

JIHOČESKÁ UNIVERZITA V ČESKÝCH BUDĚJOVICÍCH

ZEMĚDĚLSKÁ FAKULTA

AKADEMICKÝ ROK: 2017/2018

Studijní program: N4101 Zemědělské inženýrství

Studijní obor: Zemědělská a dopravní technika

Katedra: Zemědělské, dopravní a manipulační techniky

Vedoucí katedry: doc. RNDr. Petr Bartoš, Ph.D.

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Stanovení poloměru otáčení u traktorů

New Holland T9, Case Quadtrac

a John Deere 9RX pro potřeby

počítačových modelů

Vedoucí diplomové práce:

doc. RNDr. Petr Bartoš, Ph.D.

Konzultant diplomové práce:

Ing. Martin Filip

Autor diplomové práce:

Bc. Jan Domša

České Budějovice, 2017

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE
(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Jan DOMŠA**
Osobní číslo: **Z16266**
Studijní program: **N4101 Zemědělské inženýrství**
Studijní obor: **Zemědělská a dopravní technika**
Název tématu: **Stanovení poloměru otáčení u traktorů New Holand T9, Case Quadtrac a John Deere 9RX pro potřeby počítačových modelů**
Zadávací katedra: **Katedra zemědělské dopravní a manipulační techniky**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Cíl práce:

Student v diplomové práci stanoví poloměry otáčení u vybraných strojů New Holand T9, Case Quadtrac a John Deere 9RX měřené na odlišných typech povrchů a při různých jezdových rychlostech.

Struktura hlavní části práce bude následující:

1. Stručný úvod do problematiky
2. Úvod do trakční teorie
3. Popis metodiky pokusů
4. Výsledky terénních měření
5. Diskuse
6. Závěr

Součástí práce může být soubor fotografií či video dokumentace, který bude přiložen na datovém nosiči. Umožní-li to charakter získaných dat, pokusí se student výsledky opublikovat.

Rozsah grafických prací: **obrázky, fotografie, grafy - dle potřeby**

Rozsah pracovní zprávy: **40 - 50 stran**

Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**

Seznam odborné literatury:

ČSN 30 0552: Zjišťování stopových a obrysových průměrů zatáčení a průjezdnosti kruhovým obloukem silničních vozidel pro motorovou dopravu
Praha: Vydavatelství Úřadu pro normalizaci a měření, 1970. 12 s.
GREČENKO, Alexandr. Trakční teorie pro kolová vozidla v terénu. 1992. 53 s.
BAUER, František a kol. Traktory. 1. vyd. V Brně: Mendelova zemědělská a lesnická univerzita, 2006. 192 s. ISBN 80-86726-15-0.
PASTOREK, Zdeněk a kol. Zemědělská technika dnes a zítra: rádce při výběru a efektivním využívání zemědělských strojů a technologií. [Praha]: Martin Sedláček, 2002. 144 s. ISBN 80-902413-4-4.
KUMHÁLA, František a kol. Zemědělská technika: stroje a technologie pro rostlinnou výrobu. Vyd. 1. V Praze: Česká zemědělská univerzita, 2007. 426 s. ISBN 978-80-213-1701-7.
DÖRFLINGER, Michael. 1000 zemědělských strojů. 1. vyd. [Praha]: Knižní klub, 2009. 336 s. ISBN 978-80-242-2461-9.
BAUER, František a kol. Traktory a jejich využití. 2. vyd. [Praha]: Profi Press, 2013. 224 s. ISBN 978-80-86726-52-6.
PASTOREK, Zdeněk a kol. Traktory. Praha: František Savov - Agrospoj, 2001. 356 s.
materiály přístupné přes databáze (např. Web of Knowledge, ScienceDirect atp.)
propagační materiály prodejců zemědělské techniky
internet

Vedoucí diplomové práce: **doc. RNDr. Petr Bartoš, Ph.D.**

Katedra zemědělské dopravní a manipulační techniky

Konzultant diplomové práce: **Ing. Martin Filip**


Katedra zemědělské dopravní a manipulační techniky

Datum zadání diplomové práce: **31. ledna 2017**

Termín odevzdání diplomové práce: **30. dubna 2018**


prof. Ing. Miloslav Šoch, CSc., dr. h. c.
děkan


JIHOČESKÁ UNIVERZITA
V ČESKÝCH BUDĚJOVICÍCH
ZEMĚDĚLSKÁ FAKULTA
studijní oddělení
Studentůvák 1808, 370 06 České Budějovice


doc. RNDr. Petr Bartoš, Ph.D.
vedoucí katedry

V Českých Budějovicích dne 13. března 2017

Poděkování

Chtěl bych poděkovat vedoucímu mé diplomové práce panu doc. RNDr. Petru Bartošovi, Ph.D., a Ing. Martinovi Filipovi za odborné vedení, cenné rady a připomínky, které mi danou práci pomohly realizovat.

Prohlašuji, že v souladu s § 47 b zákona č. 111/1998 Sb. v platném znění souhlasím se zveřejněním své diplomové práce, a to v nezkrácené podobě elektronickou cestou ve veřejně přístupné části databáze STAG provozované Jihočeskou univerzitou v Českých Budějovicích na jejích internetových stránkách, a to se zachováním mého autorského práva k odevzdanému textu této kvalifikační práce. Souhlasím dále s tím, aby toutéž elektronickou cestou byly v souladu s uvedeným ustanovením zákona č. 111/1998 Sb. zveřejněny posudky školitele a oponentů práce i záznam o průběhu a výsledku obhajoby kvalifikační práce. Rovněž souhlasím s porovnáním textu mé kvalifikační práce s databází kvalifikačních prací Theses.cz provozovanou Národním registrem vysokoškolských kvalifikačních prací a systémem na odhalování plagiátů.

V Českých Budějovicích dne.....

.....

Podpis studenta

Abstrakt

Diplomová práce se zabývá stanovením poloměru otáčení u vybraných kloubových traktorů. Popisuje využití a konstrukční sestavení traktorů a jejich části. První část se zabývá problematikou traktorů a druhá je zaměřena na porovnání poloměru otáčení u třech typů kloubových traktorů v provozu zemědělské prvovýroby.

Klíčová slova:

Poloměr otáčení, traktor, konstrukce

Abstract

This diploma thesis deals with the determination of the radius of rotation in selected articulated tractors. Describes the use and construction of tractors and their parts. The first part deals with the problems of tractors and the second is aimed at comparing the turning radius of three types of articulated tractors in the operation of agricultural primary production.

Keywords:

Rotating radius, tractor, construction

Obsah

Úvod.....	8
1 Stručný úvod do problematiky	9
1.1 Význam traktorů a jejich využití	9
1.2 Historie a vývoj traktorů.....	10
1.3 Rozdělení vozidel	11
1.3.1 Vozidla podle oblasti použití	12
1.4 Rozdělení traktorů	13
2 Úvod do trakční teorie.....	15
2.1 Vymezení pojmů	15
2.2 Terén.....	20
2.3 Vytváření stopy	20
3 Konstrukce podvozků traktorů.....	21
3.1 Podvozky a jeho uspořádání.....	21
3.1.1 Odpružení.....	23
3.1.2 Nápravy.....	24
3.1.3 Pneumatiky.....	24
3.1.4 Pásový podvozek.....	26
3.1.5 Polopásový podvozek	28
3.2 Brzdy	30
3.2.1 Konstrukce brzd traktoru.....	32
3.2.2 Elektronické systémy brzdové soustavy	33
3.3 Řízení.....	34
3.3.1 Řízení kolových traktorů.....	34
3.3.2 Řízení pásových traktorů.....	36
4 Cíl práce	38
5 Metodika práce.....	39

5.1	Charakteristika měřených traktorů	41
5.1.1	John Deere 9620RX	41
5.1.2	CaseIH Quadtrac 620	42
5.1.3	NewHolland T9	43
6	Výsledková část	44
6.1	Přehled naměřených hodnot	44
6.1.1	Strniště (podmítka) – CaseIH Quadtrac 620	44
6.1.2	Hlína – CaseIH Quadtrac 620	45
6.1.3	Hlína – John Deere 9620 RX	47
6.1.4	Strniště (podmítka) – John Deere 9620 RX	48
6.1.5	Hlína – New Holland	49
6.1.6	Strniště (podmítka) – New Holland	50
6.2	Výsledky měření.....	52
7	Vyhodnocení a diskuse	53
	Závěr	57
	Použitá literatura	58
	Seznam obrázků	60
	Seznam tabulek	61
	Seznam grafů.....	61

Úvod

Tato diplomová práce hodnotí a porovnává tři konkurenční značky kloubových traktorů na vybraných površích, kde byla možnost u každého traktoru naměřit jejich poloměr otáčení a následně určit který z nich je nejefektivnější při obracení celé soupravy na souvrati pole. Téma práce bylo vybráno z důvodu zjištění poloměru otáčení u kloubových traktorů. V současné době se řeší zvýšení utužení půdy a tím dochází ke špatné propustnosti vody do půdy. Jak je známo, tak pásové traktory mají vlastní váhu rozloženou mnohem rovnoměrněji na každý pás a tím dochází k menšímu tlaku na půdu. Pásky jsou používány převážně u traktorů vyšší výkonové řady. Přenos sil u pásových traktorů je efektivnější než u kolových. Důvodem jsou větší kontaktní plochy pásu s povrchem.

Konkurenční tlak na výrobce traktorů je natolik veliký, že se předhánějí v kvalitě a výbavě jednotlivých strojů. Každý výrobce si udává vlastní parametry a snaží se nalákat potencionálního zákazníka. Kvůli těmto marketingovým tahům byly v práci přiblíženy klady a zápory v provozu prvovýroby u jednotlivých značek.

Nedílnou a nezbytnou součástí zemědělství je doprava. Potřeba transportu zemědělských komodit z pole do skladu či přímo k odběrateli provází farmáře i zemědělské podniky od nepaměti. V minulosti používané přívěsy tažené zvířecí silou postupně nahradila dopravní technika poháněná nejprve parním strojem a později spalovacím motorem. V současnosti je spalovací motor nejvíce využíván.

Traktor je již desítky let hlavním strojem využívaným v zemědělství, ale i lesnictví a komunálním sektoru. Nejčastěji jsou traktory využívány v agregaci s pracovními stroji k provádění různých agrotechnických operací na poli. Neméně důležité je i využití traktorů s přívěsy nebo návěsy v zemědělské dopravě [4].

1 Stručný úvod do problematiky

1.1 Význam traktorů a jejich využití

Zemědělství je hlavním výrobcem významných komodit pro obživu obyvatel, na kterých se podílí rostlinná a živočišná produkce. Traktory jsou zemědělské stroje, které v agregaci se zemědělskou technikou zabezpečují jednotlivé agrotechnické operace rostlinné výroby. Traktory jsou také nedílnou součástí dopravy. Potřeba transportu zemědělských komodit z pole do skladu či přímo k odběrateli provází farmáře i zemědělské podniky od nepaměti.

Traktory mají v současné moderní době technické vybavení (elektrohydraulické ovládání, odpružení kabiny, pohon všech kol a další). Ovládání těchto jednotlivých funkcí přineslo vysoký komfort pro obsluhu, ale i účelnost spojenou s reálnou možností snížit ekonomické náklady. Mechanizace ve spojení s elektronikou klade i vyšší nároky na odbornost pracovníků, kteří stroje obsluhují a zabezpečují i jejich provoz [5].

Traktory jsou motorová vozidla vybavená koly nebo pásy. Jsou používány především k tažení přívěsů a návěsů s různými břemeny, k nesení, tlačení a pohonu rozmanité zemědělské mechanizace. Traktory jsou využívány i v komunálním a lesním sektoru. Z hlediska použití se traktory vzájemně liší konstrukcí. Na zadní části traktoru, je z pravidla tříbodové hydraulické zařízení, na které se upíná nářadí, také tam nalezneme vývodový hřídel k přenosu točivého momentu. Traktory s vyšší výbavou mohou mít i přední vývodový hřídel s tříbodovým závěsem [5].

Užité vlastnosti strojů mohou být:

- Bezpečnost obsluhy a provozu (srozumitelnost návodu k obsluze)
- Energetická náročnost provozu (spotřeba pohonných hmot, servis)
- Ekologie provozu (emise, únik provozních hmot)
- Spolehlivost a životnost stroje a jeho součástí (nízká četnost poruch)
- Technické přednosti stroje (výkon motoru, konstantní otáčky při zatížení)
- Úroveň ovládání stroje (vynaložení fyzické síly na ovládání, ergonomie)
- Kvalita odvedené práce (soulad s očekáváním uživatele)

- Nenáročná údržba (složitost a četnost úkonů při údržbě)
- Estetický vzhled stroje (design, barvy, odlišnost od ostatních strojů)
- Náklady na zakoupení (konečná cena)
- Snadná likvidace stroje (po ukončení předpokládané životnosti)
- Ostatní vlivy (tradice značky, výsledky testů v odborných časopisech, předváděcí akce, podpora prodeje osobním jednáním zástupců firmy, módní trendy, doporučení ze strany odborníků apod.) [17].

1.2 Historie a vývoj traktorů

V prvopočátku lidé používali motyčky a jiné nástroje pro obdělávání záhonů, až později se začala používat tažná síla zvířat jako například koní, volů a oslů. Koncem devatenáctého století zvířecí síla byla téměř nahrazena za sílu parních strojů. Objevily se první parní žací stroje a lisovací stroje, které zasáhly revolučním způsobem do prací v zemědělství na venkově. Tyto stroje byly převážně stacionární. Po krátké době byly stroje opatřeny vlastním pohonem, koly a pásy.

První vozidlo se spalovacím motorem zkonstruoval John Froelich v USA roku 1892. Z Froelichovy společnosti Waterloo Gasoline Traction Engine Company se později stala firma John Deere Tractor Company – což je jeden z největších výrobců traktorů v současné době. Motory se postupně zlepšovaly a traktor byl častěji používán v zemědělství.

Během první světové války bylo v zemědělství málo pracovních sil a i díky tomu se zvýšila poptávka po zemědělských strojích. Henry Ford byl slavný výrobce automobilů, ale také se zaměřil na výrobu prvního traktoru Fordson, který byl dostupný i pro střední vrstvu farmářů. V praxi byl využit od roku 1917 a pomohl zajistit potravu pro mnoho lidí a zvýšil úroveň života [4].

Od roku 1930 se na amerických farmách používalo kolem milionu traktorů. Podobné stroje se začaly používat v celé Evropě a komunistickém Rusku. Postupem času docházelo k vylepšování traktorů. Úspěšný model Case DD je v té době opatřen pouze třemi koly namísto čtyř. Tato úprava umožňovala snazší ošetřování půdy v řádcích. Díky přizpůsobení pro farmáře mohl převzít úlohu univerzálního stroje

v zemědělství. Poté se začaly objevovat gumové pneumatiky, které umožňovaly farmářům plynulejší jízdu a zvýšení komfortu [4].

Během druhé světové války se některé společnosti podílely na výrobě strojních součástek pro válečné stroje. Díky tomu se později zemědělské odvětví rozvíjelo a zdokonalovalo. Byly zavedeny elektronické součástky pro zapalování, osvětlení a zdokonalila se i převodovka. Objevily se posilovače řízení a plno dalších moderních prvků. Později se traktory začaly osazovat turbodieselovými motory místo zastaralých benzinových.

Dnešní moderní stroje jsou výrazně zdokonalené a využívají celou řadu nejrůznějších přístrojů a zařízení. Většinu funkcí řídí počítač. Pro vyšší komfort obsluhy při jízdě slouží odpružená přední náprava a pneumatické zavěšení kabiny. Moderní kabiny mohou disponovat klimatizací, elektricky nastavitelnými zrcátky, rádiem a dalšími přístroji. Traktory kdysi změnilы povahu samotného zemědělství, nyní jsou základním prvkem v nikdy nekončícím boji získávání potravin pro celý svět [4].

1.3 Rozdělení vozidel

Vozidla rozdělujeme do několika skupin podle účelu použití.

- Terénní vozidlo
- Použití v dopravě a přepravě
- Vojenské k obraně státu
- Sportovní k závodům

Terénní vozidla jsou převážně přizpůsobena těžkým podmínkám, proto jsou z převodována na pomalejší rychlosti kolem 30 km.h⁻¹ a některá jsou i omezena v jízdě po pozemních komunikacích. Vozidla pro dopravu a vojenská jsou schopna jezdit převážně po silnicích a dosahují 80 km.h⁻¹ a víc. Jsou to běžná silniční vozidla, ale i terénem dokáží projet, je-li povrch příhodný a poměrně v suchém stavu [12].

Dalším porovnáním a vylepšením terénních vozidel oproti silničním je:

- Vyšší světlá výška, nájezdový úhel
- Větší rozsah převodových stupňů
- Pohon všech kol
- Uzávěrky diferenciálu a svornosti

- Speciální pneumatiky pro jízdu terénem
- U speciálních vozidel i zařízení k centrálnímu nastavení tlaku v pneumatikách [12].

1.3.1 Vozidla podle oblasti použití

A) V zemědělství

Nejčastější jsou traktory, samojízdné a tažené stroje, automobily. Traktory jsou rozděleny do několika výkonových tříd a mají i varianty pro chmelnice a vinice. Traktory se používají jako nosiče nářadí s přípojným prostorem vzadu, ale u vyšší výbavy i vpředu k nesení a pohonu přípojných zařízení [12].

Za samojízdné stroje považujeme převážně sklízecí mlátičky a řezačky pro plošné a řádkové plodiny. Samojízdné speciální stroje mohou být sklízecí okopanin, zeleniny, technických plodin a samochody na ochranu rostlin. Neobvyklou kategorií jsou třístopá vozidla.

V zemědělství se používají i nákladní automobily pro dopravu a odvoz komodit. Nevýhoda automobilů je nadměrné utužování půdy. Auta a traktory s přípojnými vozidly mívají různé výměnné nástavby, pro přepravu tekutiny a pevných hmot [12].

B) V lesnictví

Jsou to traktory se speciální lesnickou úpravou s přípojnými vozidly, které používají naviják se štítem k přibližování stromů a předním čelním nakladačem a přední drapáku ke stohování a nakládce dřeva.

C) Ve stavebnictví

Používají se skrejpry pro plošnou těžbu a přepravu zeminy, rypadla, dampy pro zeminy od rypadel, dozery k odstranění svrchní zeminy, dokončovací stroje. Válce pro zhutnění povrchu, automobilové míchače betonu. Stavební jeřáby

D) Ve vojenství

Bojová (tanky, pandury atd.), dopravní, ženijní nebo spojovací vozidla

E) Sportovní

Dvoustopá a jednostopá vozidla pro silniční a terénní vozidla [12].

1.4 Rozdělení traktorů

Dle zákona 341/2002 Sb. VYHLÁŠKA Ministerstva dopravy a spojů o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích patří traktor do kategorie T a je charakterizován takto: Motorová vozidla vybavená koly nebo pásy, jejichž hlavní funkcí je tažná síla a která jsou zvláště konstruována pro tažení, tlačení, nesení nebo pohon určitého nářadí, strojů nebo přípojných vozidel, určených pro užití zejména v zemědělství nebo lesnictví. Mohou být vybavena pro přepravu nákladu a osob [18].

Traktory se dále dělí:

- T1 – traktory s maximální konstrukční rychlostí nepřevyšující 40 km.h^{-1} , nejméně jednou nápravou a s minimálním rozchodem větším než $1\,150 \text{ mm}$, s nenaloženou hmotností v provozním stavu větší než 600 kg a se světlou výškou nad vozovkou menší než $1\,000 \text{ mm}$.
- T2 – traktory s maximální konstrukční rychlostí nepřevyšující 40 km.h^{-1} s minimálním rozchodem menším než $1\,150 \text{ mm}$, s nenaloženou hmotností v provozním stavu větší než 600 kg a se světlou výškou nad vozovkou menší než 600 mm . Pokud je však výška těžiště traktoru podle ČSN ISO 789-6 (30 0446), měřeno vůči vozovce, dělená střední hodnotou minimálního rozchodu všech náprav větší než $0,90$, je maximální konstrukční rychlost omezena na 30 km.h^{-1} [18].
- T3 – traktory s maximální konstrukční rychlostí nepřevyšující 40 km.h^{-1} a nenaloženou hmotností v provozním stavu menší než 600 kg .
- T4 – ostatní traktory s maximální konstrukční rychlostí nepřevyšující 40 km.h^{-1}
- T4.1 – traktory s vysokou světlou výškou. Traktory konstruované pro práci s vysokými plodinami, např. s vínem. Jejich znakem je zvýšený podvozek nebo jeho část, což traktoru umožňuje pojíždět souběžně s plodinou s levými a pravými koly na každé straně jedné řady nebo více řad plodin. Tyto traktory jsou určeny k

nesení, nebo k pohonu nářadí, které může být montováno na předku, mezi nápravami na zádi nebo na nákladové plošině. Pokud je traktor v pracovní poloze, je jeho světlá výška kolmá na řady plodiny vyšší než 1 000 mm. Pokud je výška těžiště traktoru podle ČSN ISO 789-6 (30 0446), měřeno vůči zemi při užití normálně namontovaných pneumatik, dělená střední hodnotou minimálního rozchodu všech náprav větší než 0,9, nesmí max. konstrukční rychlost překročit 30 km.h⁻¹.

- T4.2 – zvláště široké traktory, charakteristické svými velkými rozměry, přednostně určené k práci na velkých zemědělských plochách.

Podle provedení a účelu se traktory dělí na:

- Kolové
- Pásové
- Polopásové
- speciální
- lesnické traktory a traktory s lesnickou nástavbou [18].

2 Úvod do trakční teorie

2.1 Vymezení pojmů

Trakční teorie

Trakční teorie se zabývá přenosem sil mezi hnacím ústrojím vozidel a podložkou, kde mají původ ve vytlačování stopy, nebo ve smykovém namáhání styčné plochy s deformačními důsledky. Nejvyšší dosažitelná smyková síla U_m kN vznikla z takzvaný Coulombovy rovnice pro smykovou pevnost půdy τ_m kPa ve vztahu (1) [11].

$$\tau_m = \frac{F_{rm}}{S_o} \quad (1)$$

kde: τ_m – smyková pevnost půdy [kPa]

F_{rm} – kotvící síla [kPa]

S_o – plocha [m²]

Terramechanika

Terramechanika se věnuje interakcí pohybujícího se tělesa s povrchem. Byla vyvíjena polským inženýrem kolem roku 1944 M. G. Bekkerem v Kanadě, který dokázal skloubit importované evropské tradice z odvětví mechaniky terénních vozidel se základy nově zpracované mechaniky zemin [12].

Trakční součinitelé

Trakční součinitel záběru μ obecně se vyjadřuje ve vztahu (2):

$$\mu = \frac{U}{Z} = (\mu_x^2 + \mu_y^2)^{1/2}; \mu = \frac{X}{Z}; \mu = \frac{Y}{Z} \quad (2)$$

kde: μ – součinitel záběru [-]

μ_x – součinitel adheze hodnota x [-]

μ_y – součinitel adheze hodnota y [-]

U – výsledná síla v rovině podložky [kN]

Z – zatížení kola	[kN]
X – podélná smyková reakce k ploše pneu	[kN]
Y – boční smyková reakce k pneu	[kN]

Součinitel adheze $\mu m = \frac{Um}{Z}$ označuje největší součinitel záběru prokluzu

Výsledná síla v rovině podložky je označována U /kn/ a působí pod úhlem ζ k rovině kola, kde je přenášena síla smykem ve styčné ploše [11].

Hnací/brzdná síla

Hnací síla je označena jako H (hnací ev. obvodová), K (brzdná) nebo souborně X /kN/ je podélnou složkou síly U ($X = U \cdot \cos \zeta$), se souvisejícím hnacím nebo brzdým momentem $M_{h,b}$, který se vyjadřuje ve vztahu (3): [11].

$$X = \frac{M_{h,b} \cdot \eta}{r_{vo}} \pm F_{ri} = X_o \pm F_{ri} = T \pm F_{re} \quad (3)$$

Kde: X – souborný označení hnací a brzdný síly	[kN]
$M_{h,b}$ – hnací brzdný moment	[kN]
F_{ri} – vnitřní odpor valení	[kN]
F_{re} – vnější odpor valení	[kN]
η – mechanická účinnost pneumatiky	[-]
r_{vo} – bezprokluzový poloměr valení	[%]
T – suvná síla	kN

Odpor valení

Odpor valení je označen jako F_r , na měkké podložce se stává ze složek F_{ri} (vnitřní) a F_{re} (vnější). Vnitřní odpor valení F_{ri} je znám na tuhé podložce a souvisí s hysterézními ztrátami v pneumatikách při zatížení a odlehčení během odvalování. Přední část styčné plochy l_1 se projevuje jako vtlačovaná oproti zadní části l_2 jako pozvedávána. F_{re} vzniká vytlačováním a frézováním stopy. Výsledné působíště tlakové síly stejné geometrie obou částí F_z se přesouvá před osu kola.

Hysterézní ztráta je ovlivněna huštěním pneumatik, což se projeví zmenšením ramene valivého odporu ζ_1 . Diagonální pneumatiky mají vyšší vnitřní ztráty než

pneumatiky radiální. U vlečeného kola je odpor valení účinkem udržujícím jeho otáčení, potom teda ve styku s vozovkou existuje síla F_{ri} platí ze vztahu (4) [12].

$$F_{ri} = \xi_i * \frac{F_z}{R_v} = \psi * F_z \quad (4)$$

Kde: F_{ri} – Vnitřní odpor valení	[kN]
Ψ_i – vnitřní součinitel valení	[kN]
F_z – normálová reakce	[-]
R_v – valivý poloměr	[-]
ξ_i – valivý odpor	[-]

Účinek taženého kola na měkké podložce se projevuje jako celý odpor valení F_r , který je přenášen smykem se styčnou plochou.

U hnacího kola za stejných okolností jako u taženého je vnější odpor valení přemáhaný hnací silou a je vytvářena trvalá stopa [12].

Prokluz

Přenos podélné hnací nebo brzděné síly F_x hnacím ústrojím vznikne ve styčné ploše skluzová rychlost v_δ proti směru síly F_x . Poměrná skluzová rychlost je definována jako prokluz δ ve vztahu (5).

$$\delta = \frac{v_\delta}{v_t} = \frac{v_t - v_x}{v_t} = 1 - \frac{v_x}{v_t} \quad (5)$$

Kde: v_t – rychlost valení	[m.s ⁻¹]
v_x – skutečná rychlost	[km.h ⁻¹]
δ – prokluz	[%]
v_δ – rychlost prokluzu	[m.s ⁻¹]

Limitní hodnoty definovaného prokluzu δ jsou $\pm \infty$ [12].

Hnací/brzdná síla a prokluz

Převážně u hnacího ústrojí jsou veličiny vzájemně vázány, aby na dané podložce došlo ke stejné absolutní velikosti podélné síly s prokluzem.

Základy Bekkerovy teorie udávají závislost mezi zpětným posuvem půdy j pod hnaným pásem a vzdálenosti uvažovaného místa x od náběžné hrany plochy znázorněn ve vztahu (6) [11].

$$j = \delta \cdot x \quad (6)$$

Kde:	j – posuv půdy	[mm]
	δ – prokluz	[%]
	x – uvažované místo	[-]

Přičemž v zadní části pásu se zvětšuje posuv velikosti j_m . Bekker tuto závislost využívá k výpočtu hnací síly H ve vztahu (7)

$$dh = \tau \cdot b \cdot dx; H = b \int_0^l \tau(j) \cdot dx \quad (7)$$

Kde:	dh – brzdná síla	[N]
	dx – integrál	[-]
	b – šířka pásu	[m]
	τ – smykové napětí ve funkci posuvu	[kPa]
	H – hnací síla	[kN]
	j – posuv půdy	[mm]

Tahová účinnost a potenciální výkon

Tahová účinnost η_f a potenciální výkon P_p jsou to veličiny závislé na prokluz a odpor valení. Znázorňují energetické zvýhodnění tažného prostředku a hnacího ústrojí. Tahovou účinnost znázorňujeme ve vztahu (8): [11].

$$\eta_f = \frac{P_f}{P_e} = \eta_m * (1 - \delta) * \left(\frac{F_x}{H}\right) = f(F_x) \quad (8)$$

kde:	P_f - tahový výkon	[kW]
	P_e – efektivní výkon motoru	[kW]
	η_m – mechanická účinnost převodného ústrojí	[-]
	δ – prokluz	[%]
	F_x – síla	[kN]
	H – hnací síla	[kN]
	f – limity funkcí	[-]

Potenciální výkon vyjadřujeme ve vztahu (9):

$$P_p = P_j * \eta_f = f(F_x) \quad (9)$$

Kde:	P_p – potenciaální výkon	[kW]
	P_j – jmenovitý výkon motoru	[kW]
	η_f – tahová účinnost	[kN]
	F_x – síla	[kN]
	f – limity funkcí	[-]

Styčná plocha pneumatiky

S označením S_0 /m²/ na měkké podložce je to rovno ploše omezené kolmým průměrem obvodu otisku do neporušené podložky. Hodnota S_0 se zvyšuje při větší hloubce stopy [11].

Střední kontaktní tlak

Střední kontaktní tlak s označením q_s /kPa/ vyjadřujeme ve vztahu (10)

$$q_s = \frac{Z}{S_0} \quad (10)$$

Kde:	q_s – střední kontaktní tlak	[kPa]
	Z – Tlaková síla	[kN]
	S_0 – styčná plocha pneumatiky	[m ²]

Využíván v trakčních výpočtech, kvůli neúčelnému modelování skutečného tvaru zatížení [11].

2.2 Terén

Terén můžeme považovat jako nezastavěnou nebo nezavodněnou část povrchu země, ale nezahrnujeme do toho pozemní komunikaci se zpevněným podložím. Snadno průjezdný terén je suchý a tvrdý bez ohledu na konstrukci vozidla, ale kde se nachází rozbředlý, slatinový nebo písčný terén, k takovému terénu jsou převážně terénní vozidla. Důležitým faktorem terénu je převážně vlhkost a složení povrchu [12].

Hlína je v nakypřeném stavu více náchylná k nasáknutí vodou a následného rozbřednutí vlivem vnějšího mechanického namáhání.

Písek společně s organickými pojivky, umožňuje navlhlému stavu dokonalejší průjezdnost než ve vyschlém stavu.

Štěrka bývá průjezdná za všech normálních stavech povrchu a okolnostech.

Terén je převážně pokryt kulturním nebo přirozeným porostem. Kulturní terén má kultivovaný povrch a lze na něm očekávat kulturní plodiny (okopaniny, obilniny, pícniny, technické plodiny), takové to plodiny se pěstují na svahu do 15°. Na svazích nad 15° najdeme převážně trvalé travní porosty, které slouží jen pro pasení skotu. Vzhledem ke klimatickým podmínkám terén bývá pokryt sněhem a ledem [12].

2.3 Vytváření stopy

Pro vytvoření stopy slouží pohybující se mechanické těleso ve vzájemném působení s půdou, který se nazývá Interakce půdy. Jde převážně o vlastnosti pojezdového ústrojí stroje s průjezdností terénem a odpor při zpracování půdy a mechaniku hnutí horniny. Interakce půdy s podvozkem vozidel se vizuálně ukazují vytvářením stopy a smykem půdy. Existuje několik výpočetních vztahů mezi zahloubením razidla do půdy a kontaktním tlakem. Je-li plocha razidla větší, potom stačí ke stejnému zahloubení menší tlak. Důležitým faktorem je zatížení kola, které se v podstatě chová jako razidlo, které se do půdy zaboří natolik, aby se nosný účinek vyrovnal se zatížením podél styčné plochy [12].

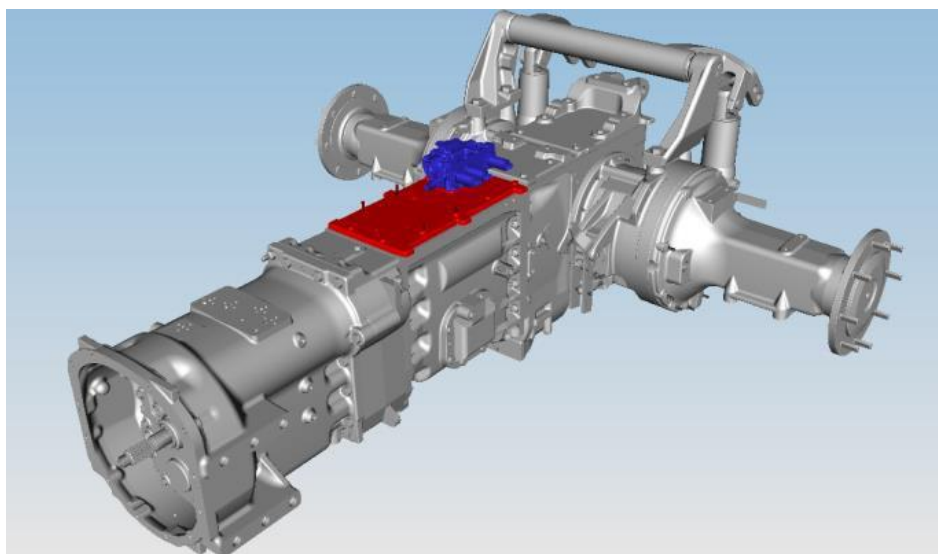
Plocha otisku je definována na měkké podložce jako svislý průměr styčné plochy do roviny neporušené půdy. Tato plocha se mění hloubkou stopy [12].

3 Konstrukce podvozků traktorů

3.1 Podvozky a jeho uspořádání

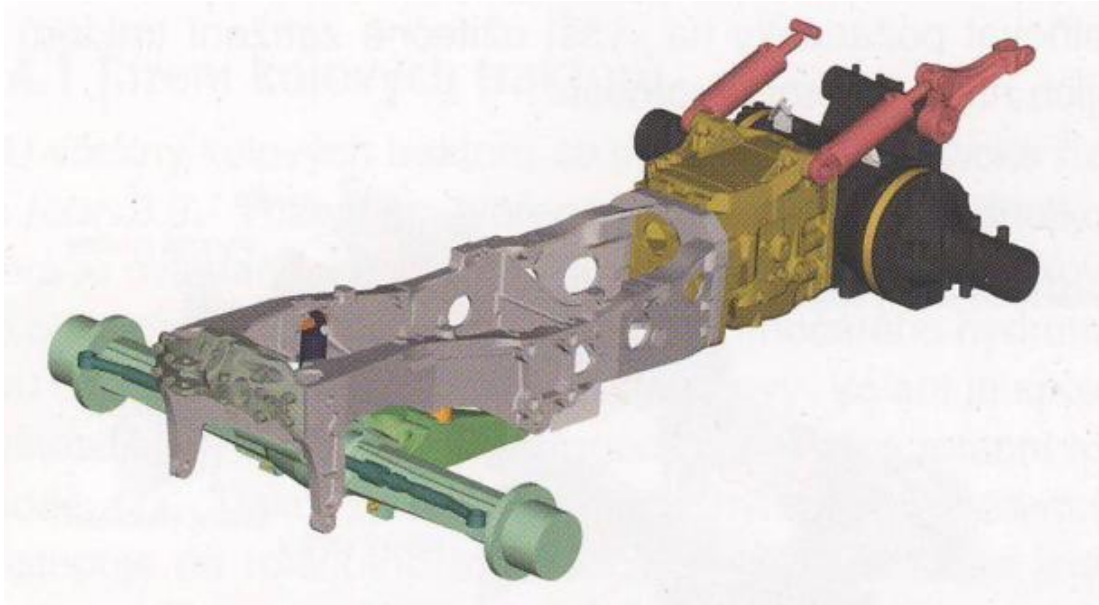
Podvozek je základní nosnou částí traktorů. Na podvozek navazují všechny mechanismy, které umožňují řízení a jízdu traktorů. Některé další části podvozků zajišťují funkce nesení pracovního nářadí a stroje, umožňují změnu rozchodu kol, u speciálních traktorů i změnu světlé výšky [1].

Podvozky traktorů u nižších výkonových řad, jsou převážně bezrámové konstrukce (viz. Obrázek 1). U bez-rámových podvozků jsou jednotlivé části například motor, převodovka, skříň koncových portálů spojeny v jeden celek a tvoří tak nosnou konstrukci. Jednotlivé části jsou dostatečně pevné, aby odolaly namáhání na nerovnostech [2].



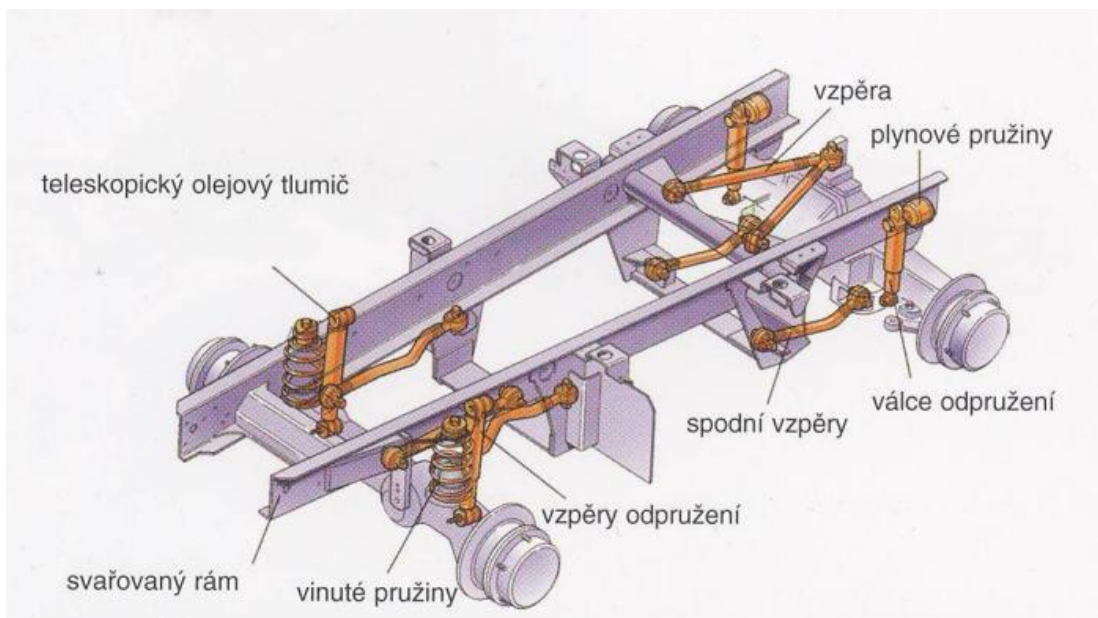
Obrázek 1- Bez-rámová konstrukce [6]

Další variantou je polo-rámová konstrukce (viz. Obrázek 2), kde je rám uchycen k zadní nápravě a převážně rám slouží k nesení některých částí traktoru jako je například motor nebo převodovka. Důležité je, že umístění rámu se může podřídit na vhodné požadavky rozložení hmotnosti. K polo-rámové konstrukci se převážně montuje přední tříbodový závěs [2].



Obrázek 2 – Polo-rámová konstrukce [2]

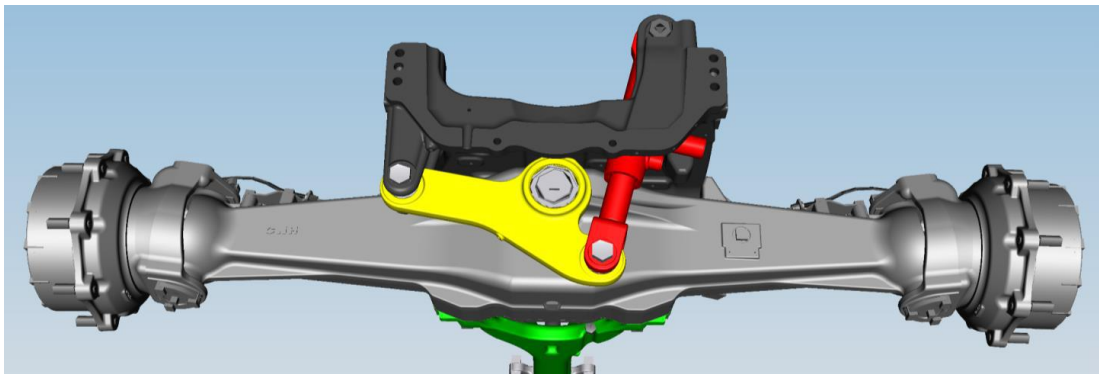
Poslední dobou se více rozšiřuje varianta celo rámového podvozku (viz Obrázek 3). Nosnou funkci neplní skříň motoru a převodovek, ale rám. Rámový podvozek umožňuje převážet a zvedat těžší náklady, kdy při přenosu sil na sebe vezme veškerou zátěž. Tato konstrukce umožňuje lepší uspořádání agregátů v traktoru, tak aby došlo k výhodnějšímu rozložení hmotnosti na nápravy [2].



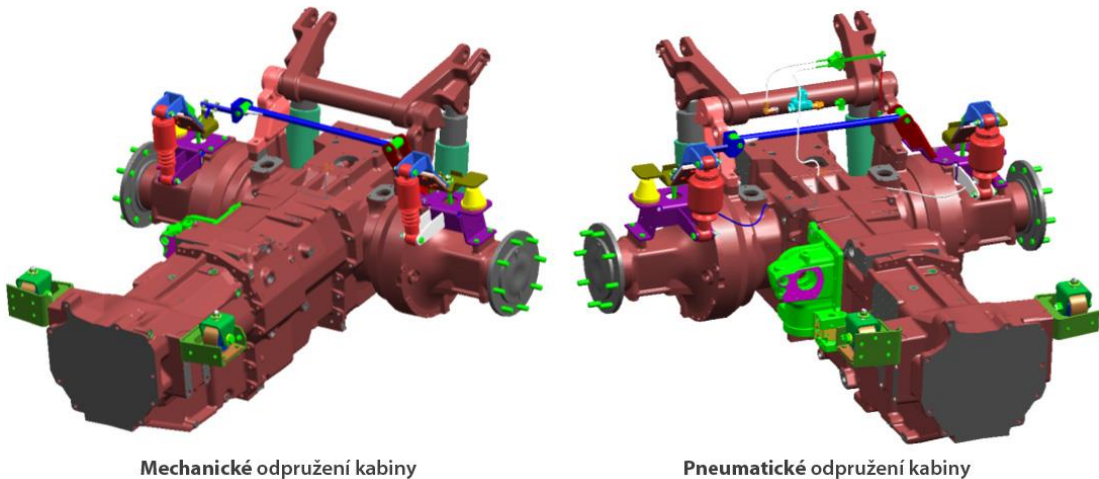
Obrázek 3 - Rámová konstrukce [2]

3.1.1 Odpružení

Rychlosti zemědělské techniky se zvyšují a tím se i zvyšují nároky na komfort obsluhy. Proto se v poslední době musejí implementovat nové konstrukční prvky. Tyto nové prvky zahrnují především odpružení předních náprav, odpružení rámu a odpružení kabin. Tím je zajištěna vysoká míra komfortu obsluhy stroje. Pro maximální komfort a ekonomickou úsporu souprav při jízdě, umožňuje přední odpružená náprava vyšší tahové vlastnosti a nižší náklady na provoz. Konstrukční varianty odpružených náprav je několik, ale nejčastěji jsou používány hydropneumatické systémy (viz. Obrázek 4 a 5) [1].



Obrázek 4 - Odpružená náprava [6]



Obrázek 5 - Mechanické a pneumatické odpružení kabiny [6]

3.1.2 Nápravy

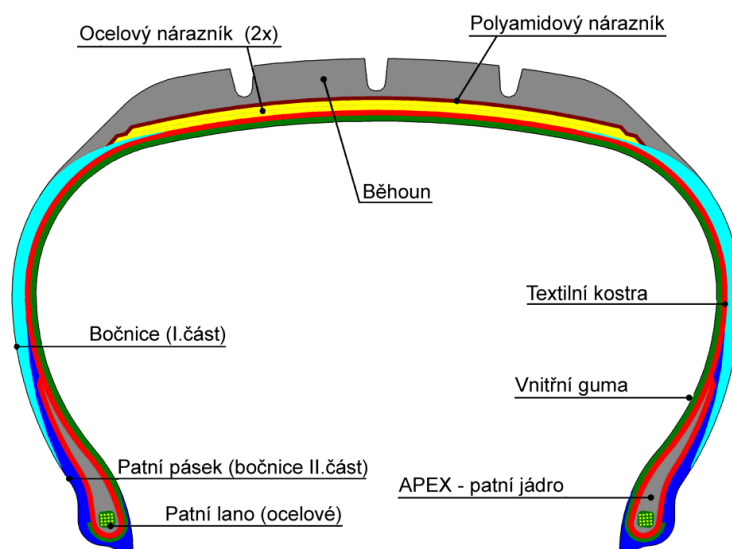
Přední nehnaná náprava se používá u základních lehkých traktorů. Náprava bývá výkyvná, rovná a má profil obráceného U. Otočně je uložena ve dvou pouzdrech na středovém čepu. Litá konzole umožňuje montáž posilovače řízení. Přední náprava může být vybavena pevnými nebo odpruženými výsuvnými nástavci s možností nastavit rozchod kol [2].

Přední hnací náprava je v dnešní době nepostradatelná. Použitím přední hnací nápravy dochází ke zvýšení tahových vlastností traktoru a ke zkrácení doby pracovních operací. Přední poháněné nápravy používáme se symetricky, nebo nesymetricky umístěnou rozvodovkou (dnes málo využívaná), ale převážně se samosvorným diferenciálem. Spouštění přední nápravy se provádí elektrohydraulicky, i pod zatížením. Spouštění je prováděno samotnou obsluhou stroje, nebo pomocí automatického režimu. Automatická uzávěrka měří rozdíl rychlosti mezi pravým zadním kolem a převodovkou a je zpuštěna při vyšším rozdílu, nebo velkém prokluzu kol [2].

3.1.3 Pneumatiky

Pneumatiky jsou základním styčným prvkem mezi povrchem a vozidlem. Převážně přenáší hmotnostní a silové momenty připojeného nářadí na podložku. Dále je nenahraditelným prvkem v pružící soustavě. Pneumatikou se rozumí převážně plášť anebo plášť s duší. Plášť je vnější část pneumatiky. U bezdušových pneumatik se nepoužívá duše a funkci duše přebírá plášť [1].

Traktorový dezén je tvořen šípy s žebry do oblouku (viz. Obrázek 6). Na straně běhounu je obvykle znázorněna značka TWI (Tread Wear Indicator), který vyjadřuje stav opotřebení pneumatik v procentech [1].



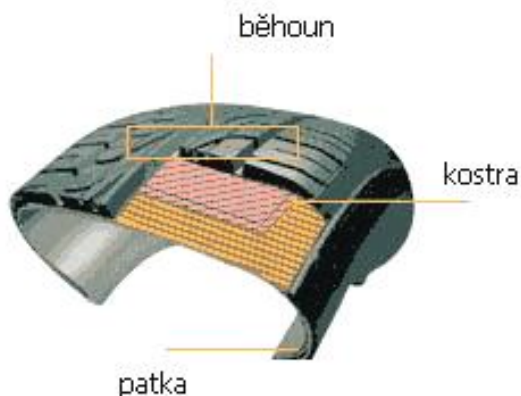
Obrázek 6 - Řez pneumatikou [2]



Obrázek 7 - Traktorová pneumatika [14]

Pneumatika je tvořena třemi konstrukčními prvky: pryže, různá vlákna, ocelový drát. Další přísadou jsou saze, oleje, textilie a další komponenty. Konstrukce ovlivňuje vlastnosti pneumatiky, mezi které řadíme styčnou plochu pneumatiky, nosnost a valivý odpor. Podle konstrukce můžeme plášť rozdělit na diagonální a radiální (viz. Obrázek 8). Jsou-li vlákna kostry umístěna křížem přes sebe a svírají s podélnou osou úhel 30 až 40 stupňů, potom se jedná o diagonální pneumatiku. U radiálních pneumatik jsou vlákna vnitřní vrstvy kostry kladena kolmo na podélnou osu a u vnější vrstvy svírají s osou úhel 10 až 30 stupňů [1].

Radiální pneumatika



Diagonální pneumatika



Obrázek 8 - Diagonální a Radiální pneumatika [13]

3.1.4 Pásový podvozek

Pásové podvozky byly patentovány v roce 1904. Prvotním impulzem pro vývoj pásových podvozků byla především snaha o zlepšení průjezdnosti terénem a snížení prokluzu. V 21. století se pásové podvozky používají především z důvodu zvyšování výkonnosti traktorových souprav, a tedy i jejich hmotnosti. Pásový podvozek umožňuje lépe přenést výkon motoru na povrch a snížit negativní účinky škodlivého utužení půd. V současnosti se používají dva typy konstrukcí pásového podvozku. Konstrukce pásových podvozků jsou vyráběny se dvěma, nebo čtyřmi jednotkami (viz. Obrázek 9) [15].



Obrázek 9 - Zleva podvozek s dvěma jednotkami a napravo se čtyřmi jednotkami [2]

Pásky jsou převážně vyrobeny z pryže (viz obrázek 12) s ocelovými dráty pro vyšší odolnost při jízdě po kamenitém povrchu. Na vnější straně se nachází šípovitý vzorek s možností výběru podle povrchu. Uprostřed jsou vodící pryžové bloky pro zlepšení vedení pásu a snižují příčného posuvu [2].

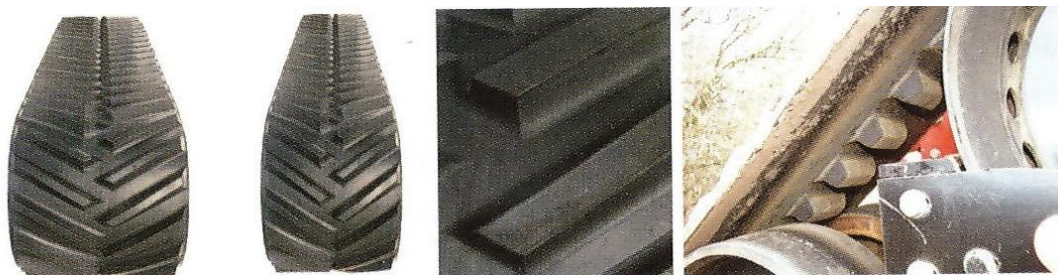


Obrázek 10 - Pásová jednotka trojúhelníková [2]



Obrázek 11 - pásová jednotka [10]

Pásky jsou poháněny pomocí pryžových bloků, nebo třením hnacího kola s pásem. Středové vodící kladky rovnoměrně rozmisťují hmotnost traktoru na pás a následně i na podložku, dále výkyvné zavěšení kladek způsobuje lepší záběrové vlastnosti traktoru. Pro pásové traktory platí, když roste tahová síla, tak tahová reakce se posouvá na zadní část pásu, čímž se mění tlak pod pásy na podložku. Přenos vibrací se tlumí pomocí pryžových tlumičů umístěny mezi hlavním nosníkem a konstrukcí rámu. Rozchod pásů lze pokaždé měnit [2].



Obrázek 12 - Pryžový pás [2]



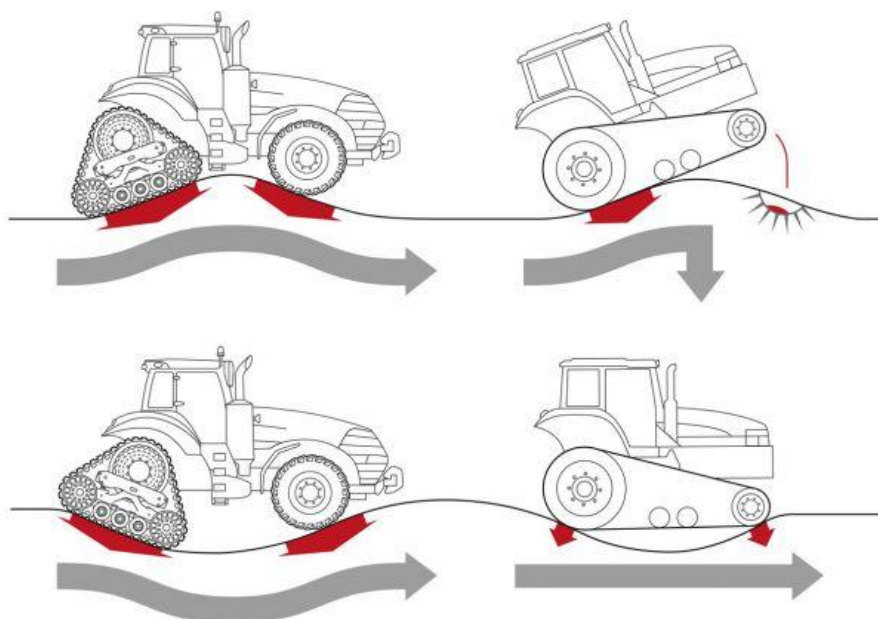
Obrázek 13 - Hnací kola pásového podvozku [2]

a – přenos hnací síly třením, b – přenos pryžovými bloky

3.1.5 Polopásový podvozek

Polopásový podvozek je v poslední době častěji využíván a podporován mezi zemědělci, kteří nemají dostatečný finanční kapitál na pořízení pásového traktoru. Polopásový podvozek je jedinečná volba, která spojuje výhody dvou konstrukčních řešení traktorů. Spojení kolového a pásového podvozku do jednoho funkčního celku přináší například nižší prokluz, vyšší tahové vlastnosti a současně skvělé manévrovací schopnosti klasického kolového traktoru [2].

Tuto volbu traktorů na dnešním trhu nabízí jen pár značek, ale nejznámější je od značky CaseIH Magnum RowTrac, který je na trhu 2 roky. Přichází s inovativním způsobem přenosu tahové síly, díky tomu se sníží spotřeba paliva a zlepší se ochrana půdy a následně se zvýší výnosy. Magnum disponuje velkým kolovým traktorům [6].



Obrázek 14 - Dokonalý styk s půdou a spojení kol s pásy [6]



Obrázek 15 - CaseIH Magnum RowTrac [6]

Novinkou letošního roku přišla na trh se stejným provedením firma Claas pod obchodním názvem Claas Axion Terra Trac (viz obrázek 16), který vyniká s plně odpruženým polopásvým podvozkem. Terra Trac má oddělené odpružení hnacího kola, vodícího kola a opěrné kladky, takto se pásové ústrojí vždy přizpůsobí půdě. Traktor může jet rychlostí 40 km.h^{-1} [10].



Obrázek 16 - Claas Axion 900 TerraTrac [10]



Obrázek 17 - Styk pásů s podložkou [10]

3.2 Brzdy

Brzdové ústrojí je jedno ze základních bezpečnostních prvků v dopravě po komunikacích, tak i v polních podmínkách. Prvotním účelem brzd je zajistit bezpečné snížení rychlosti a následného zastavení vozidla. U traktorů je možnost použití brzd k zatočení, díky oddělenému ovládání vnitřního kola na pravé nebo levé straně (viz obrázek 18) a dosahuje minimálního poloměru otáčení. Efektivní brzdný účinek vzniká přeměnou kinetické energie jedoucího vozidla na energii tepelnou třením rotujících a pevných částí brzd [2].



Obrázek 18- Oddělené pedály pravého a levého kola [2]

Brzdy rozdělujeme podle účelu:

- Provozní – běžně používané při jízdě
- Parkovací – zajišťují vozidlo proti rozjetí při stání ve svahu
- Nouzová – zajišťuje zastavení vozidla při selhání provozní brzdy
- Zpomalovací – snižuje a udržuje rychlost vozidla [9].

Dále můžeme rozdělit provozní brzdy na:

- Přímočinné – pouze lidská síla
 - Mechanické – ovládání mechanickým převodem
 - Hydraulické – ovládání hydraulickým převodem
- Strojní
 - Hydraulické – ovládá tlak kapaliny z jiného zdroje
 - Pneumatické – působí tlak stlačeného vzduchu
- Polostrojní – lidské síle napomáhá další zdroj (posilovač)

Podle konstrukce:

- Bubnové – čelist'ové nebo pásové
- Kotoučové – s kotoučem s třecím obložením nebo třmenové
- Lamelové – s více kotouči bez obložení [9].

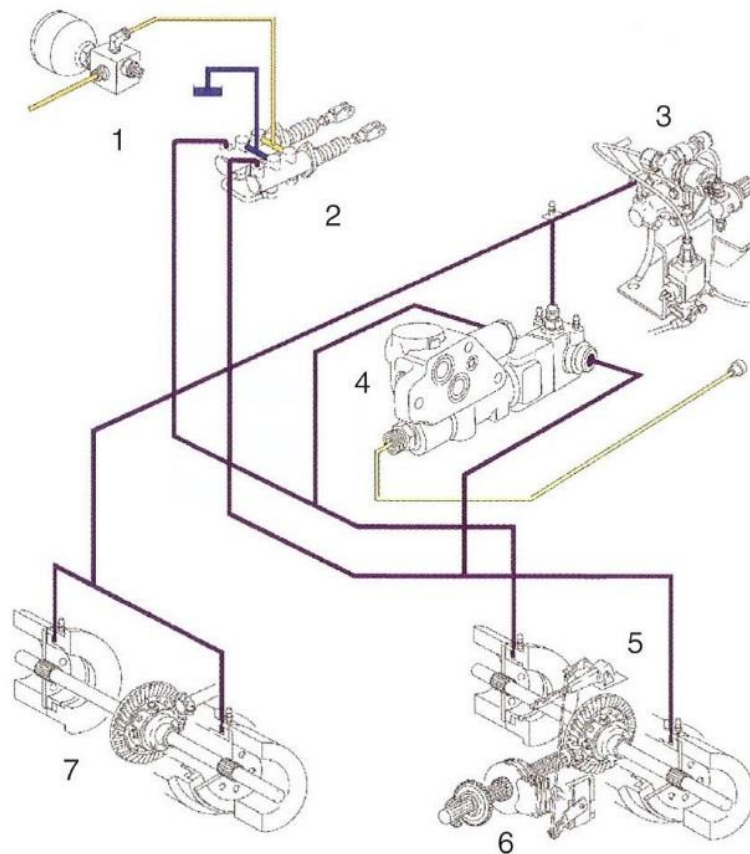
Podle pracovního uložení:

- Mokrý – pracují v olejové lázni
- Suchý – pracují v suchém prostředí [9].

3.2.1 Konstrukce brzd traktoru

Nejpoužívanější brzdy u traktorů jsou hydraulické, dvouokruhové, mokré, kotoučové s třecím obložením a třecí. Účinnost brzd se často zlepšuje hydraulickým posilovačem. Pro dopravu po veřejné komunikaci jsou traktory vybaveny motorovou brzdou, která slouží pro snížení opotřebení hlavních brzd.

Traktory nižších výkonnostních řad mají převážně brzdy na zadních nápravách a pro vyšší účinek u některých traktorů se 4x4 spíná přední náprava. U vyšších výkonnostních řad jsou brzdami opatřeny všechny kola. Traktorové dvouokruhové kapalinové brzdy s hydraulickým posilovačem zajišťují nejen brzdění kol, ale i také připojení pneumatických i hydraulických brzd přívěsů (viz obrázek 19) [12].



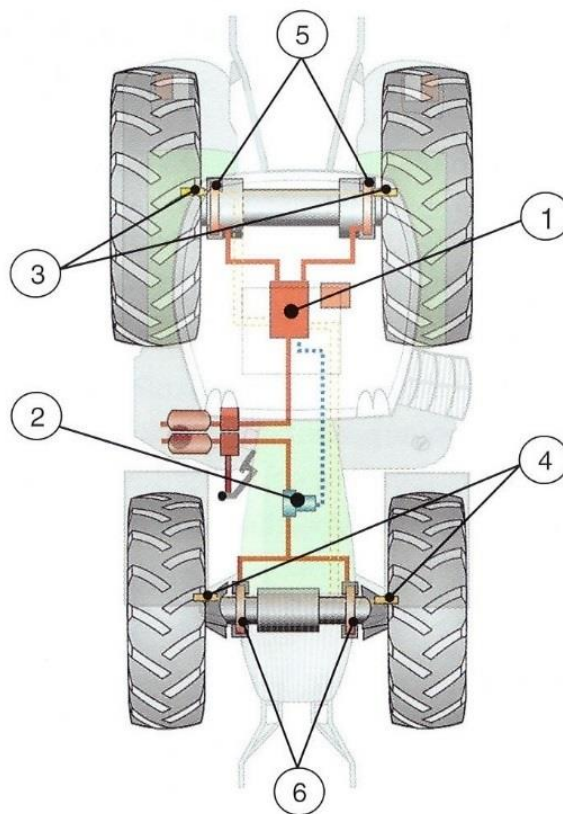
Obrázek 19 - Schéma dvouokruhových brzd s hydraulickým posilovačem [2]

1 – akumulátor, 2 – hlavní brzdový válec s hydraulickým posilovačem, 3 – hlavní brzdící ventil pneumatických brzd přívěsu, 4 – ventil hydraulických brzd přívěsu, 5 – provozní mokré kotoučové brzdy zadní nápravy, 6 – ruční převodová mokrá lamelová parkovací brzda, 7 – provozní mokré kotoučové brzdy přední nápravy [2].

3.2.2 Elektronické systémy brzdové soustavy

Pojezdové rychlosti se u novodobých traktorů zvyšují a cílem je i zvýšení bezpečnosti při jízdě. Vyrůstající nároky na bezpečnost provozu přiměly výrobce k integrování elektronického brzdového asistenčního systému. Jeden z těchto systémů, který je nejpoužívanější hlavně v automobilovém průmyslu je ABS (Anti Blocking Braking Systém) (viz obrázek 20). Hlavní úkolem systému ABS je ovlivnění brzdné síly kola podle adheze k podložce vozovky čímž se zamezí zablokování kol při brždění a zajistí se stabilita traktoru. To má za následek snížení nebezpečí smyku a vozidlo bude stále říditelné díky otáčejícím se kolům [17].

Další funkcí je Hill Holder, který slouží pro plynulý rozjezd soupravy v kopci, kdy po zastavení traktoru a přívěsu a následné uvolnění brzdového pedálu souprava zůstane stát. Sešlápnutím plynového pedálu se systém automaticky odblokuje [12].



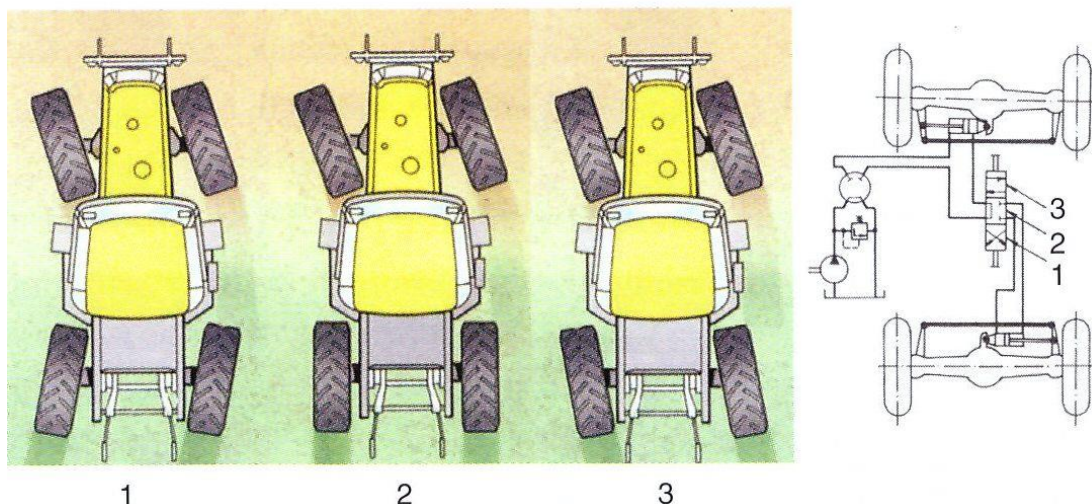
Obrázek 20 - Systém ABS u traktoru Fendt [2]

1 – ABS modul, 2 – redukční tlakový ventil. 3 – snímače otáček zadních kol, 4 – snímače otáček předních kol, 5 – brzdy zadních kol, 6 – brzdy předních kol [2].

3.3 Řízení

3.3.1 Řízení kolových traktorů

U kolových traktorů se převážně používá hydrostatické řízení. Hydrostatická jednotka je ovládána volantem pomocí řídicí jednotky, která tlakovým olejem prostřednictvím dvojčinného přímočarého hydromotoru natáčí kola spojená řídicí tyčí. Tlakový olej poháněný hydrogenerátorem se posouvá do rotačního rozvaděče a při přímém směru protéká a vrací se zpět do nádrže. Pokud začneme otáčet volantem rotační rozvaděč přesune olej k odměrnému hydrogenerátoru, který pracuje jako dávkovač na jednu stranu pístu přímočarého hydromotoru. Současně se propojí cesty s rozvaděčem a olej z druhé strany pístu odečte do nádrže a tím se píst pohybuje a umožňuje natáčet kola (viz obrázek 21) [2].

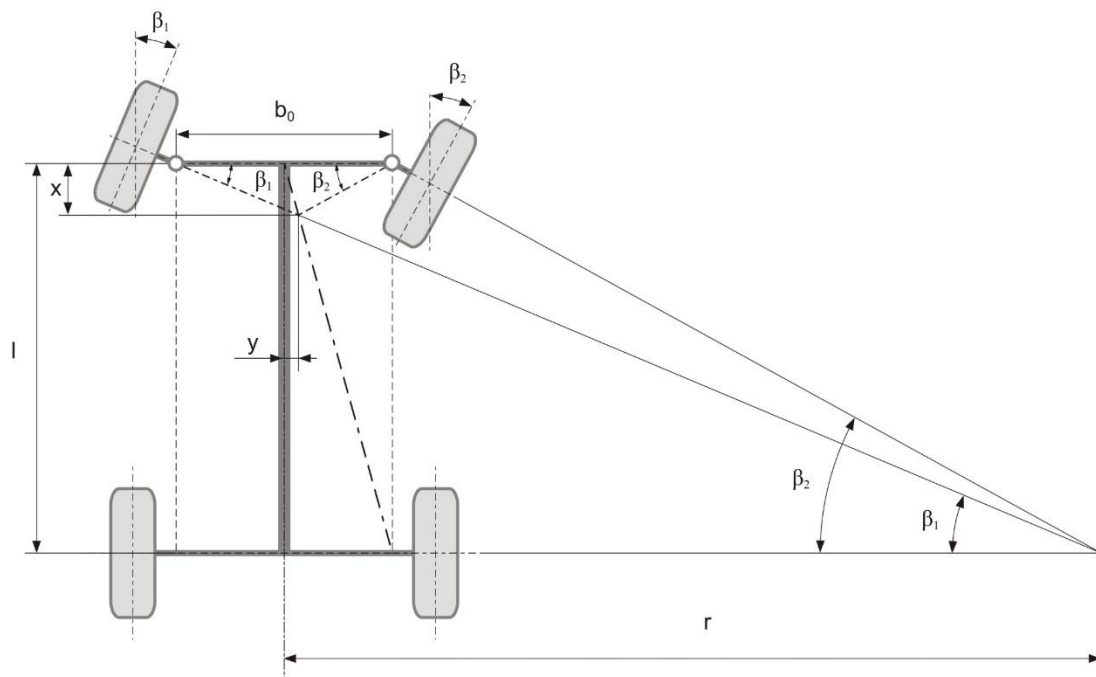


Obrázek 21 - Schéma řízení kolových traktorů [2]

1 – řízení přední a zadní nápravy nesouhlasně, 2 – řízení přední nápravy, 3 - řízení přední a zadní nápravy souhlasně [2].

Mechanismus řízení, kterým jsou ovládána řízená kola, musí dodržovat určité geometrické podmínky. Vnitřní a vnější kola vyznačují při jízdě zatáčkou kružnice s poloměry, které se při jízdě pouze odvalují a aby nevznikalo nežádoucí smýkání po vozovce, proto platí pro podvozek tzv. Ackermanova podmínka (viz obrázek 22) [13].

Ackermanova podmínka řízení praví, že „střed otáčení musí ležet na prodloužené ose zadní nápravy“. Splněním této teoretické podmínky můžeme použít tzv. lichoběžník řízení, tzn. Řídící páky se spojovací tyčí mají lichoběžníkový tvar [13].



Obrázek 22 - Ackermanova podmínka [13]

Tuto podmínku můžeme vyjádřit matematicky, vyjádříme si rozvor náprav jako l , rozchod kol b_0 , teoretický poloměr otáčení r , β_1 jako úhel natočení vnějšího kola a β_2 úhel natočení vnitřního kola, potom z geometrie vyplývá vzorec (11) [13].

$$\cotg \beta_1 - \cotg \beta_2 = \frac{b_0}{l} \quad (11)$$

kde: β_1 – úhel natočení vnějšího kola $[\text{°}]$
 β_2 – úhel natočení vnitřního kola $[\text{°}]$
 b_0 – rozchod kol $[\text{mm}]$
 l – rozvor náprav $[\text{mm}]$

3.3.2 Řízení pásových traktorů

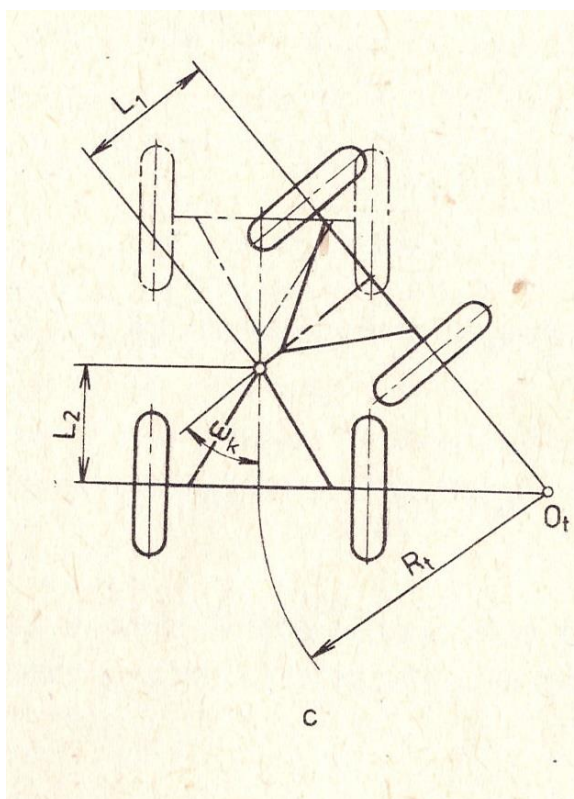
Pásové řízení rozdělujeme do dvou skupin jako diferenciální nebo kloubové. Diferenciální řízení umožňuje otáčet traktor pomocí mechanismu hydromechanického diferenciálního planetového převodu, který je umístěn v zadní části traktoru mezi kuželovým převodem rozvodovky a hnacími koly pásů. Díky tomuto převodu je možné otáčení traktoru na místě pohybem pásů, kdy jeden pás se zastaví a druhý je v pohybu.

Druhým typem řízení je kloubová konstrukce, kde je velmi podobná klasickým kolovým traktorům. Odlišuje se umístěním přímočarých hydromotorů, které jsou podélně a zajišťují otáčení předního a zadního rámu proti sobě (viz obrázek 23) [17].



Obrázek 23 - Kloubové řízení traktoru CaseIH Quadtrac [2]

Kinematika Ackermanovy podmínky umožňuje znázornit a vypočítat teoretický poloměr u provedení kloubového řízení, kde kloubové řízení dosahuje malého poloměru otáčení, díky konstrukčnímu provedení [3].



Obrázek 24 - Způsob zatočení kloubového traktoru [18]

Pro způsob zatočení používaný pro traktory s kloubovým zatáčením platí vztah (12): [18].

$$R_t = \frac{\frac{L_1}{\cos \omega_k} + L_2}{\text{tg } \omega_k} \quad (12)$$

Kde: R_t – teoretický poloměr [m]

L_1 – rozvor přední nápravy od středového kloubu [mm]

L_2 – rozvor zadní nápravy od středového kloubu [mm]

ω_k – úhel natočení [°]

$\text{tg } \omega_k$ – tangenc úhlu natočení [-]

$\cos \omega_k$ – cosinus úhlu natočení [-]

4 Cíl práce

Cílem práce je porovnat tři konkurenční značky kloubových traktorů a posoudit jejich možný nejmenší poloměr otočení na souvrati a tím ovlivnit trasu a dobu otočení. Dalším cílem je určit efektivnost obratu celé soupravy v rozdílném povrchu pozemku a pojezdových rychlostech během pracovních podmínek.

5 Metodika práce

Ve vlastní práci terénních pokusů se stanovují poloměry otáčení při třech různých rychlostech (3, 8 a 12 km.h⁻¹). Měření bude provedeno na každou stranu čtyři krát ve směru otáčení doprava a otáčení doleva, dále na dvou odlišných pozemcích (nakypřená půda před setím, sklizený porost strniště). Měření bude prováděno v době sezónních prací ve spojení traktoru s pracovním náradím. Následně se bude měřit maximální zatočení, tak aby nedošlo k zachycení pásů o oj taženého hloubkového kypřiče. Před jednotlivým měřením bude zjištěna teplota a vlhkost vzduchu a půdy. U každého z traktorů bude zjištěn, maximální možný úhel natočení kol doleva a doprava.

Před zjišťováním skutečné rychlosti traktoru na jednotlivých površích si informativně vyzkoušíme u každého z traktorů zvolení převodového stupně a příslušných otáček motoru, které se budou blížit stanovené pojezdové rychlosti pro měření.

S traktorem se na stanoveném povrchu rozjedeme na určený převodový stupeň a příslušné otáčky motoru náležící přibližně stanovené pojezdové rychlosti a při jejich ustálení projedeme na maximální možný rejď doleva či doprava plnou kružnici. Následně dle otisků stop na třech místech změříme průměr kružnice, z něhož zjistíme pomocí výpočtu poloměr otáčení.

Stanovení průměrných hodnot poloměrů otáčení

Průměrné hodnoty poloměrů otáčení se zjistí dle následujícího vzorce (13).

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^n x_i}{n} \quad [\text{mm}] \quad (13)$$

kde: \bar{x} - aritmetický průměr měření [mm]

x_i – neměřená hodnota [mm]

n – počet měření [-]

Stanovení relativní odchylky

Relativní odchylky zjištěných hodnot se stanoví dle vztahu (14).

$$\Delta_i = \frac{|\bar{x} - x_1|}{\bar{x}} \cdot 100 \quad [\%] \quad (14)$$

kde: Δ_i - relativní odchylka hodnot [%]

\bar{x} - aritmetický průměr měření [mm]

x_i - neměřená hodnota [mm]

Stanovení stálosti

Stálost otáčení se stanoví dle následujícího vztahu (15).

$$\varphi = \frac{\sum_{i=1}^n \Delta_i}{n} \quad [\%] \quad (15)$$

kde: φ – stálost hodnot [%]

Δ_i - relativní odchylka hodnot [%]

n – počet měření [-]

5.1 Charakteristika měřených traktorů

5.1.1 John Deere 9620RX

Model John Deere deváté řady je největší a nejsilnější novinka o jmenovitým výkonu 620 koňských sil, kterou nabízí americká značka John Deere. V tomto traktoru najdeme motor Cummins QSX 15 o objemu 15,0 litrů s turbodmychadlem VGT, bez přídatného palivového filtru, plnicí emisní normu stupeň IV (FT4), systém vnější recirkulace spalin EGR a filtr pevných částic DPF, filtr SCR. Vstřikování paliva sdružené vstřikovače PD, dále dvoustupňový palivový filtr, přídatný hrubý filtr paliva a odlučovač vody. Převýšení točivého momentu 38 % max. moment při 1600 ot.min-1. Ventilátor chlazení s plynulou změnou otáček, systém Vari-cool.

Převodovka inovovaný elektronicky ovládaný Power-Shift s funkcí řízení výkonu EM, 18 rychlostí dopředu a 6 dozadu.

Podvozek je masivní třídílný ocelový rám se zesíleným uchycením náprav. Úhel natočení 42° a příčným naklopení 15°. Mokrý lamelové brzdy na onou nápravách. Celková šířka 2980 mm a rozchod pásů 2218 mm. Celková váha traktoru 28 000 kg [7].

Kabina je mechanicky odpružená CommandView III Premium, vzduchem odpružená sedačka otočná o 40°. Zcela nové ovládání funkcí traktoru prostřednictvím Command Center s barevným dotykovým displejem 10 palců, možnost ovládat AutoTrac [7].



Obrázek 25 - John Deere 9620RX

5.1.2 CaseIH Quadtrac 620

Quadtrac je nejsilnější traktor s více než 20. lety vývoje a zkušeností s pásovými podvozky. Na světě je mnoho spokojených zákazníků a více než 100 uživatelů v České republice. Unikátní systém na světě čtyř pásových jednotek s nezávislým kopírováním povrchu, rovnoměrné rozložení hmotnosti 50/50 mezi přední a zadní nápravou pro maximální tah a dokonalý styk s půdou [6].

Největší kabina v této třídě traktorů na trhu s nízkou hladinou hluchnosti, která je jako jediná ve své kategorii vybavena čtyřbodovým odpružením. Maximální výkon nejsilnějšího modelu až 692 koní a mnoho patentovaných řešení jsou jen jedny z mála vlastností, které charakterizují jediné řešení dostupné pouze u značky CaseIH [6].

Quadtrac disponuje šestiválcovým motorem od sesterské společnosti FPT o objemu 12,9 l s dvoustupňovým přeplňováním, vysokotlakým vstřikovacím systémem Common Rail a také nově vyvinutým systémem chlazení. Kvůli využití technologie dvou turbodmychadel HI-eSCR vynikají motory vysokou hospodárností, produktivitou a splňují emisní normu STAGE IV.

Kombinace vysoce účinné převodovky, silného hydraulického systému a bezkonkurenčního pásového podvozku dokáže efektivně přenést vysoký výkon motoru na půdu [6].

PATENTOVANÁ TECHNICKÁ ŘEŠENÍ TRAKTORŮ QUADTRAC

- tříbodový oscilační rám traktoru – lepší tahové vlastnosti
- tři pojezdové kladky pro rovnoměrné rozložení hmotnosti
- odpružení pojezdových kladek pro lepší kopírování a komfort
- otevřený design kladek a napínacích kol pro lepší čištění
- systém automatického napínání pásů – bezúdržbové provedení
- centrální uchycení tažné tyče – výrazně lepší tahové vlastnosti
- natáčecí schůdky – pohodlnější a bezpečnější vystupování
- robustní uložení odpružení kabiny ROPS pro vyšší bezpečnost
- 8 patentů pro technologii řešení emisi HI-eSCR [6]



Obrázek 26 - CaseIH Quadtrac 620 [6]

5.1.3 NewHolland T9

Traktory NewHolland se na českém trhu prodávají převážně s kolovým podvozkem. Jsou osazeny motory Cursor o objemu 9 a 13 kubických litrů s maximálním výkonem 670 koňských sil a s technologií SCR, které plní emisní normy Tier 4A, nasávají pouze stlačený a ochlazený vzduch a tím dosahují vysokých provozních parametrů [8].

Podvozek je konstruován tak, aby celý traktor byl flexibilní a obratný, díky úhlu natočení 42°. Na souvrati se otáčí rychle a nepoškozuje půdu. Rozchod kol je 2032 mm.

Kabina je odpružená systémem New Holland Comfort Ride, který je revoluční u traktorů T9. Každý roh kabiny je uložen na pružinách s tlumiči, které eliminují ořesy kabiny, a díky tlumičům je pro obsluhu jízda pohodlná [8].



Obrázek 27 - New Holland T9

6 Výsledková část

Měření bylo prováděné se třemi různými značkami traktorů, které byly zapojeny v soupravě s radličkovými kypřiči, aby se měření co nejvíce podobalo k reálným podmínkám k otáčení souprav na souvrati při práci. Třetí povrch na pevné ploše byl zaznamenán z firemních prospektů jednotlivých firem, kde poloměr otáčení testují ve výrobě.

6.1 Přehled naměřených hodnot

A. Měření se zrealizovalo 7.9.2017 na pozemcích zemědělského podniku DZV Nova Bystřice. Podnik vlastní dva kloubové traktory dvou značek Case a New Holland. Pro měření jsou využity oba dva s odlišnými pozemky. Pokus byl naměřen v podzimním období kdy vlhkost půdy je podobná jako po dešti. Teplota ovzduší byla 12 °C a foukal mírný vítr. Hodnoty naměřené u traktoru **CaseIH Quadtrac 620 + Great Plains Simba SLD 7** jsou znázorněné v tabulkách 1 až 6, kde je vidět odlišnost několika měření při každé rychlosti a na dvou různých površích.

6.1.1 Strniště (podmítka) – CaseIH Quadtrac 620

Tabulka č. 1 udává průměry otočení celého kola na měřeném povrchu při jezdové rychlosti 3 km.h⁻¹

Pojezdová rychlost 3 km.h ⁻¹				
Měření č.	Průměr otáčení (m)			
	Doprava		Doleva	
	Vnitřní	Vnější	Vnitřní	Vnější
1	10,70	16,60	11,00	17,36
2	10,73	16,65	11,07	17,40
3	10,68	16,57	11,95	17,30
4	10,72	16,62	11,02	17,32
Průměr	10,71	16,61	11,26	17,35

Tabulka 1 - CaseIH 3 km.h⁻¹ strniště

Tabulka č. 2 znázorňuje změny reálného průměru otáčení soupravy v návaznosti s 8 km.h⁻¹ pojezdové rychlosti.

Pojezdová rychlost 8 km.h ⁻¹				
Měření č.	Průměr otáčení (m)			
	Doprava		Doleva	
	Vnitřní	Vnější	Vnitřní	Vnější
1	11,30	17,05	11,65	17,53
2	11,34	17,10	11,70	17,58
3	11,26	17,00	11,60	17,50
4	11,32	17,02	11,62	17,49
Průměr	11,31	17,04	11,64	17,53

Tabulka 2 - CaseIH 8 km.h⁻¹ strniště

Tabulka č. 3 zaznamenává rozdílnost měření při rychlosti 12 km.h⁻¹, kde ovlivnění výsledků oproti nižším rychlostem hraje roli vyšší pojezdová rychlost a tím snížené reakce obsluhy.

Pojezdová rychlost 12 km.h ⁻¹				
Měření č.	Průměr otáčení (m)			
	Doprava		Doleva	
	Vnitřní	Vnější	Vnitřní	Vnější
1	11,40	17,60	11,85	18,40
2	11,45	17,65	11,82	18,44
3	11,37	17,57	11,80	18,37
4	11,42	17,62	11,90	18,42
Průměr	11,41	17,61	11,84	18,41

Tabulka 3 - CaseIH 12 km.h⁻¹ strniště

6.1.2 Hlína – CaseIH Quadtrac 620

Tabulka č. 4 vyjadřuje naměřené hodnoty na povrchu hlíny při pojezdové rychlosti 3 km.h⁻¹. Pozemek umožněn na měření byl na mírném svahu, tudíž rozměry mohly být ovlivněny větším skluzem při zatočení.

Pojezdová rychlost 3 km.h ⁻¹				
Měření č.	Průměr otáčení (m)			
	Doprava		Doleva	
	Vnitřní	Vnější	Vnitřní	Vnější
1	10,47	15,50	10,30	16,80
2	10,40	15,45	10,35	16,78
3	10,55	15,47	10,28	16,82
4	10,45	15,55	10,32	16,80
Průměr	10,47	15,49	10,31	16,80

Tabulka 4 – CaseIH 3 km.h⁻¹ hlína

Tabulka č. 5 zaznamenává změny měření průměru otáčení celé soupravy při 8 km.h⁻¹. Větší skluz ovlivňuje především vyšší rychlosti, kde zatočení do plného rejdu je více agresivnější.

Pojezdová rychlost 8 km.h ⁻¹				
Měření č.	Průměr otáčení (m)			
	Doprava		Doleva	
	Vnitřní	Vnější	Vnitřní	Vnější
1	10,90	17,40	11,53	17,90
2	11,00	17,35	11,58	17,87
3	10,95	17,48	11,55	17,92
4	10,89	17,42	11,53	17,90
Průměr	10,94	17,41	11,55	17,90

Tabulka 5 – CaseIH 8 km.h⁻¹ hlína

Tabulka č. 6 udává změny v průměru otáčení u rychlosti 12 km.h⁻¹, kde velkým ovlivněním došlo při vysoké rychlosti v plném zatočení je na reakce obsluhy složitější a tím dochází na prodloužení dráhy zatočení.

Pojezdová rychlost 12 km.h ⁻¹				
Měření č.	Průměr otáčení (m)			
	Doprava		Doleva	
	Vnitřní	Vnější	Vnitřní	Vnější
1	11,67	18,00	11,90	18,55
2	11,70	17,96	11,84	18,53
3	11,64	18,20	12,00	18,60
4	11,66	18,05	11,90	18,57
Průměr	11,67	18,05	11,91	18,56

Tabulka 6 – CaseIH 12 km.h⁻¹ hlína

B. Měření se uskutečnilo 7.6.2017 na polním dni Bednar, kde se uskutečnila výstava zemědělské techniky. V rámci předvádění byl kloubový traktor využit na měření poloměru otáčení na pozemcích zemědělského družstva Městec Králové.

Pokus probíhal po dešti a v době měření byla teplota 18 °C. Převládal mírný jihozápadní vítr. Naměřené hodnoty u traktoru **John Deere 9620 RX** +

Terraland DO jsou znázorněné v tabulkách 7 až 12 na dvou odlišných površích.

6.1.3 Hlína – John Deere 9620 RX

Tabulka č. 7 zaznamenává změny reálného průměru otáčení zemědělské techniky v návaznosti na 3 km.h⁻¹ rychlost jezdce. Při nízké rychlosti 3 km.h⁻¹ obsluha během krátké chvíle zatočila traktor do plného rejdu a tím se docílilo otočit v nejmenším kruhu než u vyšších jezdce rychlostech.

Pojezdová rychlost 3 km.h ⁻¹				
Měření č.	Průměr otáčení (m)			
	Doprava		Doleva	
	Vnitřní	Vnější	Vnitřní	Vnější
1	12,40	19,60	13,40	20,60
2	12,35	19,64	13,44	20,64
3	12,38	19,58	13,37	20,58
4	12,43	19,62	13,41	20,62
Průměr	12,39	19,61	13,41	20,61

Tabulka 7 - John Deere 3 km.h⁻¹ hlína

Tabulka č. 8 zaznamenává změny jednotlivých měření reálného průměru zemědělské techniky v návaznosti na 8 km.h⁻¹, kde vyšší rychlost ovlivňuje reakci zatočení traktoru do plného rejdu a tím dochází k vyšším naměřeným hodnotám než u nižší jezdce rychlosti.

Pojezdová rychlost 8 km.h ⁻¹				
Měření č.	Průměr otáčení (m)			
	Doprava		Doleva	
	Vnitřní	Vnější	Vnitřní	Vnější
1	13,60	19,80	14,60	20,80
2	13,64	19,84	14,55	20,84
3	13,58	19,78	14,57	20,78
4	13,60	19,82	14,63	20,82
Průměr	13,61	19,81	14,59	20,81

Tabulka 8 - John Deere 8 km.h⁻¹ hlína

Tabulka č. 9 udává změny reálného průměru zemědělské techniky v návaznosti na 12 km.h⁻¹. U této rychlosti měření jsou údaje ovlivněny reakcemi obsluhy při zatočení ve dvanácti kilometrové rychlosti, kde musí obsluha kontrolovat více faktorů pro maximální zatočení.

Pojezdová rychlost 12 km.h ⁻¹				
Měření č.	Průměr otáčení (m)			
	Doprava		Doleva	
	Vnitřní	Vnější	Vnitřní	Vnější
1	14,20	21,50	16,20	22,50
2	14,16	21,55	16,22	22,54
3	14,25	21,46	16,25	22,48
4	14,22	21,52	16,18	22,50
Průměr	14,21	21,51	16,21	22,51

Tabulka 9 - John Deere 12 km.h⁻¹ hlína

6.1.4 Strniště (podmítka) – John Deere 9620 RX

Tabulka č. 10 znázorňuje průměry otočení na měřeném povrchu, kde bylo strniště. Při 3 km.h⁻¹ jsou reakce stejné jako u měření na hlíně. Ovlivnění naměřených údajů rozhodla pevnost půdy oproti měkké hlíně, kde došlo k většímu smyku.

Pojezdová rychlost 3 km.h ⁻¹				
Měření č.	Průměr otáčení (m)			
	Doprava		Doleva	
	Vnitřní	Vnější	Vnitřní	Vnější
1	11,50	17,60	12,40	18,53
2	11,53	17,64	12,35	18,56
3	11,46	17,58	12,38	18,47
4	11,55	17,62	12,42	18,50
Průměr	11,51	17,61	12,39	18,52

Tabulka 10 - John Deere 3 km.h⁻¹ strniště

Tabulka č. 11 znázorňuje hodnoty 8 km.h⁻¹, které jsou naměřeny na strništi a díky vyšší rychlosti se i zvýšily naměřené hodnoty.

Pojezdová rychlost 8 km.h ⁻¹				
Měření č.	Průměr otáčení (m)			
	Doprava		Doleva	
	Vnitřní	Vnější	Vnitřní	Vnější
1	11,72	18,15	12,82	19,20
2	11,70	18,20	12,87	19,25
3	11,75	18,10	12,77	19,17
4	11,68	18,22	12,79	19,21
Průměr	11,71	18,17	12,81	19,21

Tabulka 11 - John Deere 8 km.h⁻¹ strniště

Tabulka č. 12 znázorňuje nejvyšší hodnoty z důvodu rychlosti 12 km.h⁻¹, kde vysoká rychlost v plném zatočení je na reakce obsluhy složitější a má více faktorů na sledování z kabiny.

Pojezdová rychlost 12 km.h ⁻¹				
Měření č.	Průměr otáčení (m)			
	Doprava		Doleva	
	Vnitřní	Vnější	Vnitřní	Vnější
1	13,20	19,60	14,35	20,73
2	13,25	19,65	14,38	20,80
3	13,15	19,58	14,32	20,69
4	13,21	19,62	14,34	20,70
Průměr	13,20	19,61	14,35	20,73

Tabulka 12 - John Deere 12 km.h⁻¹ strniště

C. Měření bylo provedeno 13.10.2017 na pozemcích zemědělského podniku DZV Nova Bystřice. V podniku byl využit jako druhý traktor pro měření poloměru otáčení. Měření bylo provedeno po dešti. Teplota ovzduší byla 9 °C a převládal mírný vítr. Naměřené hodnoty u traktoru **New Holland T9 + Lemken Heliodor 8** jsou znázorněny v tabulkách 13 až 18. Jako jediný z naměřených traktorů tento byl kolový.

6.1.5 Hlína – New Holland

Tabulka č. 13 udává změnu průměru otáčení ve 3 km.h⁻¹ u zemědělské techniky. Z důvodu nízké rychlosti obsluha měla čas na rychlé reagování při zatačení do plného rejdu.

Pojezdová rychlost 3 km.h ⁻¹				
Měření č.	Průměr otáčení (m)			
	Doprava		Doleva	
	Vnitřní	Vnější	Vnitřní	Vnější
1	13,50	17,60	13,77	17,90
2	13,45	17,56	13,70	18,05
3	13,53	17,65	13,82	17,85
4	13,55	17,58	13,75	17,89
Průměr	13,51	17,60	13,76	17,92

Tabulka 13 - New Holland 3 km.h⁻¹ hlína

Tabulka č. 14 zaznamenává měření otáčení ve vyšší rychlosti 8 km.h⁻¹ a zde už při otáčení vyšší rychlosti se ovlivňuje reakce zatočení traktoru do plného rejdu a tím dochází k vyšším naměřeným hodnotám než u nižší pojezdové rychlosti.

Pojezdová rychlost 8 km.h ⁻¹				
Měření č.	Průměr otáčení (m)			
	Doprava		Doleva	
	Vnitřní	Vnější	Vnitřní	Vnější
1	14,10	18,02	14,30	18,22
2	14,15	18,10	14,35	18,27
3	13,96	18,06	14,26	18,17
4	14,12	17,97	14,32	18,20
Průměr	14,08	18,04	14,31	18,22

Tabulka 14 - New Holland 8 km.h⁻¹ hlína

Tabulka č. 15 udává změny reálného průměru zemědělské techniky v návaznosti na 12 km.h⁻¹. U této rychlosti měření jsou údaje ovlivněny reakcemi obsluhy při zatočení ve dvanácti kilometrové rychlosti.

Pojezdová rychlost 12 km.h ⁻¹				
Měření č.	Průměr otáčení (m)			
	Doprava		Doleva	
	Vnitřní	Vnější	Vnitřní	Vnější
1	16,10	19,20	15,50	19,90
2	16,15	19,18	15,48	20,00
3	16,05	19,24	15,55	19,84
4	16,20	19,15	15,52	19,95
Průměr	16,13	19,19	15,51	19,92

Tabulka 15 - New Holland 12 km.h⁻¹ hlína

6.1.6 Strniště (podmítka) – New Holland

Tabulka č. 16 znázorňuje průměry otočení na měřeném povrchu, kde bylo strniště. Při 3 km.h⁻¹ jsou reakce stejné jako u měření na hlíně. Ovlivnění naměřených údajů mohla rozhodnout pevnost půdy.

Pojezdová rychlost 3 km.h ⁻¹				
Měření č.	Průměr otáčení (m)			
	Doprava		Doleva	
	Vnitřní	Vnější	Vnitřní	Vnější
1	11,70	17,60	12,00	18,36
2	11,73	17,65	12,07	18,40
3	11,68	17,57	12,95	18,30
4	11,72	17,62	12,02	18,32
Průměr	11,71	17,61	12,26	18,35

Tabulka 16 - New Holland 3 km.h⁻¹ strniště

Tabulka č. 17 znázorňuje hodnoty 8 km.h⁻¹, které jsou naměřeny na strništi a díky vyšší rychlosti se i zvýšily naměřené hodnoty.

Pojezdová rychlost 8 km.h ⁻¹				
Měření č.	Průměr otáčení (m)			
	Doprava		Doleva	
	Vnitřní	Vnější	Vnitřní	Vnější
1	12,30	18,05	12,65	18,53
2	12,34	18,10	12,70	18,58
3	12,26	18,00	12,60	18,50
4	12,32	18,02	12,62	18,49
Průměr	12,31	18,04	12,64	18,53

Tabulka 17 - New Holland 8 km.h⁻¹ strniště

Tabulka č. 18 znázorňuje nejvyšší hodnoty z důvodu rychlosti 12 km.h⁻¹, kde vysoká rychlost v plném zatočení je na reakce obsluhy složitější a má více ovlivňujících faktorů pro obsluhu.

Pojezdová rychlost 12 km.h ⁻¹				
Měření č.	Průměr otáčení (m)			
	Doprava		Doleva	
	Vnitřní	Vnější	Vnitřní	Vnější
1	12,40	18,60	12,85	19,40
2	12,45	18,65	12,82	19,44
3	12,37	18,57	12,80	19,37
4	12,42	18,62	12,90	19,42
Průměr	12,41	18,61	12,84	19,41

Tabulka 18 - New Holland 12 km.h⁻¹ strniště

6.2 Výsledky měření

Ve výsledcích se vypočítal skutečný poloměr otáčení z hodnot, které byly naměřeny na zkušebních pozemcích a podmínkách, které umožnili daní výrobcí odlišných značek traktorů. Z tabulek 19 a 20 je názorně ukázáno porovnání každé značky na dvou površích.

Tabulka č. 19 znázorňuje reálné poloměry otáčení na prvním pozemku strniště u vybrané zemědělské techniky při třech pojzdových rychlostech

Značky	Pojzdová rychlost (km.h ⁻¹)					
	3		8		12	
	Poloměr otáčení (m)					
	doprava	doleva	doprava	doleva	doprava	doleva
CaseIH	8,3	8,7	8,5	8,8	8,8	9,2
John Deere	8,8	9,3	9,0	9,6	9,8	10,4
New Holland	8,8	9,2	9,0	9,3	9,3	9,7

Tabulka 19 - skutečný poloměr otáčení - strniště

Tabulka č. 20 udává reálné poloměry na druhém pozemku hlína u vybrané zemědělské techniky při třech rychlostech.

Značky	Pojzdová rychlost (km.h ⁻¹)					
	3		8		12	
	Poloměr otáčení (m)					
	doprava	doleva	doprava	doleva	doprava	doleva
CaseIH	7,7	8,4	8,7	8,9	9,0	9,3
John Deere	9,8	10,3	9,9	10,4	10,8	11,3
New Holland	8,8	8,9	9,0	9,1	9,6	10,0

Tabulka 20 - skutečný poloměr otáčení – hlína

Tabulka č. 21 znázorňuje teoretický poloměr otáčení uvedený ve firemních prospektech každé značky traktoru.

Značky	Poloměr otáčení (m)	Úhel natočení (°)
CaseIH	4,7	42
John Deere	5,2	42
New Holland	4,7	42

Tabulka 21 - teoretický poloměr otáčení

7 Vyhodnocení a diskuse

Z výsledků měření tří značek kloubových traktorů vyplívá, že CaseIH Quadtrac má v porovnání s ostatními naměřenými traktory nejnižší poloměr otáčení. Současně se výsledky naměřené u CaseIH Quadtrac nejvíce přibližují k hodnotám uváděných výrobcem. Teoretický poloměr otáčení určený při zkušebních jízdách ve výrobě se provádí se samotným traktorem a při nulové rychlosti kdy se traktor zatočí do plného rejdu a poté se rozjedou. V tomto případě nebylo umožněno měřit se samotnými traktory z důvodu sezónní práce, kdy traktory byly zapřaženy s taženými stroji různých značek pro přípravu půdy. Jako druhý se umístil New Holland T9, který je jediný ze třech pokusných strojů posazen na kolovém podvozku, kde ostatní mají pásové podvozky. Kola mohli mít větší prokluz při zatočení, a proto má vyšší poloměr otáčení. Na posledním místě s největším poloměrem byl kloubový traktor John Deere 9620 RX.

Rozdíly v měření ovlivnilo rozložení rozměrů mezi středovým kloubem otáčení a nápravami. Měření bylo prováděno v soupravě, kdy největší ovlivnění výsledku došlo v umístění závěsů u traktorů (viz obrázek 28 a 29), kde CaseIH Quadtrac a New Holland T9 mají závěs vysunutý ven z úrovně pásů oproti John Deeru, který má závěs umístěn zároveň se zadní hranou pásů.



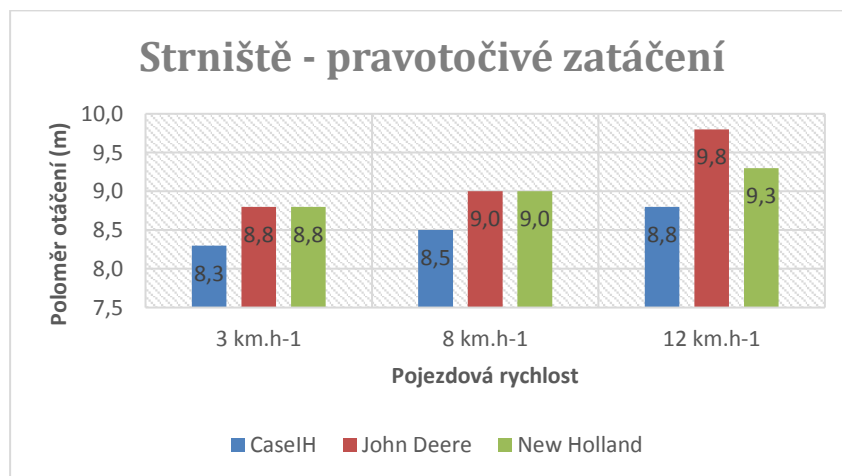
Obrázek 28 - vysunutí závěsu vlevo New Holland, vpravo CaseIH



Obrázek 29 - uložení závesu John Deere

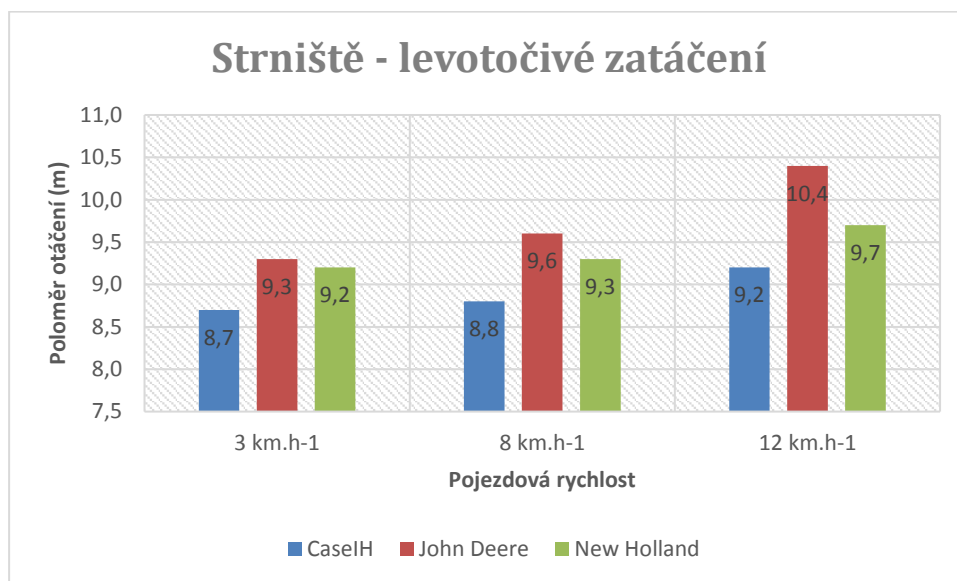
Grafy 1 až 4 znázorňují hodnoty naměřených poloměrů otáčení u různých značek traktorů při různých jezdových rychlostech a na různých površích. Rozdílné údaje při levotočivém zatáčení jsou z důvodu konstrukčního provedení strojů, kdy na levé straně jsou umístěny schůdky pro nastoupení do kabiny, a proto není možné zatočení do většího úhlu jako na pravou stranu zatočení. Dalším z důležitých faktorů ovlivnění poloměru otáčení bylo konstrukční provedení pracovního nářadí. Pracovní nářadí za traktory bylo třech různých značek, kde každá značka má své konstrukční provedení. Obsluha při zatočení musela sledovat pohyb nářadí a tím bylo zamezeno zatočení do plného úhlu.

Graf 1 vyhodnocuje údaje při pravotočivém zatočení měřené soupravy na prvním pozemku strniště.



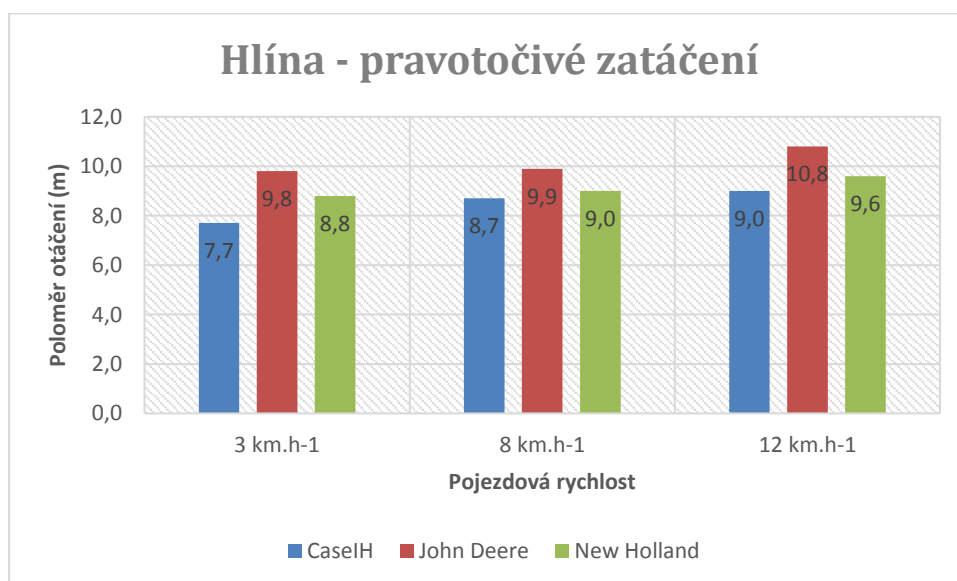
Graf 1 - Pravotočivé zatáčení strniště

Graf 2 Vyhodnocuje údaje při levotočivém zatočení soupravy na druhém pozemku hlíny.



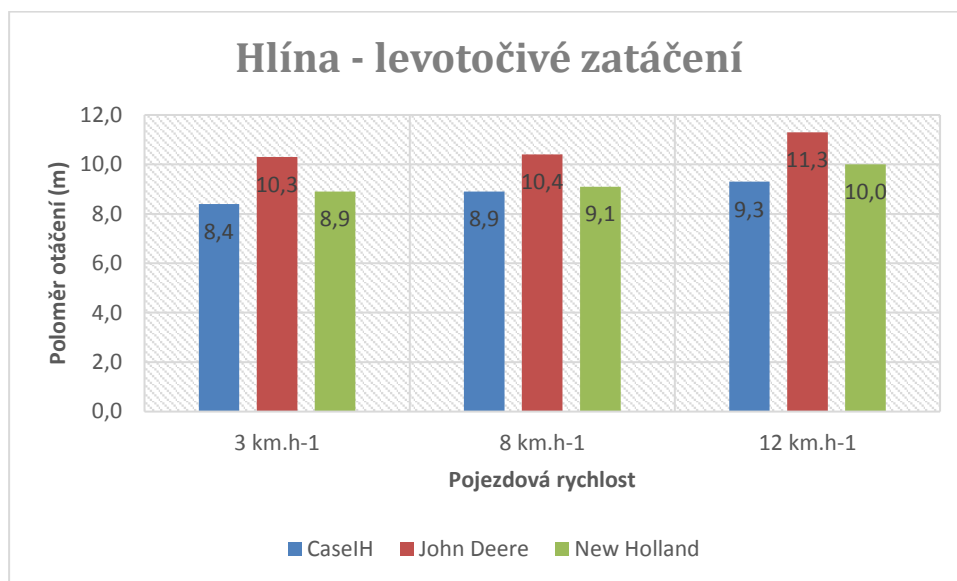
Graf 2 - Levotočivé zatáčení strniště

Graf 3 vyhodnocuje údaje naměřených hodnot při zatočení doprava na pozemku hlíny.



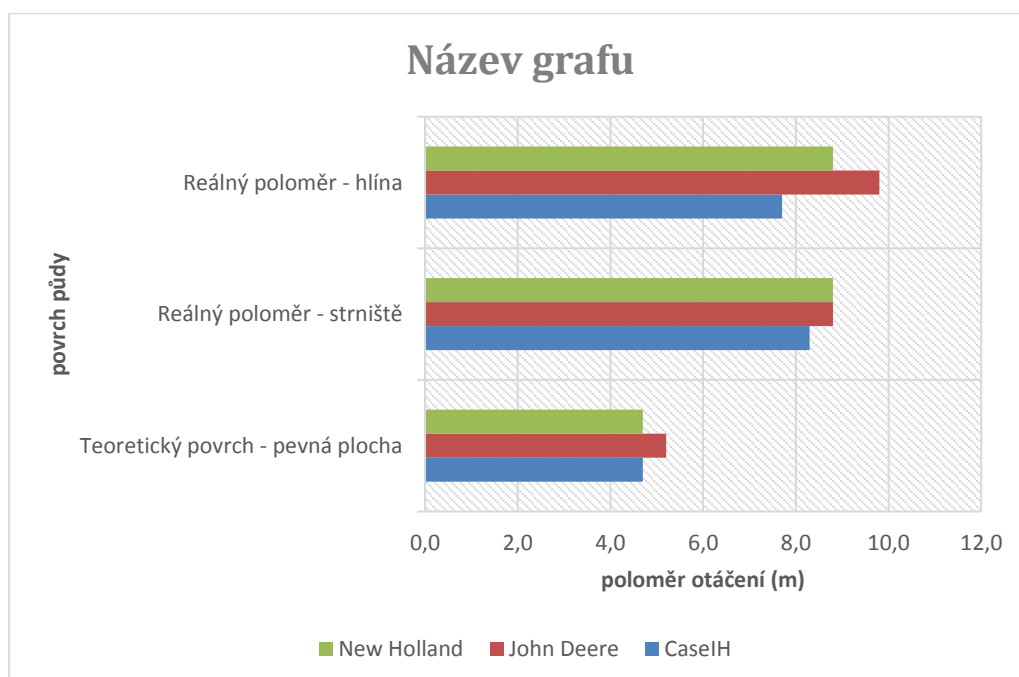
Graf 3 - Pravotočivé zatáčení hlína

Graf 4 vyhodnocuje hodnoty naměřené na pozemku s hlínou, kde souprava jela v levotočivém zatočení.



Graf 4 - Levotočivé zatáčení hlína

Graf 5 porovnává poloměry otáčení z hlediska skutečnosti, kde je vidět, že traktor John Deere má ze všech měřených údajů nejvyšší hodnoty a tím bude i ovlivněno jeho otáčení při práci na poli.



Graf 5 - Porovnání poloměrů otáčení

Závěr

Hlavním cílem této diplomové práce bylo stanovení a porovnání poloměru otáčení u třech vybraných značek traktorů, třech površích a nastavení třech polních pojezdových rychlostech a následně vyhodnotit, který z nich má nejúčinnější otočení celé soupravy na souvrati pole. V teoretické části jsem se zaměřil na základní rozdělení traktorů a obecně vozidel, dále podrobnější rozdělení konstrukčních prvků u zemědělské techniky. V praktické části je popsána metodika měření, které se zaměřila na způsoby vlastního měření na pokusných pozemcích a charakteristiku měřících traktorů. Z výsledků je známo, že nejúčinnější poloměr otočení na souvrati i s agregací s pracovním strojem byl pásový traktor CaseIH Quadtrac 620, který je na trhu již 20 let a má bohaté zkušenosti s odbornou prací v těžkých polních podmínkách.

Podvozky dnešních traktorů jsou konstruovány na vyšší nároky. Musí přenášet velké výkony motorů na podložku i v méně průjezdných podmínkách. Proto je většina traktorů rámové nebo polo-rámové konstrukce s přídatným pohonem předních náprav a uzávěrkou diferenciálů. Pro menší utužení půdy se v dnešní době stále častěji využívají pásové traktory [9].

Použitá literatura

- [1] BAUER, František a kol. *Traktory*. 1. vyd. V Brně: Mendelova zemědělská a lesnická univerzita, 2006. 192 s. ISBN 80-86726-15-0.
- [2] BAUER, František a kol. *Traktory a jejich využití*. 2. vyd. [Praha]: Profi Press, 2013. 224 s. ISBN 978-80-86726-52-6.
- [3] ČSN 30 0552: Zjišťování stopových a obrysových průměrů zatáčení a průjezdnosti kruhovým obloukem silničních vozidel pro motorovou dopravu Praha: Vydavatelství Úřadu pro normalizaci a měření, 1970. 12 s.
- [4] DE CET, M. *Traktory od A do Z*. Editory byli Quentin Daniel a Marie Lorimer; z angl. originálu přel. Karel Kopicčka. 4. vyd. [s.l.]: Levné knihy KMa s.r.o., 2008. 299 s. ISBN 978-80-255-0122-1
- [5] DÖRFLINGER, Michael. *1000 zemědělských strojů*. 1. vyd. [Praha]: Knižní klub, 2009. 336 s. ISBN 978-80-242-2461-9.
- [6] Firemní materiály AGRI CS a. s.
- [7] Firemní materiály STROM PRAHA a. s.
- [8] Firemní materiály Kvarto a.s. staženo z: <http://agriculture.newholland.com>
- [9] FROLÍK, J., SVATOŠ, J. *Základy zemědělské techniky I*. 1. vyd. České Budějovice: Zemědělská fakulta JU, 2000. 189 s. ISBN 80-7040-464-7.
- [10] <http://www.gabun.claas.com/cl-pw-en/fascination-claas/special-topics/terra-trac/axion-terratrac>
- [11] GREČENKO, Alexandr. *Trakční teorie pro kolová vozidla v terénu*. 1992. 53 s.
- [12] GREČENKO, Alexandr. *Vlastnosti terénních vozidel*. Praha: Vysoká škola zemědělská, 1994. ISBN 80-213-0190-2.
- [13] <http://www.autolexicon.net/cs/articles/diagonalni-pneumatika/>
- [14] <https://www.e-agropneu.cz/pneumatiky/traktorove/>
- [15] KUMHÁLA, František a kol. *Zemědělská technika: stroje a technologie pro rostlinnou výrobu*. Vyd. 1. V Praze: Česká zemědělská univerzita, 2007. 426 s. ISBN 978-80-213-1701-7.

- [16] PASTOREK, Zdeněk a kol. *Zemědělská technika dnes a zítra: rádce při výběru a efektivním využívání zemědělských strojů a technologií*. [Praha]: Martin Sedláček, 2002. 144 s. ISBN 80-902413-4-4.
- [17] PASTOREK, Zdeněk a kol. *Traktory*. Praha: František Savov - Agrospoj, 2001. 356 s.
- [18] SEMETKO, Jozef, Štefan DRABANT, Jaroslav MATĚJKA, Evžen PICK, Vladimír ŠMICR a Anton ŽIKLA. *Traktory a automobily 3*. Bratislava: Příroda, 1981.

Seznam obrázků

Obrázek 1- Bez-rámová konstrukce [6]	21
Obrázek 2 – Polo-rámová konstrukce [2]	22
Obrázek 3 - Rámová konstrukce [2]	22
Obrázek 4 - Odpružená náprava [6]	23
Obrázek 5 - Mechanické a pneumatické odpružení kabiny [6].....	23
Obrázek 6 - Řez pneumatikou [2]	25
Obrázek 7 - Traktorová pneumatika [14].....	25
Obrázek 8 - Diagonální a Radiální pneumatika [13]	26
Obrázek 9 - Zleva podvozek s dvěma jednotkami a napravo se čtyřmi jednotkami [2]	26
Obrázek 10 - Pásová jednotka trojúhelníková [2].....	27
Obrázek 11 - pásová jednotka [10]	27
Obrázek 12 - Pryžový pás [2]	28
Obrázek 13 - Hnací kola pásového podvozku [2].....	28
Obrázek 14 - Dokonalý styk s půdou a spojení kol s pásy [6].....	29
Obrázek 15 - CaseIH Magnum RowTrac [6].....	29
Obrázek 16 - Claas Axion 900 TerraTrac [10]	30
Obrázek 17 - Styk pásů s podložkou [10]	30
Obrázek 18- Oddělené pedály pravého a levého kola [2].....	31
Obrázek 19 - Schéma dvouokruhových brzd s hydraulickým posilovačem [2]	32
Obrázek 20 - Systém ABS u traktoru Fendt [2].....	33
Obrázek 21 - Schéma řízení kolových traktorů [2].....	34
Obrázek 22 - Ackermanova podmínka [13].....	35
Obrázek 23 - Kloubové řízení traktoru CaseIH Quadtrac [2].....	36
Obrázek 24 - Způsob zatočení kloubového traktoru [18]	37
Obrázek 25 - John Deere 9620RX	41
Obrázek 26 - CaseIH Quadtrac 620 [6].....	43
Obrázek 27 - New Holland T9	43
Obrázek 28 - vysunutí závěsu vlevo New Holland, vpravo CaseIH.....	53
Obrázek 29 - uložení závěsu John Deere	54

Seznam tabulek

Tabulka 1 - CaseIH 3 km.h ⁻¹ strniště.....	44
Tabulka 2 - CaseIH 8 km.h ⁻¹ strniště	45
Tabulka 3 - CaseIH 12 km.h ⁻¹ strniště	45
Tabulka 4 – CaseIH 3 km.h ⁻¹ hlína	45
Tabulka 5 – CaseIH 8 km.h ⁻¹ hlína	46
Tabulka 6 – CaseIH 12 km.h ⁻¹ hlína	46
Tabulka 7 - John Deere 3 km.h ⁻¹ hlína.....	47
Tabulka 8 - John Deere 8 km.h ⁻¹ hlína.....	47
Tabulka 9 - John Deere 12 km.h ⁻¹ hlína.....	48
Tabulka 10 - John Deere 3 km.h ⁻¹ strniště	48
Tabulka 11 - John Deere 8 km.h ⁻¹ strniště	48
Tabulka 12 - John Deere 12 km.h ⁻¹ strniště	49
Tabulka 13 - New Holland 3 km.h ⁻¹ hlína.....	49
Tabulka 14 - New Holland 8 km.h ⁻¹ hlína.....	50
Tabulka 15 - New Holland 12 km.h ⁻¹ hlína.....	50
Tabulka 16 - New Holand 3 km.h ⁻¹ strniště	50
Tabulka 17 - New Holland 8 km.h ⁻¹ strniště	51
Tabulka 18 - New Holland 12 km.h ⁻¹ strniště.....	51
Tabulka 19 - skutečný poloměr otáčení - strniště	52
Tabulka 20 - skutečný poloměr otáčení – hlína	52
Tabulka 21 - teoretický poloměr otáčení	52

Seznam grafů

Graf 1 - Pravotočivé zatáčení strniště	54
Graf 2 - Levotočivé zatáčení strniště	55
Graf 3 - Pravotočivé zatáčení hlína.....	55
Graf 4 - Levotočivé zatáčení hlína	56
Graf 5 - Porovnání poloměrů otáčení.....	56