé normy se od sebe liší.

Pro posuzování vlastností spalovacích motorů musíme znát jejich charakteristiku. Charakteristiky jsou graficky znázorněné závislosti základních parametrů. Mezi parametry řadíme, výkon (P), točivý moment (M_t), hodinová spotřeba paliva (M_h), měrná spotřeba paliva (m_p), otáčky motoru (n) a další. Máme několik charakteristik, které se dělí podle nezávislé proměnné veličiny. Charakteristiky jsou:

- otáčkové - určují závislost parametrů na otáčkách motoru
- zatěžovací - určují závislost měrné spotřeby (m_p) na veličině charakterizující zatížení
- regulační - určuje závislost některých parametrů motoru na veličině, která charakterizuje jeho seřízení
- úplné - jedná se o křivky konstantních hodnot veličiny, které jsou vyneseny v závislosti na dvou odlišných veličinách

- zvláštní - vyjadřují vlastnosti motoru z jiného hlediska

Výsledkem testů výkonu traktorového motoru na vývodové hřídeli je otáčková charakteristika motoru.

4.1 Výkonová bilance a měrná spotřeba

Motor přeměňuje energii obsaženou v palivu na mechanickou práci. Mechanická práce je využívána na tahové práce traktoru, pohon strojů přes vnější okruh hydrauliky a přes vývodový hřídel.

$$P_e = P_t + P_{VH} + P_H + P_m + P_\delta + P_v + P_s + P_w + P_a \quad [W]$$

$P_t + P_{VH} + P_H =$ užitečné výkony

$P_m + P_\delta + P_v + P_s + P_w + P_a =$ ztrátové výkony

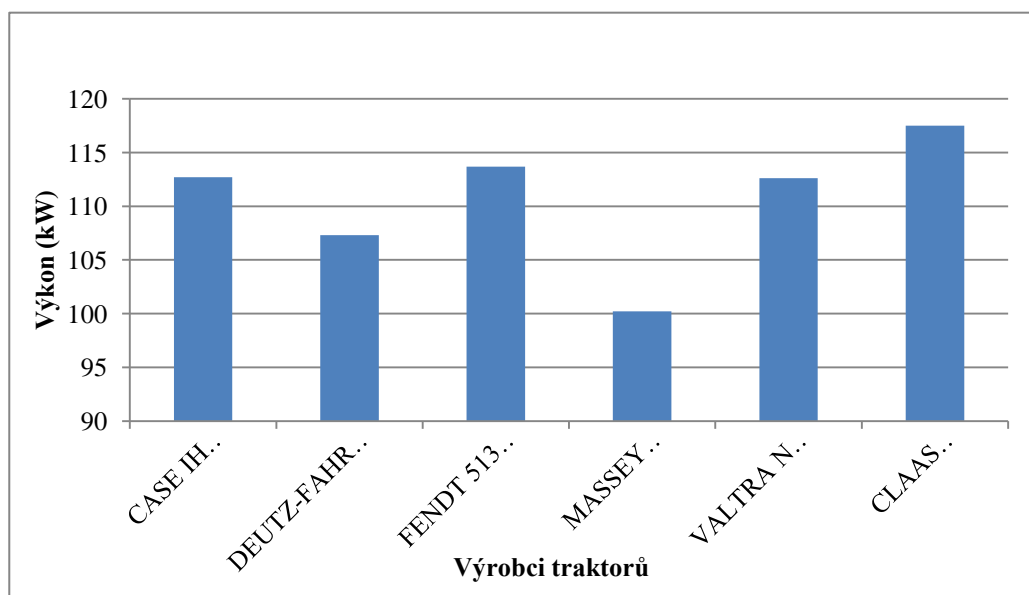
efektivní výkon motoru (P_e), tahový výkon (P_t), výkon přenášený vývodovým hřídelem (P_{VH}), výkon hydrogenerátoru (P_H), výkon ztracený v převodovém ústrojí (P_m), výkon ztracený prokluzem (P_δ), výkon ztracený valením (P_v), výkon potřebný na překonání svahu (P_s), výkon potřebný na překonání odporu vzduchu (P_w), výkon potřebný pro zrychlení (P_a) (1),(7)

Tabulka 1 Výsledky měření výkonu motoru při určených otáčkách motoru (dlg-test)

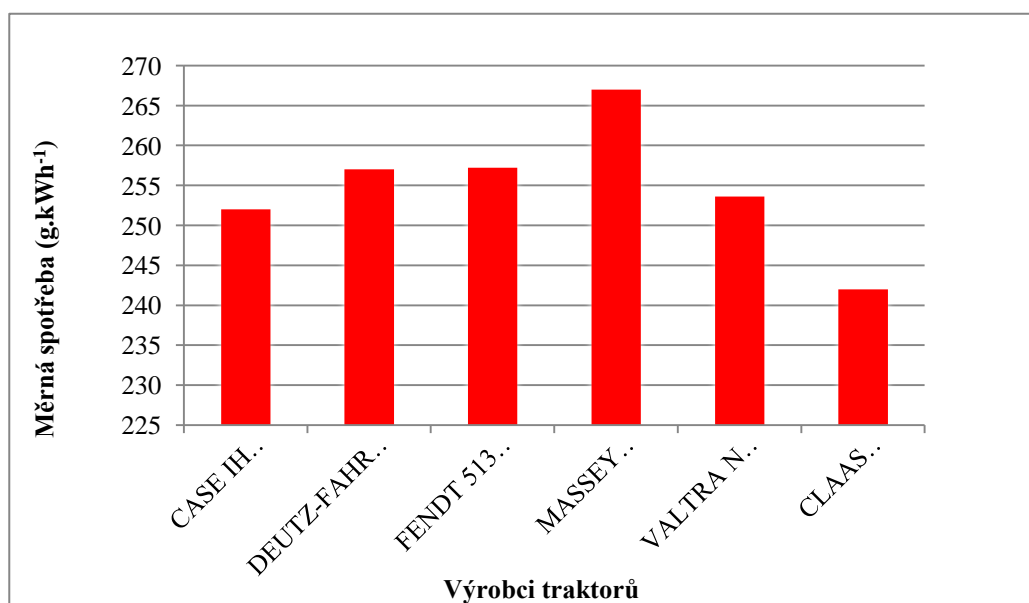
Výrobce traktorů	P_{motoru} kW/PS	výkon [kW]	
		při 1800 min ⁻¹	při jmenovitých otáčkách
CASE IH PUMA 160 CVX	118/160	112,7	96,2
DEUTZ-FAHR AGROTRON M 625	120/163	107,3	101,9
FENDT 513 VARIO	110/150	113,7	103,5
MASSEY FERGUSON 7615 DYNA-4	110/150	100,2	105,6
VALTRA N 163 DIRECT	120/163	112,6	116,4
CLAAS ARION 640	110/150	117,5	111,6

Tabulka 2 Výsledky měření měrné spotřeby paliva při určených otáčkách motoru (dlg-test)

Výrobce traktorů	P _{motoru} kW/PS	měrná spotřeba [g.kWh ⁻¹]	
		při 1800 min ⁻¹	při jmenovitých otáčkách
CASE IH PUMA 160 CVX	118/160	252	286
DEUTZ-FAHR AGROTRON M 625	120/163	257	270
FENDT 513 VARIO	110/150	257,2	277,1
MASSEY FERGUSON 7615 DYNA-4	110/150	267	275
VALTRA N 163 DIRECT	120/163	253,6	278
CLAAS ARION 640	110/150	242	248

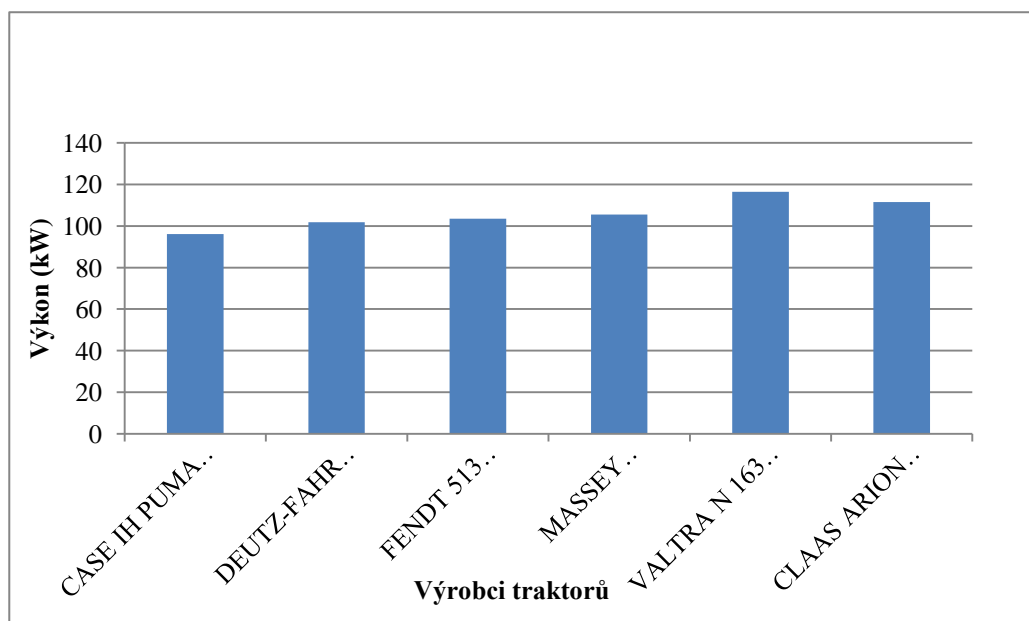


Obrázek 14 Výkon motoru při 1800 min⁻¹ motoru

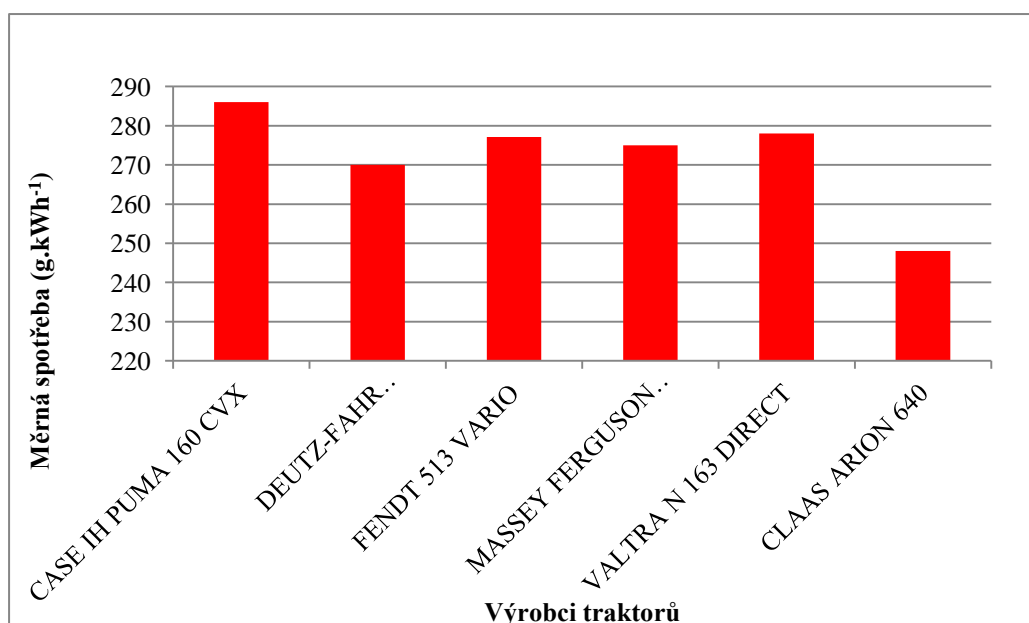


Obrázek 15 Měrná spotřeba při 1800 min⁻¹ motoru

Na obr. 1 a obr. 2 jsou znázorněny hodnoty stanovené měřením výkonu a měrné spotřeby motoru při 1800 min⁻¹ motoru. Nejnižší výkon byl naměřen traktoru značky MASSEY FERGUSON 7615 DYNA-4, který činil hodnotu 100,2 kW a zároveň měl nejvyšší naměřenou hodnotu měrné spotřeby 267 g.kWh⁻¹. Naopak nejvyšší naměřený výkon 117,5 kW měl traktor CLAAS ARION 640, kterému byla naměřena nejnižší měrná spotřeba, která měla hodnotu 242 g.kWh⁻¹.



Obrázek 16 Výkon motoru při jmenovitých otáčkách motoru



Obrázek 17 Měrná spotřeba při jmenovitých otáčkách motoru

Na obr. 3 a 4 jsou znázorněny hodnoty stanovené měřením výkonu a měrné spotřeby při jmenovitých otáčkách motoru. Nejnižší výkon byl naměřen traktoru značky CASE IH PUMA 160 CVX, který měl hodnotu 96,2 kW. Tomuto traktoru byla zároveň naměřena nejvyšší měrná spotřeba, jejíž hodnota činila 286 g.kWh⁻¹. Nejvyšší výkon byl naměřen traktoru VALTRA N 163 DIRECT, který měl hodnotu 116,4 kW. Tomuto traktoru byla naměřena měrná spotřeba 278 g.kWh⁻¹. Nejnižší měrnou spotřebu měl traktor CLAAS ARION 640, která byla 248 g.kWh⁻¹.

4.2 Hluk v pracovním prostoru obsluhy

Hluk má negativní účinek na lidský organismus. Výrobci traktorů se začali věnovat snižování hladiny hluku v kabinách traktorů. Člověk rozezná tři základní charakteristické veličiny zvuku. Tyto veličiny jsou: výška - určena frekvencí, barva - určena povahou kmitání, hlasitost - síla zvuku na sluchový orgán

Základní jednotka měření zvuku je decibel (dB). Tuto jednotu určuje vztah:

$$L = 10 \cdot \log \frac{p_a}{p_o} \quad [\text{dB}]$$

kde : p_a - akustický tlak (Pa)

p_o - referenční hodnota akustického tlaku ($p_o = 2 \cdot 10^{-5}$ Pa)

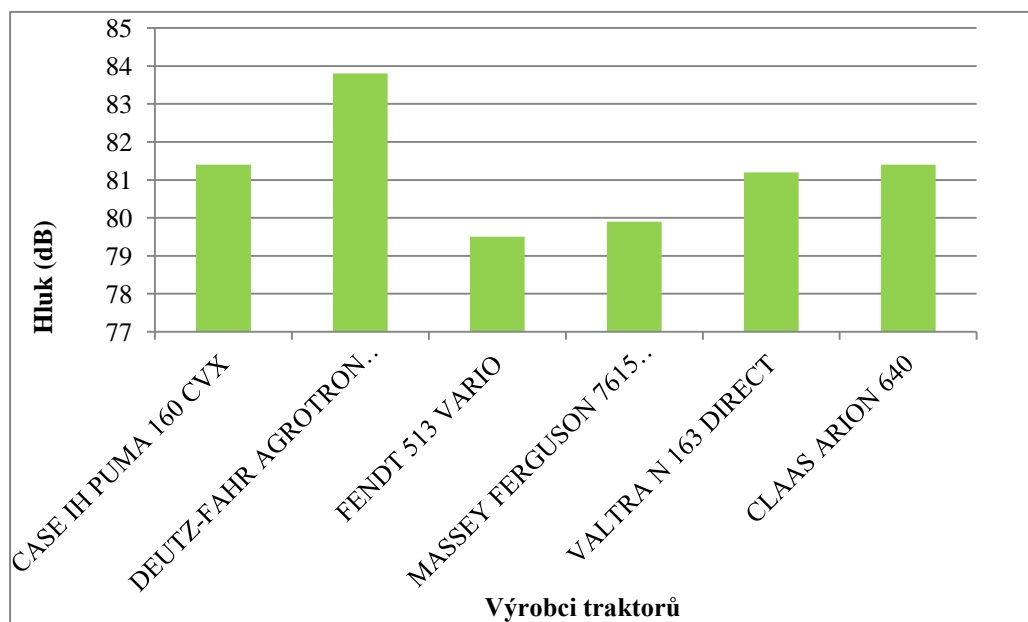


Obrázek 18 Měření hladiny akustického tlaku

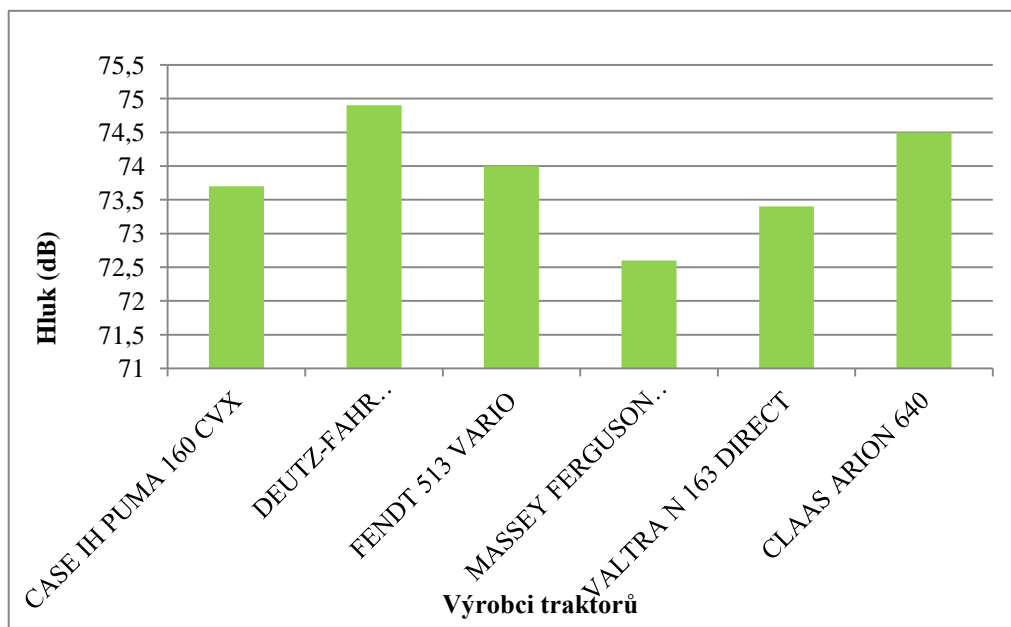
Měření škodlivosti hluku na obsluhu traktoru se provádí u traktoru, který není zatížený nářadím ani jiným příslušenstvím. Traktor musí mít plnou palivovou nádrž, minimální povolený stav provozních kapalin. Pneumatiky musí být nahuštěny dle doporučení výrobce traktoru. Provozní kapaliny musí mít provozní teplotu. Při měření hlučnosti nesmí být použita zařízení poháněná motorem. Hladina akustického tlaku je měřena při maximálních otáčkách motoru. (1)

Tabulka 3 Výsledky měření hluku při otevřeném nebo uzavřeném pracovním prostoru obsluhy (dlg-test)

Výrobce traktorů	P _{motoru} kW/PS	Hlučnost (dB)		
		Uzavřená kabina	Otevřená kabina	Váhový filtr
CASE IH PUMA 160 CVX	118/160	73,7	81,4	A
DEUTZ-FAHR AGROTRON M 625	120/163	74,9	83,8	A
FENDT 513 VARIO	110/150	74	79,5	A
MASSEY FERGUSON 7615 DYNA-4	110/150	72,6	79,9	A
VALTRA N 163 DIRECT	120/163	73,4	81,2	A
CLAAS ARION 640	110/150	74,5	81,4	A



Obrázek 19 Hluk při otevřeném pracovním prostoru obsluhy



Obrázek 20 Hluk při uzavřeném pracovním prostoru obsluhy

Na obr. 5 a 6 jsou znázorněny hodnoty stanovené měřením hluku při otevřeném nebo uzavřeném pracovním prostoru obsluhy. Nejnížší naměřené hodnoty při otevřeném pracovním prostoru byly naměřeny u traktoru FENDT 513 VARIO, které činili 79,5 dB. Nejvyšší hodnoty byly naměřeny traktoru DEUTZ-FAHR AGROTRON M 625, které byly 83,8 dB. Rozdíl těchto hodnot byl stanoven na 4,3 dB.

Při měření uzavřeného pracovního prostoru byly naměřeny nejvyšší hodnoty traktoru DEUTZ-FAHR AGROTRON M 625, které činili 74,9 dB. nejnižší hodnoty byly naměřeny traktoru MASSEY FERGUSON 7615 DYNA-4 a to 72,6 dB. Rozdíl těchto hodnot byl 2,3 dB. Při celkovém zhodnocení hluku v pracovním prostoru obsluhy byly nejvyšší hodnoty naměřeny traktoru DEUTZ-FAHR AGROTRON M 625.

4.3 Hydraulika traktorů

Hydraulické zařízení je součástí společné skříně s převodovkou a rozvodovkou, kde využívá společnou olejovou náplň. Motor pohání hydrogenerátor přes příslušné převody a vypínací zařízení. Hydrogenerátor ovládá tlakovým olejem píst hydromotoru. Při stanovení výkonu hydraulického zařízení traktoru jsme použili vtaž: (3),(1)

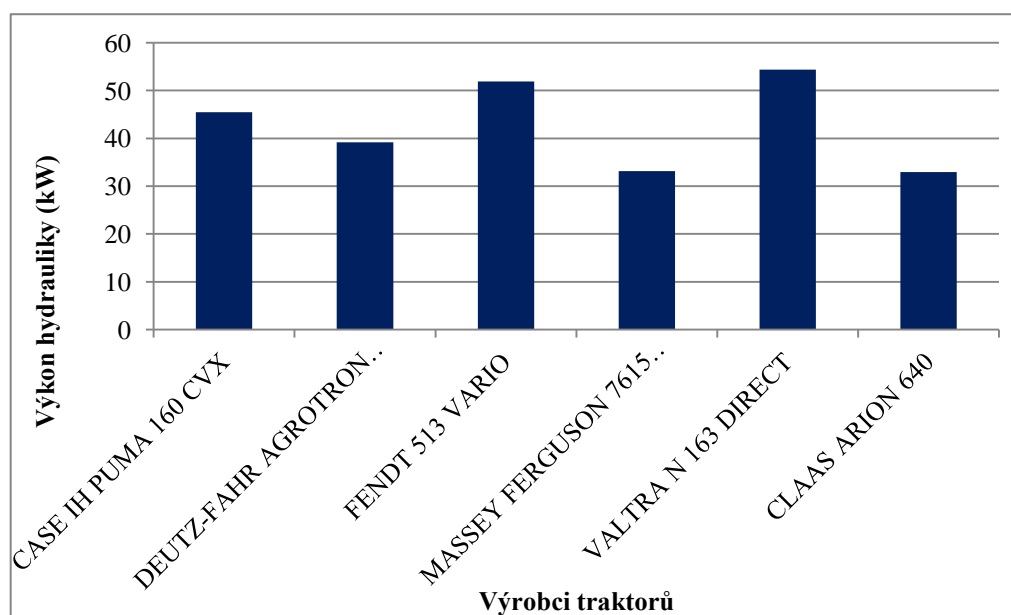
$$P_{\max} = Q_{\max} \cdot p \quad [\text{W}]$$

kde: Q_{\max} - průtok ($\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$)

p - tlak (Pa)

Tabulka 4 Výsledky měření hydrauliky traktorů (dlg-test)

Výrobce traktorů	P_{motoru} kW/PS	Hydraulika traktorů		
		Tlak (MPa)	Průtok ($\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$)	Výkon (kW)
CASE IH PUMA 160 CVX	118/160	19,6	0,00232	45,472
DEUTZ-FAHR AGROTRON M 625	120/163	19,7	0,00199	39,1636
FENDT 513 VARIO	110/150	19,7	0,00263	51,8701
MASSEY FERGUSON 7615 DYNA-4	110/150	19,0	0,00175	33,155
VALTRA N 163 DIRECT	120/163	20,0	0,00272	54,34
CLAAS ARION 640	110/150	18,5	0,00178	32,93



Obrázek 21 Výkon hydraulického zařízení traktoru

Na obr. 7 jsou znázorněny hodnoty stanovené výpočtem výkonu hydraulického zařízení traktorů. Nejvyššího výkonu hydraulického zařízení dosáhl traktor značky VALTRA N 163 DIRECT, který činil 54,34 kW. Nejnižší hodnota byla zjištěna u traktoru CLAAS ARION 640 a to 32,93 kW. Rozdíl hodnot činil 21,41 kW.

4.4 Tahový výkon

Traktor je určen především pro tahové práce. Proto posuzujeme jeho tahové vlastnosti. U posuzování tahových vlastností traktoru pracujeme s parametry jako tahová síla, měrná tahová spotřeba paliva, prokluz kol a především výkon. Při práci traktoru je důležité přenést výkon motoru na užitečný výkon tzv. tahový výkon. (1)

$$P_t = F_t \cdot v \quad [W]$$

kde : v - jezdová rychlost traktoru ($m \cdot s^{-1}$)

F_t - tahová síla (N)

Tabulka 5 Výsledky měření tahového výkonu při jmenovitých otáčkách motoru (dlg-test)

Výrobce traktorů	P_{motoru} kW/PS	Tahový výkon při jmenovitých otáčkách	
		Výkon (KW)	Měrná tahová spotřeba ($g \cdot kWh^{-1}$)
CASE IH PUMA 160 CVX	118/160	82,7	303
DEUTZ-FAHR AGROTRON M 625	120/163	92,2	290
FENDT 513 VARIO	110/150	85	301
MASSEY FERGUSON 7615 DYNA-4	110/150	90,4	287
VALTRA N 163 DIRECT	120/163	79,1	316
CLAAS ARION 640	110/150	98,1	282

Tabulka 6 Technické parametry traktorů (dlg-test)

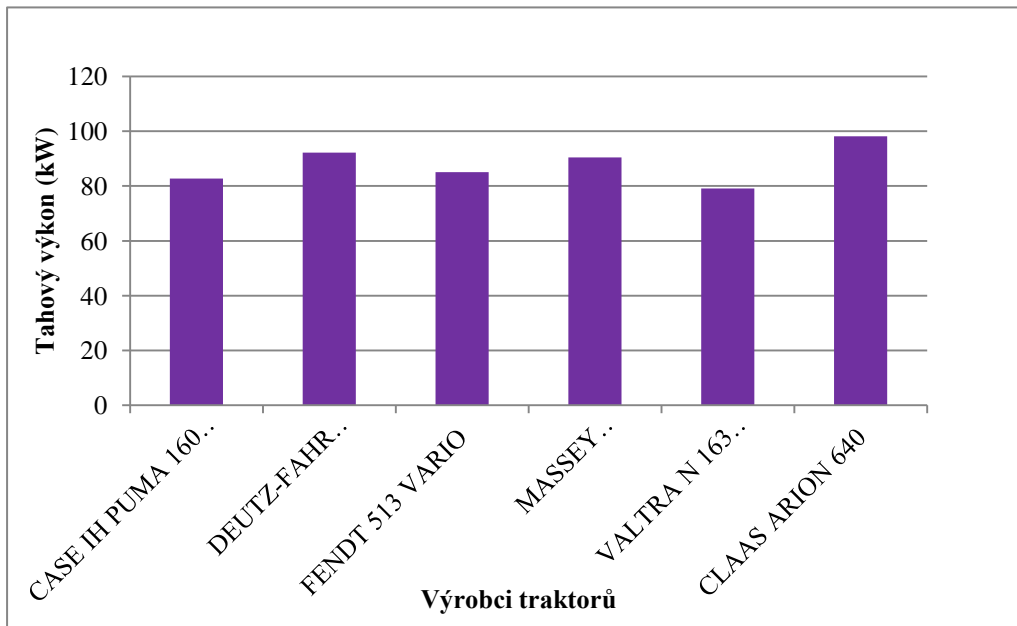
Výrobce traktorů	Hmotnost traktorů (kg)				
	Přední náprava	Zadní náprava	Celková hmotnost	Užitečné zatížení	Maximální přípustná hmotnost
CASE IH PUMA 160 CVX	3060	4490	7550	3950	11500
DEUTZ-FAHR AGROTRON M 625	2750	3945	6695	2300	9000
FENDT 513 VARIO	2490	3910	6400	4100	10500
MASSEY FERGUSON 7615 DYNA-4	3050	3630	6680	2570	9250
VALTRA N 163 DIRECT	2900	3810	6710	4290	11000
CLAAS ARION 640	3160	4035	7195	3805	11000

Tabulka 7 Rozměry pneumatik traktorů (dlg-test)

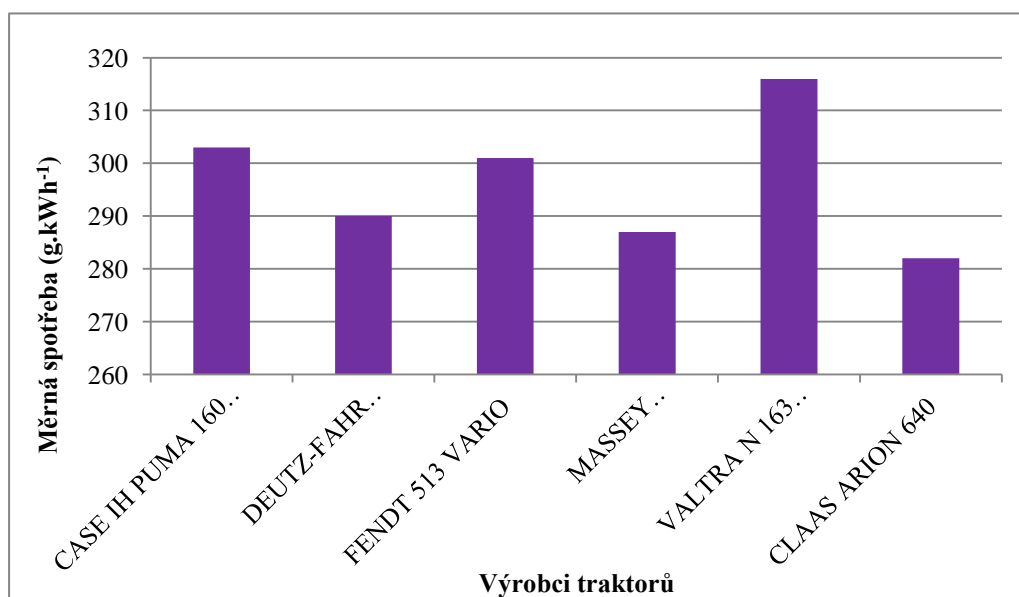
Výrobce traktorů	Rozměry pneumatik	
	Přední	Zadní
CASE IH PUMA 160 CVX	540/65 R30	650/65 R42
DEUTZ-FAHR AGROTRON M 625	540/65 R28	650/65 R38
FENDT 513 VARIO	540/65 R28	650/65 R38
MASSEY FERGUSON 7615 DYNA-4	540/65 R28	650/65 R38
VALTRA N 163 DIRECT	540/65 R28	650/65 R38
CLAAS ARION 640	540/65 R28	650/65 R38

Tabulka 8 Výkonová hmotnost traktorů (dlg-test)

Výrobce traktorů	Výkonová hmotnost (kg.kW ⁻¹)
CASE IH PUMA 160 CVX	54
DEUTZ-FAHR AGROTRON M 625	56
FENDT 513 VARIO	53
MASSEY FERGUSON 7615 DYNA-4	61
VALTRA N 163 DIRECT	57
CLAAS ARION 640	65



Obrázek 22 Tahový výkon při jmenovitých otáčkách motoru



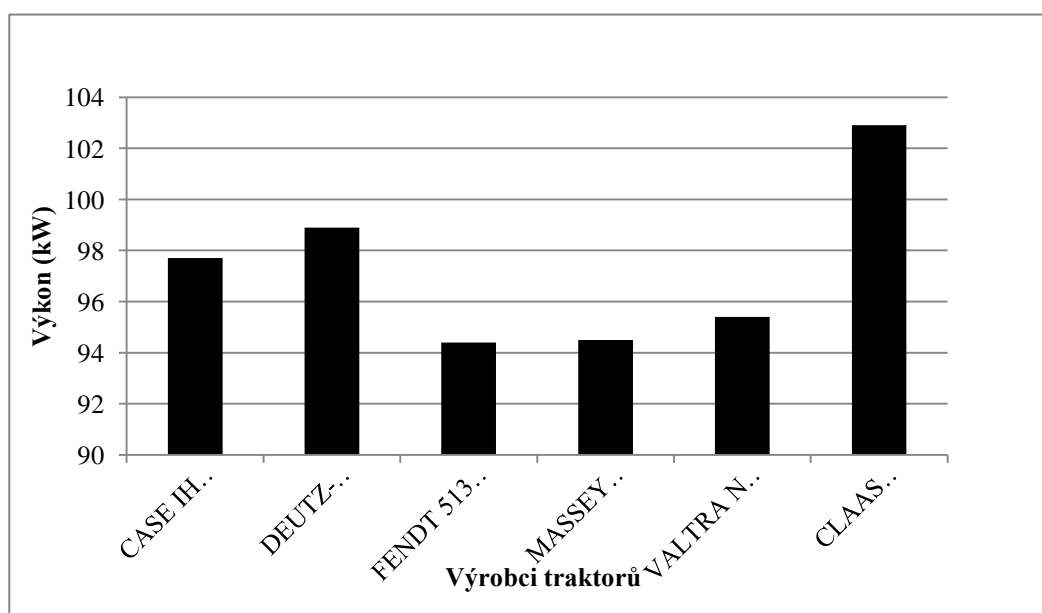
Obrázek 23 Měrná spotřeba tahového výkonu při jmenovitých otáčkách

Na obr. 8 a 9 jsou znázorněny hodnoty stanovené měřením tahového výkonu a měrné tahové spotřeby při jmenovitých otáčkách motoru. U porovnání parametrů tahového výkonu musíme akceptovat hmotnost traktorů, rozměry pneumatik, prokluz kol popřípadě další parametry v závislosti na tahové síle (F_t).

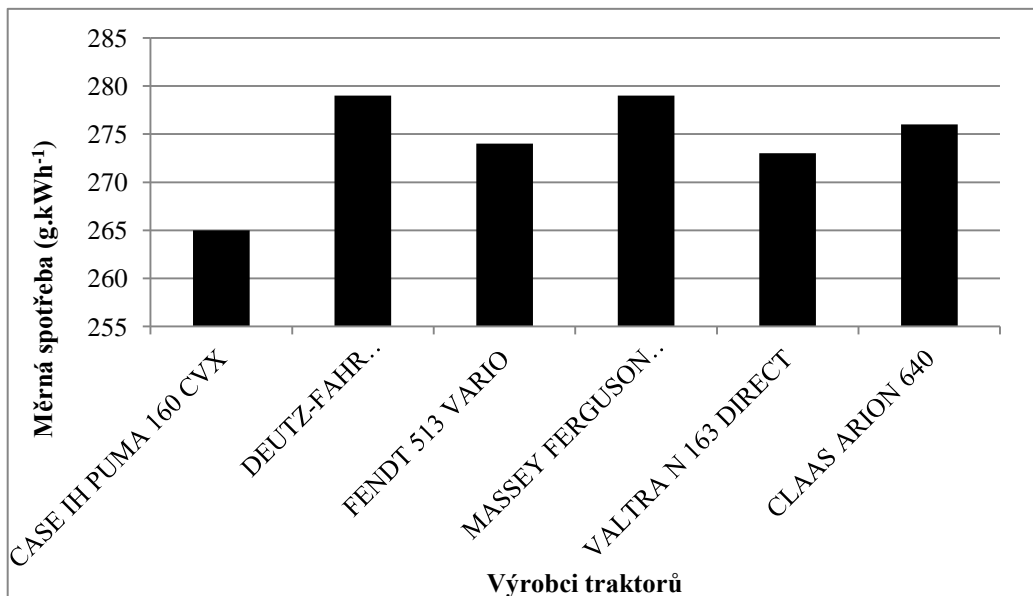
Nejnižší tahový výkon, který byl naměřen traktoru VALTRA N 163 DIRECT činil 79,1 kW. Tomuto traktoru byla zároveň naměřena nejvyšší měrná tahová spotřeba, jejíž hodnota byla 360 g.kWh⁻¹. Nejvyšší tahový výkon byl naměřen traktoru CLAAS ARI-ON 640, který činil 98,1 kW. Tomuto traktoru byla zároveň naměřena nejnižší tahová spotřeba, jejíž hodnota byla 282 g.kWh⁻¹.

Tabulka 9 Výsledky měření maximálního tahového výkonu (dlg-test)

		Maximální tahový výkon		
Výrobce traktorů	P _{motoru} kW/PS	Výkon (kW)	otáčky (min ⁻¹)	Měrná spotřeba (g.kWh ⁻¹)
CASE IH PUMA 160 CVX	118/160	97,7	1800	265
DEUTZ-FAHR AGROTRON M 625	120/163	98,9	1950	279
FENDT 513 VARIO	110/150	94,4	1800	274
MASSEY FERGUSON 7615 DYNA-4	110/150	94,5	2000	279
VALTRA N 163 DIRECT	120/163	95,4	1800	273
CLAAS ARION 640	110/150	102,9	1800	276



Obrázek 24 Maximální tahový výkon traktoru



Obrázek 25 Měrná spotřeba při maximálním tahovém výkonu

Na obr. 10 a 11 jsou znázorněny hodnoty stanovené měřením maximálního tahového výkonu a měrné tahové spotřeby při maximálním tahovém výkonu. Nejnižší maximální tahový výkon byl naměřen traktoru značky FENDT 513 VARIO, který činil 94,4 kW při 1950 min⁻¹ motoru. Nejvyšší maximální tahový výkon byl naměřen traktoru CLAAS ARION 640, který činil 102,9 kW při 1800 min⁻¹ motoru.

Nejvyšší naměřenou měrnou tahovou spotřebu při maximálním tahovém výkonu měly traktory DEUTZ-FAHR AGROTRON M 625 a MASSEY FERGUSON 7615 DYNA-4, která měla hodnotu 279 g.kWh⁻¹. Nejnižší tahovou měrnou spotřebu měl traktor CASE IH PUMA 160 CVX, která měla hodnotu 265 g.kWh⁻¹. Při celkovém vyhodnocení měl nejlepší hodnoty traktor CLAAS ARION 640.

5 ZÁVĚR

Cílem bakalářské práce bylo seznámení se současným trendem v konstrukci traktorů, porovnání jednotlivých parametrů ve výkonnostní třídě od 100 do 120 kW. Parametry byly naměřeny a dopočítány v německém testovacím centru DLG. Do těchto parametrů jsem zahrnul výkon, měrnou spotřebu, hlučnost v pracovním prostoru obsluhy, výkon hydraulického zařízení, tahový výkon a maximální tahový výkon. Otáčky motoru u jednotlivých měření byly stanoveny testovacím centrem.

Prvními měřenými parametry byly výkon motoru a měrná spotřeba. Byly provedeny dvě měření a to při 1800 min^{-1} a při jmenovitých otáčkách. V měření při 1800 otáčkách motoru byl nejlépe hodnocen traktor CLAAS ARION 640. Tento stroj měl největší výkon a zároveň nejmenší měrnou spotřebu. V měření při jmenovitých otáčkách byl naměřen největší výkon traktoru VALTRA N 163 DIRECT. Nejnižší měrnou spotřebu měl traktor CLAAS ARION 640. Dalším měřeným parametrem byl hluk. Při otevřeném pracovním prostoru obsluhy byla nejmenší hlučnost naměřena traktoru FENDT 513 VARIO. Při uzavřeném pracovním prostoru měl nejlepší parametry MASSEY FERGUSON 7615 DYNA-4.

U hydrauliky traktoru se měřil průtok a tlak. Z těchto parametrů jsme vypočítal výkon hydrauliky. Největší vypočítaný výkon měl traktor VALTRA N 163 DIRECT. Největší tahový výkon byl naměřen traktoru CLAAS ARION 640. Tento traktor měl zároveň nejnižší měrnou tahovou spotřebu. U maximálního tahového výkonu byly nejvyšší parametry naměřeny traktoru CLASS ARION 640. Nejmenší měrnou tahovou spotřebu měl traktor CASE IH PUMA 160 CVX.

Při celkovém vyhodnocení naměřených parametrů byl nejlépe hodnocen traktor značky CLAAS ARION 640. Traktor měl nejnižší měrné spotřeby, nejvyšší výkon motoru, tahový výkon a maximální tahový výkon.

POUŽITÁ LITERATURA

- (1) Bauer F. a kol.: *Traktory a jejich využití*, Nakladatelství Profi Press s. r. o., Praha 2013, ISBN 80-86726-52-6
- (2) Semetko J. a kol.: *Mobilné energetické prostriedky*, Nakladatelství Priroda, Bratislava 1986
- (3) Kulhánek J.: *Traktory*, Státní zemědělské nakladatelství, Praha 1976
- (4) <http://cs.autolexicon.net/articles/emisni-norma-euro/>
- (5) <http://www.stromzapad.cz/>
- (6) <http://www.DLG-test.de/>
- (7) Šťastný M.: *Nové trendy v zemědělské technice*, (Část 1 - Mechanizace rostlinné výroby) Praha 1997, ISBN 80-86153-32-0
- (8) Šmerda T., Čupera J., Bauer F., Sedlák P.: *časopis Mechanizace zemědělství* 2008 č. 7 ISSN 1210-3926
- (9) Dvořák F.: *Traktory nových konstrukcí*, Praha 1997, ISBN 80-85153-35-5

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obrázek 1 Složení výfukových plynů vznětového motoru v %	13
Obrázek 2 EGR ventil pro vznětové motory	17
Obrázek 3 Filtr pevných částic	17
Obrázek 4 Schéma oxidačního katalyzátoru a chemické reakce	18
Obrázek 5 Motor s SCR katalyzátorem	18
Obrázek 6 Princip činnosti vstřikovacího systému Common Rail	19
Obrázek 7 Vstřikovač Common Rail s elektromagnetickým ventilem	20
Obrázek 8 Převodovka Shuttle Command 12/12.....	21
Obrázek 9 Převodovka AutoQuad 20/20	22
Obrázek 10 Schéma dvoustupňového planetového násobiče	23
Obrázek 11 Převodovka Steiger 16/4	24
Obrázek 12 Schéma diferenciální hydrostatické převodovky	25
Obrázek 13 Regulační hydraulika traktorů	26
Obrázek 14 Výkon motoru při 1800 min ⁻¹ motoru	30

Obrázek 15 Měrná spotřeba při 1800 min ⁻¹ motoru	30
Obrázek 16 Výkon motoru při jmenovitých otáčkách motoru	31
Obrázek 17 Měrná spotřeba při jmenovitých otáčkách motoru.....	31
Obrázek 18 Měření hladiny akustického tlaku	32
Obrázek 19 Hluk při otevřeném pracovním prostoru obsluhy	33
Obrázek 20 Hluk při uzavřeném pracovním prostoru obsluhy.....	34
Obrázek 21 Výkon hydraulického zařízení traktoru.....	35
Obrázek 22 Tahový výkon při jmenovitých otáčkách motoru	38
Obrázek 23 Měrná spotřeba tahového výkonu při jmenovitých otáčkách.....	38
Obrázek 24 Maximální tahový výkon traktoru.....	39
Obrázek 25 Měrná spotřeba při maximálním tahovém výkonu	40

SEZNAM TABULEK

Tabulka 1 Výsledky měření výkonu motoru při určených otáčkách motoru (dlg-test)..	29
Tabulka 2 Výsledky měření měrné spotřeby paliva při určených otáčkách motoru (dlg-test).....	30
Tabulka 3 Výsledky měření hluku při otevřeném nebo uzavřeném pracovním prostoru obsluhy (dlg-test)	33
Tabulka 4 Výsledky měření hydrauliky traktorů (dlg-test)	35
Tabulka 5 Výsledky měření tahového výkonu při jmenovitých otáčkách motoru (dlg-test).....	36
Tabulka 6 Technické parametry traktorů (dlg-test)	37
Tabulka 7 Rozměry pneumatik traktorů (dlg-test)	37
Tabulka 8 Výkonová hmotnost traktorů (dlg-test)	37
Tabulka 9 Výsledky měření maximálního tahového výkonu (dlg-test)	39