

JIHOČESKÁ UNIVERZITA V ČESKÝCH BUDĚJOVICÍCH
ZEMĚDĚLSKÁ FAKULTA

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 Zetor Forterra 140 HSX, Zetor Proxima 120 Power a Zetor 7745 Turbo pro potřeby počítačových modelů.

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

Konzultant diplomové práce: Ing. Martin Filip

Autor diplomové práce: Bc. Jan Zloch

České Budějovice, 2018

JIHOČESKÁ UNIVERZITA V ČESKÝCH BUDĚJOVICÍCH

Fakulta zemědělská

Akademický rok: 2016/2017

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Jan ZLOCH**
Osobní číslo: **Z16298**
Studijní program: **N4101 Zemědělské inženýrství**
Studijní obor: **Zemědělská a dopravní technika**
Název tématu: **Stanovení poloměru otáčení u traktorů Zetor Forterra 140 HSX, Zetor Proxima 120 Power a Zetor 7745 Turbo 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 traktorů Zetor Forterra 140 HSX, Zetor Proxima 120 Power a Zetor 7745 Turbo měřené na odlišných typech povrchů a při různých jezdvých rychlostech.

Struktura hlavní části práce bude následující:

1. Stručný úvod do problematiky
2. Úvod do trakční teorie
3. Konstrukce podvozků
4. Popis metodiky pokusů
5. Výsledky terénních měření
6. Diskuse
7. 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: 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.; VLK, František. Podvozky motorových vozidel. 3., přeprac., rozš. a aktualiz. vyd. Brno: František Vlk, 2006. vii, 464 s. ISBN 80-239-6464-X; VLK, František. Automobilová technická příručka. 1. vyd. Brno: František Vlk, 2003. 791 s. ISBN 80-238-9681-4; LUPOMĚCH, František. Traktory Zetor: unifikovaná řada I: technická data, popis a informace: údržba a seřizování: zaměnitelnost dílů: Zetor. 2., dopl. vyd. Praha: Zemědělský týdeník, 2007. 364 s. ISBN 978-80-87002-03-2; 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
Studentůvská 1868, 370 06 České Budějovice


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

V Českých Budějovicích dne 17. března 2017

Prohlášení autora, souhlas s uveřejněním práce:

Prohlašuji, že svoji diplomovou práci jsem vypracoval samostatně s využitím informací z literatury, jejíž seznam je součástí této práce a je uveden v kapitole Seznam citované literatury.

Prohlašuji, že v souladu s § 47b 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 jejich 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 20. dubna 2018

.....

podpis autora

Poděkování:

Poděkování patří především panu doc. RNDr. Petru Bartošovi, Ph.D., a panu Ing. Martinovi Filipovi, za ochotu, cenné rady, připomínky a odborné vedení při vypracování této diplomové práce. Dále pak Bc. Františku Roučkovi za pomoc při realizaci jednotlivých měření.

Abstrakt:

Hlavním cílem této diplomové práce je stanovení poloměru otáčení vybraných traktorů (Zetor Forterra 140 HSX, Zetor Proxima 120 Power a Zetor 7745 Turbo) na třech odlišných typech povrchů při různých rychlostech. Literární část se v krátkosti zabývá významem a historickým vývojem traktorů, jsou uvedeny základní poznatky z trakční teorie, osvětlena problematika sil působících na odvalující se kolo a v neposlední řadě se blíže zabývá konstrukcí podvozkových částí traktorů. Praktická část je převážně zaměřena na stanovení poloměru otáčení jednotlivých traktorů na třech stanovených typech povrchů při třech stanovených rychlostech. Diskuze se pak převážně zabývá porovnáním poloměru otáčení splňujících normu ČSN 30 0552 s poloměry udanými výrobcem traktorů.

Klíčová slova:

Traktor; terramechanika; prokluz; podvozky; řízení; poloměr otáčení.

Abstract:

The main aim of this diploma thesis is to determine the radius of rotation of selected tractors (Zetor Forterra 140 HSX, Zetor Proxima 120 Power and Zetor 7745 Turbo) on three different types of surfaces using different speeds. The literary part deals briefly with the importance and historical development of tractors, the basic knowledge of traction theory, the problems of forces acting on the rolling wheel, and last but not least the construction of the tractor parts. The practical part is mainly focused on determining the radii of rotation of individual tractors on three specified types of surfaces using the three given speeds. The discussion is mainly focused on comparing the radii of rotation meeting ČSN 30 0552 with the radii given by the tractor manufacturer.

Key words:

Tractor; terramechanics; slip; chassis; steering; radius of rotation.

Obsah:

ÚVOD	1
1 LITERÁRNÍ PŘEHLED	3
1.1 Traktory	3
1.1.1 Význam traktorů a jejich využití	3
1.1.2 Historie a vývoj traktorů	5
1.2 Trakční teorie	9
1.2.1 Terramechanika	10
1.2.2 Terén	10
1.2.3 Mechanika kol traktoru	10
1.2.4 Kontaktní tlak a dosedací plocha kola s pneumatikou	14
1.2.5 Hnací moment a hnací síla	17
1.2.6 Prokluz	17
1.3 Podvozky kolových traktorů	18
1.3.1 Rámy	19
1.3.2 Odpružení traktorů	21
1.3.3 Nápravy traktorů	26
1.3.4 Pneumatiky	27
1.3.5 Brzdové ústrojí	30
1.3.6 Řízení	34
1.3.7 Podvozky pásových traktorů	37
2 CÍLE PRÁCE	40
3 MATERIÁL A METODIKA	41
3.1 Metodika měření	41
3.1.1 Stanovení skutečné pojezdové rychlosti traktoru	41
3.1.2 Stanovení průměrných hodnot poloměrů otáčení	42

3.1.3 Stanovení relativní odchylky.....	42
3.1.4 Stanovení stálosti.....	42
3.2 Traktory použité při měření.....	43
3.2.1 Zetor Forterra 140 HSX	43
3.2.2 Zetor Proxima 120 Power	45
3.2.3 Zetor 7745 Turbo	48
3.3 Lokalita měření	50
4 VÝSLEDKY TERÉNNÍCH MĚŘENÍ	52
4.1 Klimatické podmínky na stanovištích měření.....	52
4.1.1 Sklizený travní porost.....	52
4.1.2 Podmínka.....	53
4.1.3 Asfalt	53
4.2 Skutečná pojzdová rychlost.....	54
4.2.1 Skutečné pojzdové rychlosti traktoru Zetor Forterra 140 HSX... 54	
4.2.2 Skutečné pojzdové rychlosti traktoru Zetor Proxima 120 Power 55	
4.2.3 Skutečné pojzdové rychlosti traktoru Zetor 7745 Turbo..... 55	
4.3 Průměrné hodnoty poloměrů otáčení jednotlivých traktorů.....	56
4.3.1 Zjištěné hodnoty u traktoru Zetor Forterra 140 HSX..... 56	
4.3.2 Zjištěné hodnoty u traktoru Zetor Proxima 120 Power..... 64	
4.3.3 Zjištěné hodnoty u traktoru Zetor 7745..... 72	
4.4 Sumarizace a porovnání výsledků	80
4.4.1 Porovnání výsledků	81
5 DISKUSE.....	82
ZÁVĚR.....	83
SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	84

ÚVOD

V dřívějších dobách se k obdělávání zemědělské půdy používaly jednoduché nástroje využívající lidskou či animální sílu. S nástupem průmyslové výroby se nástroje zdokonalovaly ve stroje a různá zařízení a bylo zapotřebí většího množství energie pro jejich používání. S vynálezem spalovacího motoru v 19. století se začaly čím dál tím více v zemědělství uplatňovat stroje využívající tento vynález jako zdroj energie, který díky svojí schopnosti přeměnit energii uloženou v palivu na mechanickou energii, pomalu převzal roli energetického zdroje a byl tak schopen nahradit lidskou nebo zvířecí práci. Postupem času se stroje a zařízení stále zdokonalovaly a vylepšovaly. Z jednoúčelových strojů se vyvíjely stroje pro univerzální použití, a tak se na konci 19. století objevily předchůdci dnešních traktorů, které však využívaly parního pohonu. Za první traktor je možno považovat traktor Henryho Forda z roku 1906.

S rostoucími nároky se traktory dále vyvíjely a vyvíjí se dodnes. Na traktory byly a jsou kladeny stále vyšší nároky, jako jsou například: vyšší výkon motoru, vyšší tahová síla, větší svahová dost, lepší průjezdnost terénem atd. V těchto souvislostech prošly traktory řadami konstrukčních změn ve všech svých částech. Od řemenic pro pohon stacionárních strojů přes vývodové hřídele či třibodové závěsy. Konstrukční změny si vyžádaly i spalovací motory původně výhradně benzinové či petrolejové nahradil dnes výhradně používané naftové motory. Ani podvozkové a převodové části se nevyhnuly změnám, od kolových přes polopásové a pásové, kdy pro přenos vyšších hnacích sil byly často využívány pásové podvozky, avšak pro svoje špatné jízdní vlastnosti především na pozemních komunikacích se od nich na čas upustilo a až s vývojem nových technologií jejich obliba zase v posledních letech roste.

Problémem, který se dnes nejčastěji řeší ve všech oblastech zemědělství, je nežádoucí zhutnění půdy, které způsobuje nemalé ekonomické ztráty a částečně způsobuje i devastaci půdního fondu. Se vzrůstajícím výkonem traktorů musí logicky stoupat i jejich hmotnost, protože pro přenos vysokých tahových výkonů na podložku je za potřebí větší tíhy působící na stykovou plochu traktoru a podložky, což může mít za následek nežádoucí zhutnění, částečně tento problém řeší použití

pásových podvozků nebo dvojitých montáží kol. Dle mého názoru však nežádoucí zhutnění půdy způsobují především návěsy či přívěsy agregované za traktory při četných pojezdech po pozemcích, či velké samojízdné sklizňové stroje obstarávající sklizeň zemědělských plodin.

S rostoucím výkonem a hmotností traktorů rostou i jejich rozměry, které výrazně ovlivňují jejich manévrovací schopnosti. Traktory o výkonech motoru 40 – 60 kW hojně využívané v dřívějších dobách pro méně náročné tahové práce dnes nahradily traktory o výkonech 80 – 110 kW.

Se zvětšujícími se rozměry traktorů se zvětšují i veličiny, které ovlivňují poloměr otáčení, tedy i manévrovací schopnosti traktorů. Mezi které patří rozvor náprav a vzdálenost os rejdových čepů. Další veličinou ovlivňující poloměr otáčení jsou úhly natočení kol, které se ve většině případů zvětšují s rozměry traktorů.

Z výše uvedených důvodů byly pro zjištění poloměrů otáčení vybrány dva traktory vyráběné v dnešní době a jeden traktor staršího data výroby. Konkrétně lze uvést Zetor Proxima 120 Power a Zetor Forterra 140 HSX jako zástupci dnes vyráběných traktorů, a Zetor 7745 Turbo jako zástupce traktorů dříve vyráběných.

Tato práce by měla vystihnout rozdílnost poloměrů otáčení jednotlivých traktorů, při různých rychlostech a na různých typech povrchů.

1 LITERÁRNÍ PŘEHLED

1.1 Traktory

1.1.1 Význam traktorů a jejich využití

Definice traktoru jsou poněkud odlišné. Dle jedné lze traktor považovat za mobilní energetický prostředek (stroj), který převádí tepelnou energii obsaženou v palivu, na mechanickou energii potřebnou pro rozjezd, trakci a pohon zemědělských strojů [1].

Jiná definice označuje traktor jako motorové vozidlo určené především k tažení, sunutí, nesení a pohonu různých strojů, hlavně v polních podmínkách, ale také k jiným pracím jako je např. těžba dřeva, tažení přívěsů v dopravě, na stavbách apod. [2].

Dle normy ISO 3339 je traktor definován jako vozidlo určené pro práci v terénu a na cestě, schopné nést, tahat a pohánět nářadí anebo stroje (stacionární nebo mobilní) a tahat přívěsné, respektive návěsné dopravní prostředky [3].

Hlavním posláním traktorů v zemědělské výrobě jsou tahové práce včetně dopravy. Univerzální traktor je v současné době na celém světě nepostradatelným mobilním energetickým prostředkem pro všechny zemědělské farmy. To platí zejména na malých a středních farmách. Na velkých farmách a u firem provádějící služby v zemědělství se za určitých podmínek prosazují výkonné jednoúčelové samojízdné respektive systémové pracovní stroje. Nelze vyloučit konstrukci dalších mezitypů základních mobilních energetických prostředků, společně se zvyšováním technické úrovně jednotlivých funkčních prvků a pracovních uzlů klasických traktorů [4].

Traktory svým technickým vybavením, elektrohydraulickým ovládním dílčích funkčních uzlů přinesly nejen vysoký komfort, ale i účelnost spojenou s reálnou možností snížit spotřebu pohonných hmot a tím i variabilní náklady provozu.

Požadavky na výkonnost, přesnost, spolehlivost a stupeň automatizace traktorů se soustavně zvyšují. Jejich splnění předpokládá zásadní změnu v konstrukci, která s sebou přináší zavádění elektronického řízení jednotlivých funkčních uzlů traktorů. Používání nových konstrukčních uzlů pro ovládní

jednotlivých funkčních skupin traktorů a zemědělských strojů je na stálém vzestupu. Technika ve spojení s elektronikou klade i vyšší nároky na odbornost pracovníků, kteří traktory obsluhují, organizují a zabezpečují jejich provoz [3].

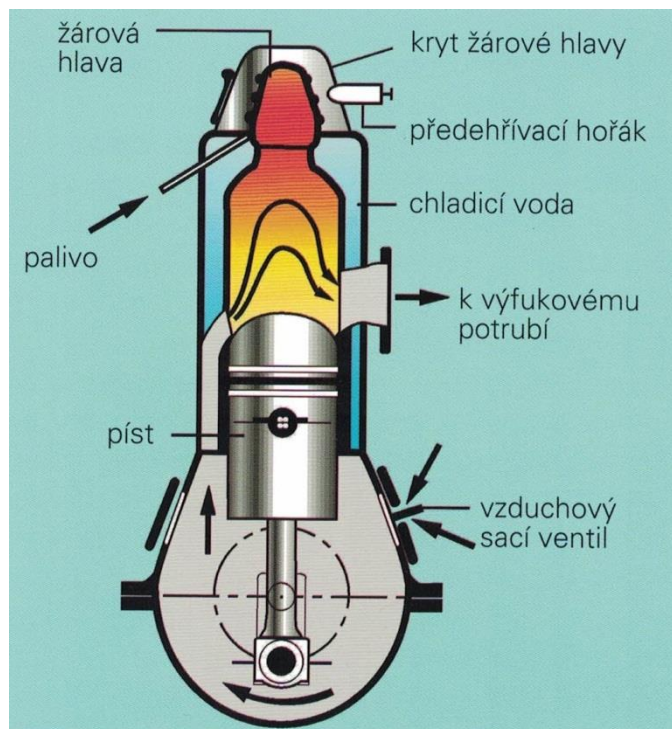
V uplynulých letech se potvrdilo, že traktor zůstane i v budoucnu nejvýznamnějším mobilním energetickým prostředkem pro řadu hospodářských odvětví, především pak v zemědělství. Rozhodující zastoupení bude stále patřit univerzálnímu traktoru, který postupně převzal některé prvky a vlastnosti dříve uplatňované pouze u speciálních nosičů a systémových traktorů. Jako příklad je možné uvést přední tříbodový závěs, zkosenou kapotu a výrazně vyšší maximální pojezdovou rychlost.

Dalším z významných jevů bude nárůst počtu traktorů vyšších výkonových tříd. Dnes již snad každý pochopil, jak chybné je spojování výkonné zemědělské techniky s nedostatečně výkonným traktorem. Musíme si však uvědomit, že uplatnění traktorů s nižším výkonem nebude zanedbatelné. Technický pokrok se projevuje a bude uplatňován u traktorů celého výkonového spektra. Výrazný pokrok minulých let u traktorů vyšších výkonů se začíná adaptovat i u traktorů nižších výkonů. Charakteristickým rysem ve vývoji traktorů je uplatnění zkušeností minulých desetiletí v oblasti konstrukce mechanických částí traktoru, které doplňuje bohaté uplatnění elektronických prvků. Možnosti nabízené elektronikou stále posouvají regulační a optimalizační možnosti činnosti jednotlivých částí traktoru, i traktoru jako celku, do nových dimenzí. Dnešní moderní traktory dosahují vysokého stupně technické úrovně, srovnatelné s jinými dopravními a energetickými prostředky. Je tedy logické, že tato vysoká technická úroveň je provázena i vysokými cenami těchto traktorů. Jejich uplatnění je umožněno především vysokou výkonností, optimalizací provozu a relativně vysokými cenami paliva, kdy se jeho úspora může velmi významně projevit ve variabilních nákladech provozu.

Po stránce koncepčního uspořádání traktorů nelze předpokládat v dohledné době zásadní změny. Jako prvořadý problém, který se řeší a nadále se bude řešit u nejvýkonnějších traktorů, je otázka zatížení náprav a s tím související utužování půd, především podorničních vrstev [5].

1.1.2 Historie a vývoj traktorů

Vynálezem spalovacího motoru v 19. století se otevřely zcela nové možnosti. Princip plynového motoru vynalezl Nikolaus August Otto již v roce 1862 a podle základního principu tohoto motoru sestavil první čtyřtákní benzinový motor, nazvaný podle něho Ottův. Téměř současně stavěl Gottlieb Daimler čtyřtákní benzinové motory, které později použil pro své automobily. V roce 1890 vynalezli Angličané Hornsby a Akroyd dvoutákní motor se žárovou hlavou na obrázku 1, který měl tu výhodu, že mohl být poháněn levným těžkým olejem. Později našel daný princip širší uplatnění v legendárních traktorech Lanz – Bulldog. Nelze též zapomenout na Rudolfa Diesela, jenž vynalezl v roce 1897 podle něho nazvaný Dieselův motor, dnes používaný ve všech traktorech a tahačích.



Obrázek 1: Konstrukce motoru se žárovou hlavou [6]

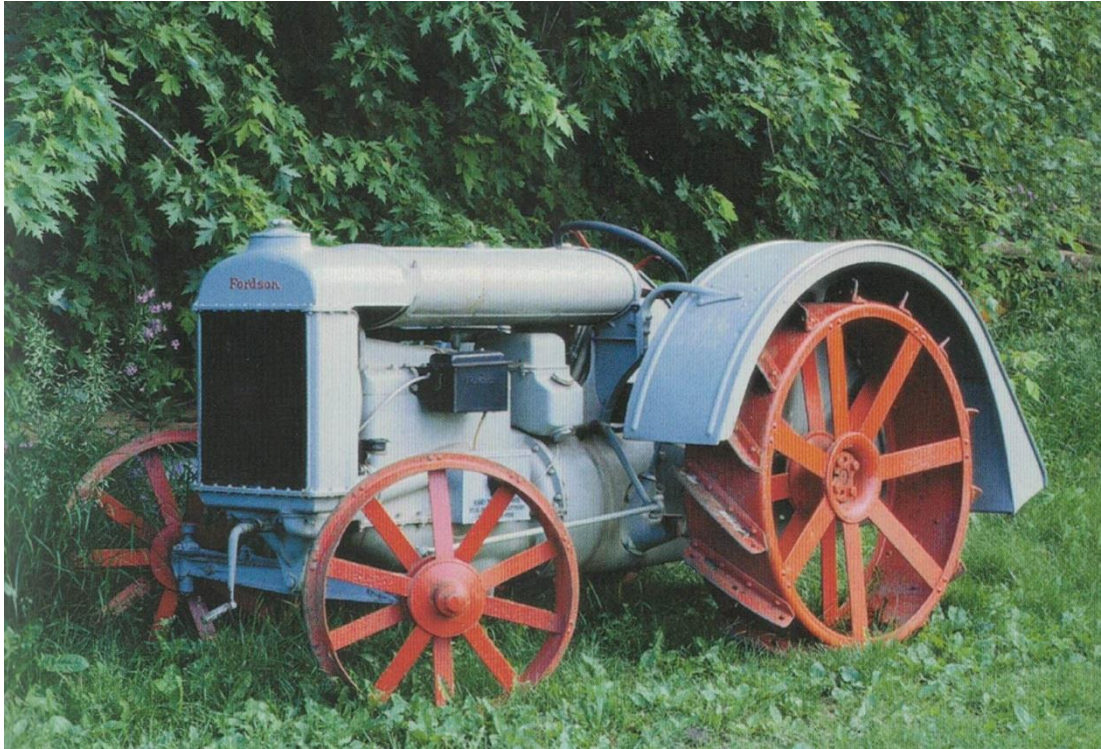
Růst počtu obyvatel související s industrializací a potřeba uživit stále více lidí vyžadovala zvýšit výnosy půdy, toho však nelze dosáhnout zastaralými metodami obdělávání půdy, a bylo tedy nutné začít používat spalovací motory také v zemědělství.

Vzorem konstrukce samojízdných strojů pro obdělávání půdy bylo jednoznačně USA. V roce 1889 byl na podvozek parního tažného stroje výrobce Rumelyho poprvé připevněn spalovací motor. O několik let později začali

další výrobci produkovat traktory s podobnými motory. Mezi tyto výrobce patřili Landini, Case, McCormick, John Deere, Ford, Deering a další. Všichni položili základy pro pozdější celosvětovou mechanizaci zemědělských strojů. Firma Hart – Parr v roce 1906 poprvé použila označení „traktor“. Centrum vývoje traktorů se před první světovou válkou nacházelo v USA, protože zdejší zemědělství nabízelo nejlepší předpoklady pro rychlé rozšíření, a to i díky velkému množství již vyrobených benzinových traktorů.

Požadavek postavit pro zemědělskou výrobu takový stroj, který by mohl být nasazen jako univerzální tahový i pohonný prostředek, se jevil stále naléhavější. Mnozí konstruktéři se tímto problémem zabývali, avšak revoluční koncepce přišla právě z USA.

Henry Ford již v roce 1906 vyvinul malý traktor, jehož přední díl převzal z automobilu a zadní část ze žacího stroje. Z toho se odvodil lehký polní tažný stroj. V roce 1917 vyšla velkosérie traktorů Fordson F, na obrázku 2, vybavených karburátorovými motory a třístupňovými převodovkami se zpětným chodem. S tímto opravdu levným traktorem z pásové výroby mohli zemědělci nejen orat, ale také vykonávat všechny ostatní polní práce. Díky řemenici mohl být Fordson použit i jako stacionární motor k pohonu dalšího stroje a zařízení. Kromě toho mohl sloužit jako tahač polních vozů a dalších různorodých nástrojů. Značka Fordson byla v každém ohledu ta nejlepší účelová konstrukce a stala se po mnoho let vzorem pro téměř všechny konstruktéry.



Obrázek 2: Traktor Fordson F z roku 1917 [7]

V Německu přinesla téměř ve stejném čase firma Heinrich Lanz v Mannheimu legendární traktor Bulldog s dvoutaktním motorem se žárovou hlavou, čímž zavedla téměř čtyřicetiletou výrobu prakticky stále vylepšovaného systému. V prvním provedení byl traktor určen pro pohon a transport mlátiček, avšak v roce 1924 byla představena velmi pokroková konstrukce polního traktoru s pohonem čtyř kol a řízením pomocí natažení náprav a celých částí traktoru na centrálním svislém čepu (tzv. kloubové řízení).

Počátek 30. let 20. století přinesl významnou změnu, především v použití pryžových pneumatik místo železných kol. Další významnou změnou v konstrukci traktorů byl postupný přechod výrobců k využití dieselových motorů, dodnes nepřekonaných zejména v robustnosti a hospodárnosti.

30. léta 20. století přinesla velký rozmach v konstrukčních řešeních traktorů. Výjimečné konstrukční řešení nabídl v roce 1936 traktor pro maloročníky od firmy Deutz. V podobě malého a levného traktoru, který byl vybaven jednoválcovým dieselovým motorem. Takové stroje byly velmi vhodné pro malovýrobu, a tudíž se stali velmi populárními. Během války se však vývoj traktorů zastavil a v mnoha ohledech vrátil zpět. Ve druhé polovině války se téměř výhradně

používaly traktory s generátory na dřevoplyn, zejména kvůli nedostatku vhodných paliv.

Brzy po válce vyvstala naléhavá poptávka po malých traktorech, která traktorům dopomohla k celoplošnému uplatnění. Trh se tedy výrazně rozšířil, což povzbudilo mnohé malovýrobce ke vstupu na trh s jednoduše vyráběnými traktory.

Ke konci 50. let 20. století se trh výrazně nasýtil a mnozí výrobci zmizeli či je převzali velcí konkurenti.

Na začátku 60. let 20. století nastaly změny v požadavcích na traktory. Poptávka byla především po stále výkonnějších strojích vybavených hydraulikou, pohonem všech kol, vývodovými hřídeli, převodovkami s širšími rozsahy rychlostí a dalším účelným příslušenstvím [7].

Již v dobách Rakouska – Uherska se na naše území dovážely traktory především z Ameriky. Posloužily tak jako inspirace pro místní konstruktéry.

Nejprve se zde konstruovaly tzv. motorové pluhy konstruktérů Václava Snětiny (z roku 1911), Jaroslava Berana (1919) a Emila Černého (1926). Podobné stroje vyráběli také další firmy jako např. Laurin & Klement, Praga, Oekonom, Ferrum či Wikow.

Na přelomu 20. a 30. let minulého století se pomalu dostávaly do výroby traktory klasické koncepce, které vyráběli například firmy:

- Továrna autopluhů a hospodářských strojů Vraňany pod značkou Tap od roku 1921,
- Akciová společnost Plzeň (dříve Škodovy závody) a Akciová společnost pro automobilový průmysl Mladá Boleslav pod značkou Škoda v letech 1926 – 1954,
- Svoboda motor slévárna a strojárna Kosmonosy – Mladá Boleslav v letech 1934 – 1949,
- Jan Pujman, továrna na stroje, motory a slévárna, Nové Ransko pod značkou Pluto v letech 1939 – 1942,
- Bratří Paříkové, továrna na stroje, Napajedla pod značkou Slavia, v letech 1942 – 1945.

Na obrázku 3 je zobrazen traktor Škoda 30 vyráběný v letech 1946 – 1950, který se stal v naší zemi nejrozšířenějším traktorem poválečného období.



Obrázek 3: Traktor Škoda 30

Po znárodnění průmyslových podniků v letech 1945 – 1948 bylo zavedeno centrální řízení národního hospodářství. Výroba traktorů po tomto období ve většině výše jmenovaných firmách zanikla. Ve Škodě v Plni se přestaly traktory vyrábět posléze roku 1952 a jediným producentem traktorů na našem území zůstal národní podnik Zbrojovka Brno se značkou Zetor. Tato tradiční brněnská firma se stala zároveň centrem zemědělského strojírenství a řídila další národní podniky po celém území tehdejšího Československa [8].

1.2 Trakční teorie

Trakční teorie se zabývá přenosem sil mezi hnacím ústrojím vozidel a podložkou, které mají původ ve vytlačování stopy a ve smykovém namáhání styčné plochy s deformačními důsledky [9].

1.2.1 Terramechanika

Terramechanika se zabývá studiem a výkladem jevů, jež nastávají ve styku pojezdového ústrojí vozidla s půdou. K nim patří zejména vytváření stopy (jízdni odpor a stlačování půdy) a přenos hnací síly [4].

1.2.2 Terén

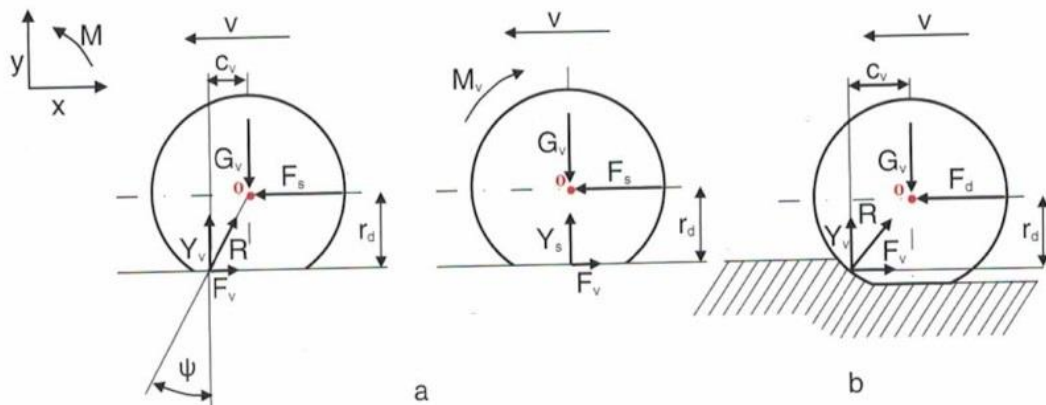
Za terén se pokládá nezastavěná nebo nezavodněná část zemského povrchu mimo pozemní komunikace se zpevněným podložím. Terén může obsahovat tvarové nebo rostlinné překážky, které mohou pohyb vozidel znesnadnit nebo znemožnit [9].

1.2.3 Mechanika kol traktoru

Kola traktoru je možné z mechanického hlediska rozdělit na hnaná (vedená) a hnací. Hnací kola přenáší hnací sílu motoru, která udržuje traktor v pohybu. Při odvalování kola se vyskytují nejčastěji následující případy:

- odvalování pružného kola po tvrdé podložce (obrázek 4 a)
- odvalování pružného kola po měkké podložce (obrázek 4 b)

Na odvalující se hnané kolo působí při rovnoměrném pohybu síly znázorněné na obrázku 13.



Obrázek 4: Síly působící na hnané kolo [3]

kde:	G_v – tíha připadající na hnané kolo	[N]
	Y_v – normálová reakce podložky	[N]
	F_v – síla odporu valení	[N]
	M_v – moment odporu valení	[N.m]
	F_s – surná síla od rámu traktoru	[N]

R – výslednice normálové reakce a odporu valení	[N]
c_v – vzdálenost normálové reakce od osy hnaného kola	[m]
r_d – dynamický poloměr	[m]
ψ – úhel odporu valení	[-]

Následující rovnice 1, 2, 3 vyjadřují podmínky pro rovnovážný stav kola k bodu otáčení O za působení uvedených sil.

Podmínky rovnováhy k bodu O mají tvar:

$$\sum F_x = 0, F_v - F_s = 0 \quad (1)$$

$$\sum F_y = 0, G_v - Y_v = 0 \quad (2)$$

$$\sum M_o = 0, F_v \cdot r_d - c_v \cdot Y_v = 0 \quad (3)$$

kde: $\sum F_x$ – součet vodorovných složek sil působících na kolo	[N]
$\sum F_y$ – součet svislých složek sil působících na kolo	[N]
$\sum M_o$ – součet výsledných momentů působících na kolo	[N.m]
G_v – tíha připadající na hnané kolo	[N]
Y_v – normálová reakce podložky	[N]
F_v – síla odporu valení	[N]
M_v – moment odporu valení	[N.m]
F_s – suvná síla od rámu traktoru	[N]
R – výslednice normálové reakce a odporu valení	[N]
c_v – vzdálenost normálové reakce od osy hnaného kola	[m]
r_d – dynamický poloměr	[m]
ψ – úhel odporu valení	[-]

Protože výsledný moment sil kola Y_v a F_v je ke středu kola O roven nule, musí výslednice procházet středem kola. Z toho vyplývá síla odporu valení, která je dána vztahem 4:

$$F_v = \frac{c_v}{r_d} \cdot Y_v = \frac{c_v}{r_d} \cdot G_v \quad (4)$$

kde: G_v – tíha připadající na hnané kolo [N]

Y_v – normálová reakce podložky [N]

F_v – síla odporu valení [N]

c_v – vzdálenost normálové reakce od osy hnaného kola [m]

r_d – dynamický poloměr [m]

Poměr $\frac{c_v}{r_d}$ je pro určitý typ kola a druh půdy téměř konstantní veličinou

a nazývá se součinitel odporu valení f , který je vyjádřen vztahem 5:

$$f = \frac{c_v}{r_d} = \operatorname{tg} \psi \quad (5)$$

kde: f – součinitel odporu valení [-]

c_v – vzdálenost normálové reakce od osy hnaného kola [m]

r_d – dynamický poloměr [m]

ψ – úhel odporu valení [-]

Z výše uvedeného vztahu vyplývá vztah 6:

$$F_v = f \cdot Y_v = f \cdot G_v \quad (6)$$

kde: G_v – tíha připadající na hnané kolo [N]

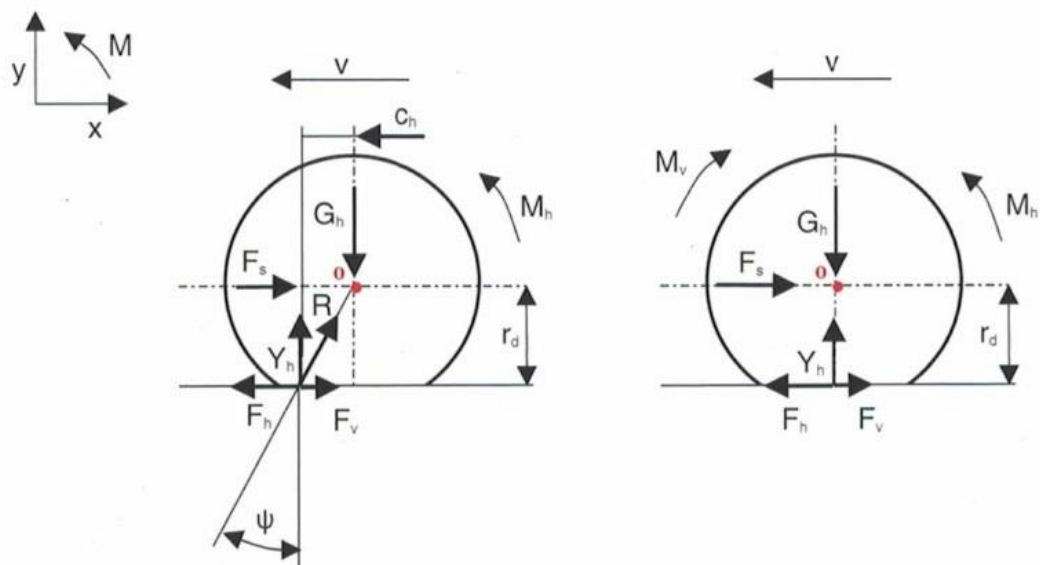
f – součinitel odporu valení [-]

Y_v – normálová reakce podložky [N]

F_v – síla odporu valení [N]

Při jízdě traktoru v měkkém terénu je větší úhel odporu valení ψ při zachování stejné velikosti normálové reakce Y_v . Normálová reakce se posouvá od osy kola, dynamický poloměr r_d se snižuje (viz. obrázek 13 b), proto musí pro zachování rovnováhy narůstat síla odporu valení F_v .

Na odvalující se hnací kolo působí při rovnoměrném pohybu síly zobrazené na obrázku 5.



Obrázek 5: Síly působící na hnací kolo [3]

- kde:
- | | |
|---|-------|
| G_h – tíha připadající na hnací kolo | [N] |
| Y_h – normálová reakce podložky | [N] |
| F_v – síla odporu valení | [N] |
| F_s – suvná síla od rámu traktoru | [N] |
| R – výslednice normálové reakce a odporu valení | [N] |
| c_h – vzdálenost normálové reakce od osy hnacího kola | [m] |
| r_d – dynamický poloměr | [m] |
| F_h – hnací síla | [N] |
| M_h – hnací moment | [N.m] |
| ψ – úhel odporu valení | [-] |

Následující rovnice 7, 8, 9 vyjadřují podmínky pro rovnovážný stav kola k bodu otáčení O za působení uvedených sil.

Podmínky rovnováhy k bodu O mají tvar:

$$\sum F_x = 0, F_s + F_v - F_h = 0 \quad (7)$$

$$\sum F_y = 0, Y_h - G_h = 0 \quad (8)$$

$$\sum M_o = 0, M_h + F_v \cdot r_d - F_h \cdot r_d - c_h \cdot Y_h = 0 \quad (9)$$

kde: $\sum F_x$ – součet vodorovných složek sil působících na kolo [N]

$\sum F_y$ – součet svislých složek sil působících na kolo [N]

$\sum M_o$ – součet výsledných momentů působících na kolo [N.m]

G_h – tíha připadající na hnací kolo [N]

Y_h – normálová reakce podložky [N]

F_v – síla odporu valení [N]

F_s – suvná síla od rámu traktoru [N]

R – výslednice normálové reakce a odporu valení [N]

c_h – vzdálenost normálové reakce od osy hnacího kola [m]

r_d – dynamický poloměr [m]

F_h – hnací síla [N]

M_h – hnací moment [N.m]

Normálová reakce Y_h je podobně jako u hnaného kola předsunuta před střed kola o hodnotu c_h . Síla odporu valení je vyjádřena vztahem 10:

$$F_v = f \cdot Y_h = f \cdot G_h \quad (10)$$

kde: G_h – tíha připadající na hnací kolo [N]

f – součinitel odporu valení [-]

Y_h – normálová reakce podložky [N]

F_v – síla odporu valení [N]

1.2.4 Kontaktní tlak a dosedací plocha kola s pneumatikou

Zatížení kola se projevuje ve vztahu k podložce. Na silnicích jsou dopravní vyhláškou limitována zatížení náprav se zřetelem k namáhání vozovek, v terénu, zejména pak na kultivované půdě jde o snížení hloubky stop a s tím spojeného utužování půdy. Důležitou roli hraje kontaktní tlak q v dosedací ploše pneumatiky s podložkou (vyjádřený vztahem 11), který se však obvykle uvádí jako střední hodnota:

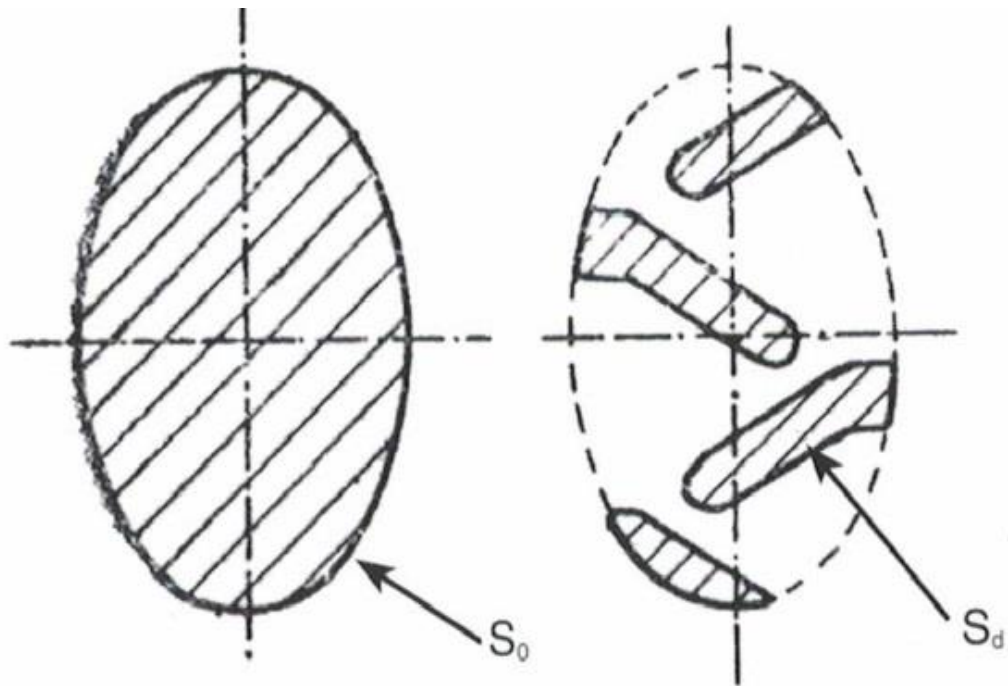
$$q = \frac{Y_h}{S} \quad (11)$$

kde:	q – kontaktní tlak na určité ploše kontaktu	[kPa]
	Y_h – normálová reakce podložky na kolo	[kN]
	S – plocha kontaktu pneumatiky s podložkou	[m]

Kontaktní tlak na tvrdé podložce má složitý průběh. Podélně v centrálním řezu se jeho maximum q_{\max} posouvá u valícího se kola ve směru jízdy o vzdálenost, která je označována jako c_v . Příčně v centrálním řezu závisí kontaktní tlak na nahuštění a radiální tuhosti boků pneumatiky. Při přehuštění se objeví maximum q_m uprostřed, při podhuštění je naopak uprostřed minimum, kdežto maximum na okrajích stopy. Čím je širka pneumatiky větší, tím je důležitější správnost nahuštění dle skutečného zatížení, z důvodu vyrovnání kontaktního tlaku.

Kontaktní tlak na měkké podložce připomíná v podélném i příčném řezu paraboloid n -tého stupně s vrcholem q_{\max} v blízkosti osy kola. Tento vrchol je tím výraznější, čím kypřejší je půda a čím hlubší stopu kolo vytváří. Správným huštěním pneumatik je možné průběh kontaktního tlaku přiměřeně vyrovnat (paraboloid zploštit) a docílit tak relativně mělkou stopu. Reakcí výrobců traktorů na tento problém je řízení tlaku huštění pneumatik z místa řidiče.

Každé pojezdové ústrojí je charakterizováno velikostí dosedací plochy pneumatiky. Velikost této plochy ovlivňuje mimo jiné utužení půdy pod koly traktorů. Plocha otisku S_o je charakterizována jako plocha rovinná, omezená obrysem vtlačení vzhledem k povrchu půdy a vzniká tedy na podložkách s malou únosností (např. nakypřená půda). Na tuhé podložce má eliptický tvar. Poměr plochy styku a otisku se nazývá plností vzorku běhounu a na tuhé podložce dosahuje 30 – 60 %. Plocha styku S_d je část plochy otisku, která je dána výstupky dezénu a přijde do styku s podložkou. Obě výše uvedené plochy znázorňuje obrázek 6. Z výše uvedeného vyplývají vztahy 12 a 13 pro zjištění q_s na různých druzích podložky.



Obrázek 6: Dosedací plocha pneumatiky [3]

Hodnotu středního kontaktního tlaku na měkké podložce lze zjistit dle vztahu 12:

$$q_s = \frac{Y_h}{S_0} \quad (12)$$

kde: q_s – střední kontaktní tlak na měkké podložce [kPa]
 Y_h – normálová reakce podložky na kolo [kN]
 S_0 – plocha otisku pneumatiky [m]

Hodnotu středního kontaktního tlaku na tvrdé podložce lze zjistit dle vztahu 13:

$$q_s = \frac{Y_h}{S_d} \quad (13)$$

kde: q_s – střední kontaktní tlak na tvrdé podložce [kPa]
 Y_h – normálová reakce podložky na kolo [kN]
 S_d – plocha styku pneumatiky [m]

Nejvyšší kontaktní tlak q_{max} je na tvrdé podložce zhruba o 20 % větší než střední kontaktní tlak q_s , na měkké podložce je pak velikost q_{max} závislá

především na vlhkosti půdy a dosahuje o 50 – 100 % vyššího tlaku než střední kontaktní tlak q_s .

1.2.5 Hnací moment a hnací síla

Zdrojem hnací síly je motor vozidla. Točivý moment motoru, se přenáší přes převodové ústrojí k hnacímu ústrojí (kolům nebo pásům). Při přenosu přes převodové ústrojí se tento moment zvyšuje. Točivý moment, který je přivedený na hnací ústrojí se nazývá hnací moment označovaný jako M_h a vyplývá ze vztahu 14:

$$M_h = M_k \cdot i_c \cdot \eta_m \quad (14)$$

kde: M_h – hnací moment [N.m]

M_k – točivý moment motoru [N.m]

i_c – celkový převodový poměr [-]

η_m – celková mechanická účinnost [-]

Hnací síla je vyjádřena pomocí následujícího vztahu 15:

$$F_h = \frac{M_h}{r_h} \quad (15)$$

kde: F_h – Hnací síla [N]

M_k – točivý moment motoru [N.m]

r_h – poloměr otáčení v místě dotyku [m]

Hnací síla vzniká následkem vzájemného působení pojezdového ústrojí a podložky. Maximální hodnota této síly je tudíž omezená dokonalostí styku pojezdového ústrojí s podložkou. Při pohybu po tvrdé podložce nemůže tato síla převýšit třecí sílu. Při pohybu po měkké podložce je velikost závislá na vlastnostech půdy.

1.2.6 Prokluz

Při odběru výkonu pojezdovým ústrojím vznikají prokluzem pojezdového ústrojí ztráty přenášeného výkonu. Hodnota prokluzu je tím vyšší, čím větší hnací sílu pojezdové ústrojí přenáší. Prokluz má nulovou hodnotu pouze v teoretickém případě, že kola (pásy) nepřenáší žádnou hnací sílu, protože i při jízdě bez zátěže přenáší pojezdové ústrojí sílu.

Při velkých tahových silách tvoří ztráty prokluzem největší část celkových ztrát. Kromě toho velikost prokluzu ovlivňuje nejen hodnotu výkonu nevyužitelného k tahu, ale působí nepříznivě i na strukturu půdy a stav porostu.

Velikost prokluzu souvisí s deformací podložky, deformací pojezdového ústrojí a velikosti tření mezi pojezdovým ústrojím a podložkou. Protože deformace je podmíněna působením sil, bude i prokluz záviset na činitelích ovlivňujících realizaci hnací síly, mezi které lze zahrnout velikost adhezního zatížení, typ, stav a rozměry pojezdového ústrojí a mechanické vlastnosti podložky. Na cestách s tvrdým povrchem rozhodují třecí síly, na zemědělských půdách převažuje vliv adhezních sil. V konkrétních podmínkách závisí velikost prokluzu na tvaru a rozměrech otisku vznikajícího při styku s podložkou a na velikosti hnací síly [1, 3, 9].

Prokluz se označuje symbolem δ a je definován v oblasti pohonu i brzdění jediným vztahem, vyjádřeným vzorcem 16:

$$\delta = 1 - \frac{v}{v_t} \quad (16)$$

kde: δ – prokluz [-]

v – skutečná rychlost [m.s⁻¹]

v_t – teoretická rychlost (bezprokluzová) [m.s⁻¹]

Rozmezí prokluzu se pohybuje od -1 do +1, v praxi se udává v procentech, avšak do vztahů se používá v desetinných číslech. Pro efektivní nasazení traktoru v tahové práci by neměl prokluz přesáhnout uvedené hodnoty:

- 5 – 8 % na betonové nebo asfaltové vozovce
- 10 – 15 % na strništi,
- 15 – 20 % na zkeypřeném poli [3].

1.3 Podvozky kolových traktorů

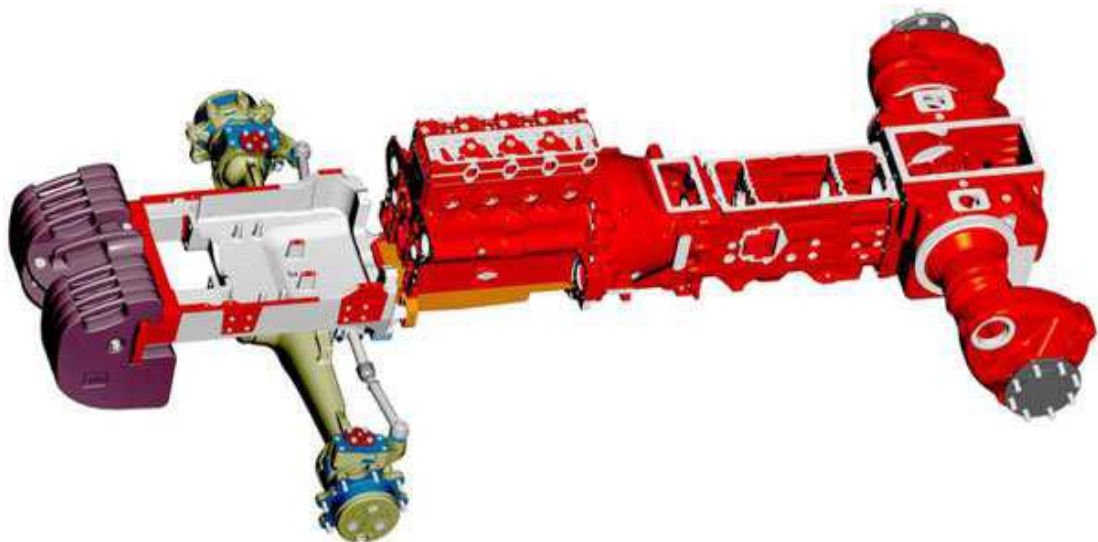
Podvozek je základní nosnou částí traktoru, jehož součástí jsou všechny mechanismy umožňující jízdu a řízení traktoru. Podvozek traktoru musí zajišťovat další funkce jako např. nesení pracovních strojů a náradí, umožnění změny rozchodu kol, u speciálních traktorů i změnu světlé výšky při zachování vyhovujících pracovních vlastností, zvláště stability a říditelnosti [10].

1.3.1 Rámy

Rám tvoří hlavní nosnou část podvozku. Na rám působí svislé síly náprav, reakce sil vzniklé při brždění i zrychlování a otřesy při jízdě po nerovném terénu. Hlavními nároky kladenými na rám jsou tuhost, pevnost a dostatečná pružnost. U traktorů vyráběných v současné době se v podstatě setkáváme se třemi konstrukčními řešeními:

- Bezrámová samonosná konstrukce
- Polorámová konstrukce
- Rámová konstrukce

Bezrámová samonosná konstrukce, vyobrazená na obrázku 7, se dnes používá obzvláště u traktorů nižších výkonových tříd. Jednotlivé části (motor, převodovka, skříň koncových převodů) jsou zde sešroubovány v jeden celek a tvoří tak nosnou konstrukci traktoru. Tyto jednotlivé části se tak musí dostatečně dimenzovat vzhledem k velkému namáhání a deformacím působícím zvláště při jízdě v terénu s nesenými stroji. Nevýhodou této konstrukce je vyšší hmotnost jednotlivých skupin, často nevyhovující rozložení hmotnosti a obtížný přístup k jednotlivým strojním skupinám při opravách.



Obrázek 7: Bezrámová konstrukce traktorů Zetor [11]

Nedostatky bezrámové konstrukce částečně odstraňuje polorámová konstrukce znázorněná na obrázku 8. Rám nesoucí některé strojní skupiny, většinou motor s převodovkou, ale v některých případech pouze motor, je přimontován k zadní nápravě s rozvodovkou či převodovce. Strojní skupiny uložené v rámu

tak nemusí plnit nosnou funkci, tudíž se nemusí tak dimenzovat čímž se snižuje jejich hmotnost. Podstatné však je, že umístění v rámu se může podřídít požadavku na vhodné rozložení hmotností, a tím kladně ovlivnit trakční vlastnosti traktoru. Na polorám se upevňuje také přední tříbodový závěs, který tak může mít vyšší nosnost.



Obrázek 8: Polorámová konstrukce traktorů [10]

Stále častěji se dnes u traktorů používá rámová konstrukce, vyobrazená na obrázku 9, zejména pak obdélníkové rámy. Použití této konstrukce si vyžádalo stále rostoucí zatížení předního a zadního tříbodového závěsu. Zde nosnou funkci neplní žádná ze strojních skupin, nýbrž samotný rám. Všechny strojní skupiny tak mají nižší hmotnost a jejich uložení v rámu může být ovlivněno požadavkům na rozložení hmotnosti. Rámy také umožňují odpružení obou náprav traktoru, což značně přispívá k pohodlí obsluhy, ale i k možnostem zvyšování pojezdové rychlosti traktorů [2, 3, 10, 12, 13].



Obrázek 9: Rámová konstrukce traktorů JCB [14]

1.3.2 Odpružení traktorů

Odpružení u traktorů nalezneme v případě sedadla řidiče, kdy se jedná o pneumaticky či mechanicky odpružené komfortní sedadlo, mnohdy vybaveno loketní opěrkou s integrovanými ovladači jednotlivých funkčních skupin traktoru. Již standardně se vyskytuje odpružení kabiny. Kabina bývá nejčastěji v přední části k podvozku uchycena v pryžových silentblocích, v zadní části se pak nachází dvojice vinutých pružin s tlumiči případně hydraulické jednotky nebo pneumatické vaky. Výška zdvihu odpružení kabiny nepřesahuje 100 mm. Pro příčné vedení se používají panhardské tyče. Často se u takto odpružených kabin setkáváme s automatickými regulačními systémy, které dokáží regulovat tlak oleje nebo vzduchu v jednotkách odpružení a tím se dokáží lépe přizpůsobovat aktuálním podmínkám. Stále častěji se dnes setkáváme s odpružením přední nápravy, což přispívá nejen ke zvýšení komfortu pro obsluhu, ale i zlepšení stability a ovladatelnosti celého traktoru. U traktorů s rámovou konstrukcí se pak často setkáváme odpružením obou náprav tedy celého rámu.

1.3.2.1 Odpružení přední nápravy

Odpružení přední nápravy se v dobách minulých vyskytovalo pouze u verzí traktorů s nepoháněnou přední nápravou. V dnešní době nabízejí téměř všichni výrobci traktorů odpruženou přední hnací nápravu.

Odpružení vinutými pružinami

Odpružení vinutými pružinami používali traktory Zetor UŘ I a UŘ II s nepoháněnou přední nápravou, kdy v tzv. „výsuvných nástavcích“ pomocí vinutých pružin byly odpruženy svislé čepy kol přední nápravy. Na obrázku 10 je vyobrazeno odpružení přední nápravy traktorů JCB Fastrac, kde je pomocí dvojice vinutých pružin s kapalinovými tlumiči odpružená celá tuhá náprava. K rámu je pak náprava připevněna pomocí vodících tyčí, které slouží také pro zachycení suvných sil při brždění či zrychlení [10, 15].



Obrázek 10: Odpružení přední nápravy vinutými pružinami a kotoučová brzda[14]

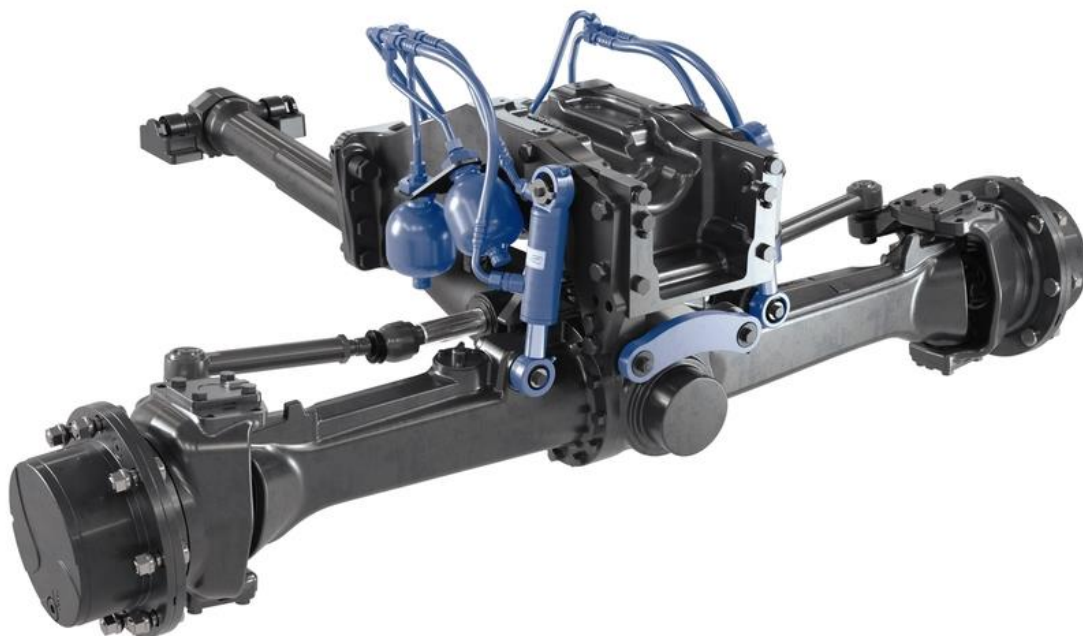
Hydropneumatické odpružení

Hydropneumatický systém odpružení přední nápravy se skládá z akumulátorů stlačeného plynu (dusíku) a jednoho či dvou dvojčinných přímočarých hydromotorů, které určují polohu nápravy (kola) vůči podvozku. Tok oleje mezi akumulátory a hydromotory ovládá elektrická řídicí jednotka přes elektrický regulační ventil. Řídicí jednotka automaticky udržuje konstantní polohu nápravy vůči podvozku i při změně zatížení. Odpružení lze z kabiny elektricky vypnout nebo může být

zapínáno automaticky v závislosti na jezdové rychlosti. Jednotlivá provedení náprav se liší podle způsobu uchycení k podvozku [12].

Hydropneumatické odpružení se používá ve dvou provedeních:

- První a častěji používané je konstrukčně řešeno uchycením nápravy přes centrální výkyvné rameno k podvozku přibližně v těžišti traktoru. Vedení nápravy při vertikálním pohybu je zajištěno panhardskou tyčí a tlumení je zajištěno dvojicí přímočarých dvojčinných hydromotorů. Toto provedení je znázorněno na obrázku 11.
- U druhého provedení je náprava zavěšena na příčném rameni a odpružena jedním hydromotorem. Příčné rameno je k rámu traktoru přichyceno přes otočný čep a na druhé straně přes hydromotor. [11].



Obrázek 11: Hydropneumatické odpružení přední nápravy [16]

Pneumatické odpružení

Při použití toho odpružení je náprava upevněna v pomocném rámu, který je na jedné straně uložen v rámu traktoru a na druhé straně je podepřen pneumatickými pružícími jednotkami a tlumiči zřejmých z obrázku 12. Jako zdroj tlakového vzduchu se využívá kompresoru, který slouží i k brzdění přívěsu. Jedná se o modifikaci odpružení, které se využívá u užitkových vozidel a osvědčilo se i v extrémních klimatických podmínkách [12].



Obrázek 12: Pneumatické odpružení přední nápravy [17]

Nezávislé odpružení

Toto provedení v případě užití u traktorů Zetor je vyobrazené na obrázku 13. O tomto řešení můžeme říci, že konstrukčně vychází lichoběžníkových polonáprav používaných u osobních automobilů. Každé kolo je zavěšeno samostatně pomocí čtyřkloubového mechanismu (dvojice výkyvných pák) a odpruženo přímočarým dvojčinným hydromotorem. Pohyb kol při pružení je na sobě nezávislý. Tato náprava má nižší podíl neodpružených hmot, čímž se minimalizují kmity působící na traktor a řidiče. Nevýhodou je složitější konstrukce, která je náročnější na údržbu a případné opravy [10, 11].



Obrázek 13: Nezávislé odpružení přední nápravy [18]

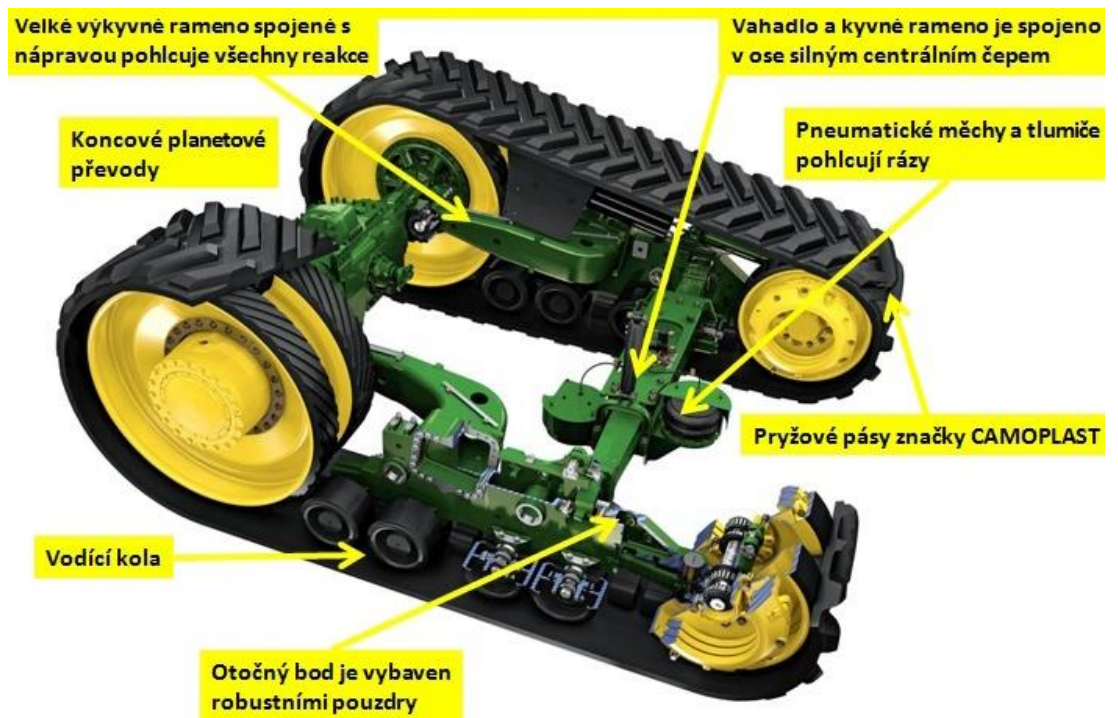
1.3.2.2 Odpružení celého rámu

Hydropneumatické odpružení

Tento způsob odpružení používají traktory JCB Fastrac, kdy zadní náprava je vždy odpružena hydropneumaticky a přední dle modelu hydropneumaticky nebo pomocí vinutých pružin. Hydropneumatické odpružení je obdobné výše uvedenému u přední nápravy.

Pneumatické odpružení

Používá se u pásových traktorů John Deere 8000RT. V přední části pásového podvozku je umožněn vertikální i horizontální výkyv rámu pomocí pneumatického měchu, doplněného o tlumič kmitů (u řady 9000RT jsou měchy dva znázorněné na obrázku 14. V zadní části je pak rám pomocí výkyvných pák uložený v silentblocích připevněn k zadní nápravě traktoru.



Obrázek 14: Pneumatické odpružení celého rámu [19]

1.3.3 Nápravy traktorů

Přední nápravy

Přední hnací nápravy traktorů bývají většinou konstruovány jako kyvně uložené jednodílné tuhé mostové nápravy, kdy je náprava tvořena dutým ocelolitinovým výkovkem kruhového nebo čtvercového profilu, který slouží jako nosná část nápravy a zároveň jsou zde uloženy hnací hřídele kol se soukolím stálého převodu a diferenciálem. Druhou možností konstrukce předních hnacích náprav je výše zmiňovaná konstrukce víceprvkové lichoběžníkové nápravy s nezávislým odpružením kol. Nehnané nápravy jsou konstruovány jako vícedílné nápravy s tuhými nebo odpruženými výsuvnými nástavci. Bývají tvořeny dutým kulatým profilem nebo profilem tvaru písmene U, který je ve středu kyvně uložen, a do něhož jsou z každé strany nasunuty nástavce s koly umožňující změnu rozchodu kol.

Zadní nápravy

Zadní nápravy traktoru jsou většinou více dílné tuhé mostové nápravy skládající se ze skříně rozvodovky a skříní koncových převodů portálového nebo planetového typu. Každé hnací kolo má tak vlastní nápravu upevněnou pevně ke skříně rozvodovky. Zadní nápravy některých traktorů mohou mít obdobnou konstrukci jako přední [15, 20].

1.3.4 Pneumatiky

Pneumatika tvoří spojovací článek mezi podložkou a traktorem. Přenáší hmotnost traktoru a připojeného nářadí, hnací a brzdící momenty a boční síly na podložku. Současně je důležitým členem v pružící soustavě. Proto musí být pneumatice věnována velká pozornost, neboť sebelepší konstrukce traktoru může mnoho ztratit např. na tahových vlastnostech díky nevhodné volbě pneumatik.

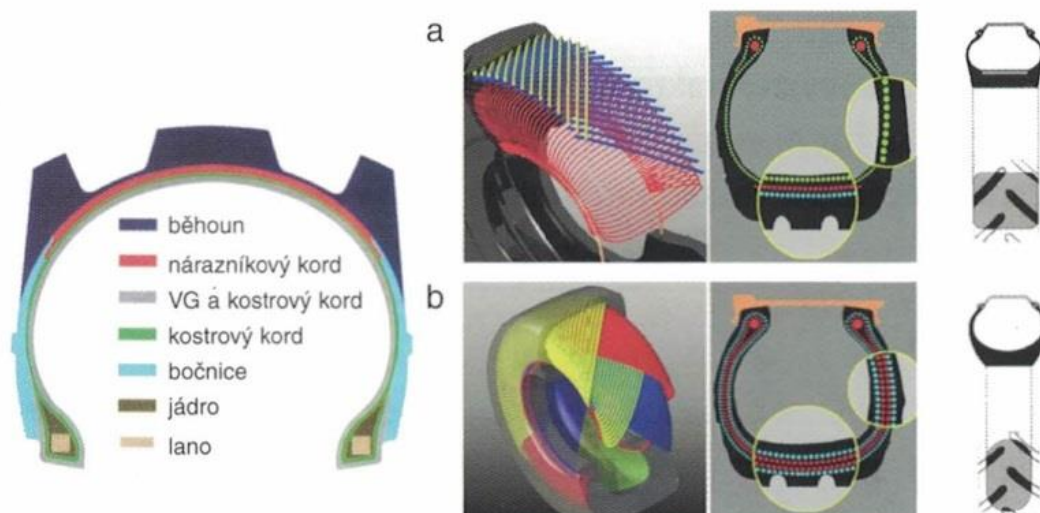
Pneumatikou se rozumí plášť, případně plášť s duší a ochranou vložkou. Plášť tvoří vnější část pneumatiky, která zajišťuje kontakt s podložkou a dosedá svou patkou na ráfek. U bezdušových pneumatik není použita ochranná vložka ani duše, jejíž funkci zde přebírá plášť. Pneumatiku tvoří tři hlavní komponenty: pryž 80 – 85%, 12 – 16 % různá vlákna a 2 – 3 % připadají na ocelový drát. Dalšími přísadami jsou saze, oleje, textilie, různé chemikálie a další suroviny [21].

Základními požadavky na pneumatiky v zemědělství jsou:

- zajištění nejlepších možných trakčních vlastností na různých typech povrchů,
- schopnost přenášet velké síly a momenty,
- samočistící schopnost pneumatiky od částic půdy,
- co nejmenší negativní vliv na utužení půdy.

Konstrukce

Každý plášť pneumatiky tvoří základní části: běhoun, který přechází v bok pláště, dále kostra pláště složená z několika vrstev, nárazníková vrstva a patka pláště. Všechny tyto vrstvy jsou znázorněny na obrázku 15.



Obrázek 15: Konstrukce pneumatik: a – radiální, b – diagonální [3]

Běhoun představuje nosnou část pneumatiky na vnějším obvodu pláště, vytváří styčnou plochu mezi pneumatikou a vozovkou. Zhotoven je z pryže odolné proti opotřebení. Pro správnou činnost má účelně vytvořený dezén, který zajišťuje spolehlivý styk pneumatiky s podložkou a ovlivňuje vlastnosti pneumatiky (prokluz, záběr, hloubku stopy a kontaktní tlak na podložku). Dle použití pneumatiky, jsou používány různé vzorky dezénu. Obecně platí, že u pneumatik na zadní hnací nápravě traktorů jsou vysoké výstupky, které jsou umístěny pod úhlem 45° k ose pneumatiky ve směru jízdy. Tento tvar vzorku umožňuje přenést dostatečnou sílu na podložku s nejnižším možným prokluzem. Zadní pneumatiky jsou dostupné v těchto variantách: R1 základní typ, R1W a R2 jsou navrženy tak, aby se daly použít v horším terénu. (vyšší výška vzorku dezénu). Přední pneumatiky pro nepoháněnou nápravu, určené pouze k řízení, mají jiný tvar, než pneumatiky zadní (hnané). Hlavním úkolem těchto pneumatik je umožnit změnu směru ve všech druzích terénu. Pneumatiky mají vnitřní drážky po celém svém obvodu. Hloubka těchto drážek je menší, než výška výstupků u zadních kol. U traktorů s přední hnací nápravou je tvar vzorku pneumatiky shodný s tvarem vzorku pneumatiky na zadních kolech. U traktorů, které jsou určeny prioritně pro převážení zemědělských produktů po silnici, jsou používány pneumatiky s nižším vzorkem, kde jsou výstupky vzorku umístěny ve tvaru stříšek. Toto provedení poskytuje lepší přilnavost a pohodlí na zpevněných cestách, při zachování dobrých trakčních vlastností v terénu. Pokud je traktor provozován na trvalých travních porostech, je použita pneumatika typu

Grass, která má nízký a široký vzorek. Tato konstrukce umožňuje bezpečné použití pneumatiky bez poškození travní vrstvy.

Kostra pláště ovlivňuje vlastnosti pneumatiky (nosnost, valivý odpor, styčná plocha). Podle konstrukce kostry dělíme pláště na radiální a diagonální. U diagonálních pneumatik jsou vlákna kladena křížem přes sebe a svírají s podélnou osou pláště úhel 30 – 40°. Za výhodu těchto pneumatik lze považovat vysokou tuhost bočnic, což umožňuje přenést velká zatížení a současně zajišťuje dobrou odolnost proti poškození. Mezi nevýhody této konstrukce patří menší styčná plocha oproti radiální konstrukci, snížená citlivost pneumatiky, což má za následek špatné kopírování povrchu, vyšší prokluz a nižší přenos trakční síly. Dále se diagonální pneumatiky vyznačují horším tlumením vibrací. U radiálních pneumatik jsou vlákna vnitřní kostry kladena radiálně od patky k patce kolmo na podélnou osu pláště, vnější vrstvy svírají s podélnou osou úhel 10 – 30°. Pneumatiky této konstrukce mají větší flexibilitu, čímž se zvyšuje přilnavost, absorpce vibrací a styčná plocha mezi pneumatikou a podložkou. Výsledkem je tak oproti diagonální konstrukci nižší tlak na podložku, zajištěný nižším hustícím tlakem (až o 0,1 Mpa), a lepší trakční vlastnosti. Jedinou nevýhodou radiálních pneumatik traktorů je jejich nižší odolnost proti mechanickému poškození.

Nárazník umístěný nad horní částí kostry tvoří pružný přechod mezi běhounem a kostrou pláště. Bývá vyroben z podobných vláken jako kostra. Absorbují nárazy a teplo vzniklé při odvalování pneumatiky.

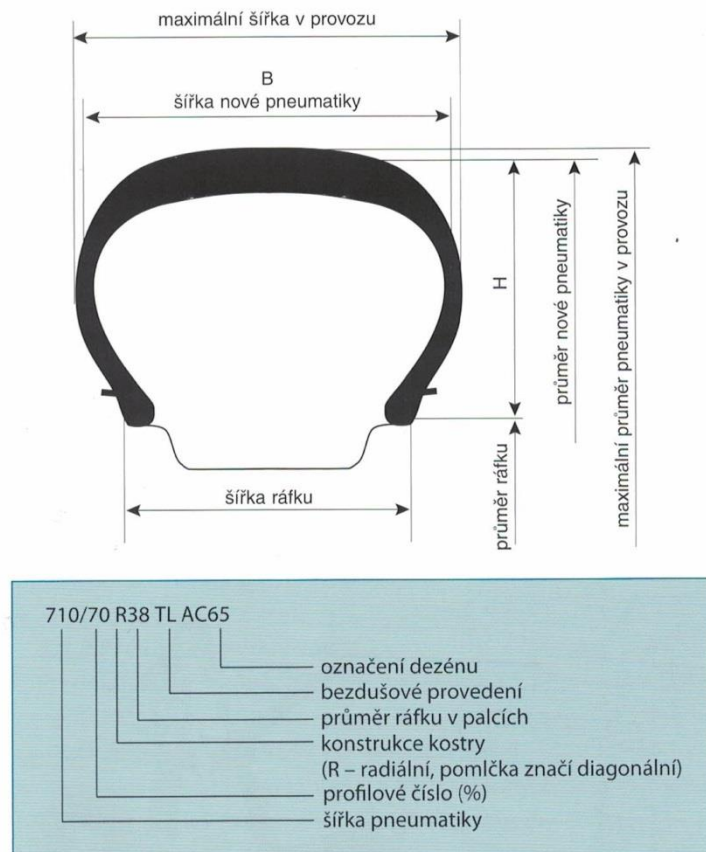
Patka tvoří zesílenou část, která dosedá na ráfek disku. Vytváří se ohnutím kostrových vláken kolem patních lan. Přenáší obvodové síly a zabraňuje pootočení vůči ráfku.

Provedení pneumatik

Dnes jsou traktorové pneumatiky dostupné ve dvojím provedení: s duší (TT) a bezdušové (TL). U provedení s duší vyplní stlačený vzduch duši, která je umístěna mezi ráfkem a pneumatikou. U bezdušového provedení je pneumatika přímo naplněna vzduchem a pro její utěsnění je třeba, aby patka těsně doléhala na ráfek.

Označení pneumatik

Řídí se podle firemních a EHK předpisů. Velikost pneumatiky určují tři základní rozměry: šířka nezatížené nahuštěné pneumatiky B, výška profilu H a průměr ráfku d. Rozměry pneumatiky jsou doplněny dalšími informacemi, jako např. konstrukcí kostry, indexem nosnosti LI, rychlostním indexem SI, profilovým číslem atd. Příklad označení je na obrázku 16 [3, 10, 12, 20, 22, 23].



Obrázek 16: Označení pneumatik [3]

1.3.5 Brzdové ústrojí

Brzdové ústrojí povinnou součástí každého vozidla, tedy i traktoru. Brzdové ústrojí tvoří všechny brzdové soustavy umístěné na traktoru, jejich funkce spočívá ve snížení rychlosti pohybujícího se vozidla nebo jeho zastavení nebo zajištění již stojícího vozidla. U traktorů jsou však brzdy také využívány k otáčení, kdy díky oddělenému ovládní brzdy pravého a levého kola umožňuje snížit poloměr otáčení. Brždění se zpravidla dosahuje záměrně vyvolaným třením mezi rotujícími a pevnými částmi. Tím se pohybová energie mění ve třecích částech v energii tepelnou.

Požadavky na brzdná ústrojí jsou dány vyhláškou a doplňujícími směrnici a předpisy.

Brzdové ústrojí traktoru zajišťuje bezpečný provoz při polních pracích i při dopravě na veřejných komunikacích, též musí umožnit dodávání energie a ovládání brzd agregovaného stroje. V našich podmínkách se pro brždění agregovaných strojů používá zejména pneumatických brzd (ovládaných stlačeným vzduchem), můžeme se však převážně v zahraničí setkat s brzdami hydraulickými.

Brzdy traktoru lze dělit podle mnoha hledisek.

Podle účelu použití můžeme brzdy traktoru rozdělit:

- Provozní – používané při jízdě traktoru,
- Parkovací – zajišťují vozidlo proti rozjetí při stání na svahu
- Nouzové – musí zajistit zastavení vozidla při selhání provozní brzdy (tuto funkci většinou plní parkovací brzda,
- Zpomalovací (odlehčovací) – snižuje nebo udržuje rychlost vozidla, nemá zajistit jeho zastavení.

Podle způsobu přenosu síly

- Přímochinné – působí pouze svalová síla řidiče.
 - Mechanické – ovládané přes mechanický převod (pákový, lanový)
 - Hydraulické – s hydraulickým převodem.
- Strojní – působí jiný zdroj energie než síla řidiče.
 - Hydraulické – působí tlak kapaliny z jiného zdroje,
 - Pneumatické – působí tlak stlačeného vzduchu.
- Polostrojní – spolu se svalovou silou řidiče působí další zdroj energie (posilovač).
 - S hydraulickým posilovačem – ke zvýšení ovládací síly je využito tlaku kapaliny z jiného zdroje,
 - S pneumatickým posilovačem – přetlakovým nebo podtlakovým.

Podle konstrukce můžeme brzdy traktoru rozdělit:

- Bubnové – čelistové nebo pásové,
- Kotoučové – třmenové nebo s kotoučem s třecím obložením,
- Lamelové – s více kotouči (lamelami) bez obložení nebo s ním.

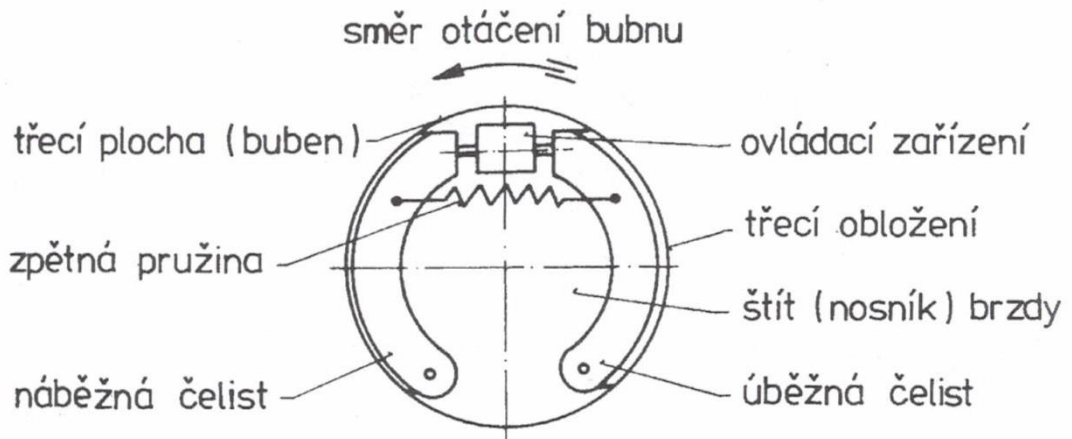
Podle pracovního prostředí můžeme brzdy traktoru rozdělit:

- Mokrý – pracující v olejové lázni,
- Suchý – pracující v suchém prostředí.

Provozní brzdy moderních traktorů se tak povětšinou konstruují jako třecí, hydraulické, dvouokruhové, mokré, kotoučové s kotouči s třecím obložení. Jako parkovací jsou většinou použity brzdy provozní avšak mechanicky ovládané. U některých traktorů se dnes lze setkat i s odlehčovací motorovou brzdou. Traktory nižších výkonových kategorií a traktory bez přední hnané nápravy jsou většinou vybaveny pouze brzdami zadní nápravy. Pro zvýšení účinnosti brzd se u traktorů, s přední hnací nápravou při použití provozních brzd zapíná pohon přední nápravy. U traktorů vyšších výkonových tříd jsou brzdami opatřena všechna kola. Brzda bývá většinou umístěna před koncovým převodem.

Stále častěji se dnes u nejmodernějších traktorů setkáváme s elektronickými brzdovými asistenčními systémy. Ty se prosazují zejména díky zvyšování pojzdových rychlostí traktorů. Bezesporu lze říci, že nejrozšířenější je systém ABS, jehož základní úloha spočívá v regulaci brzdné síly kola dle jeho adheze k povrchu vozovky. Tím se zabraňuje zablokování kola při brždění, čímž se zajistí stabilita a ovladatelnost vozidla, jelikož pouze otáčející se kola jsou říditelná a mohou přenášet boční vodící síly. Jedním ze systémů, které se vyskytují u traktorů je např. systém A – SBF, který napomáhá zmenšit poloměr otáčení na souvrati (přibržděním vnitřního kola zadní nápravy).

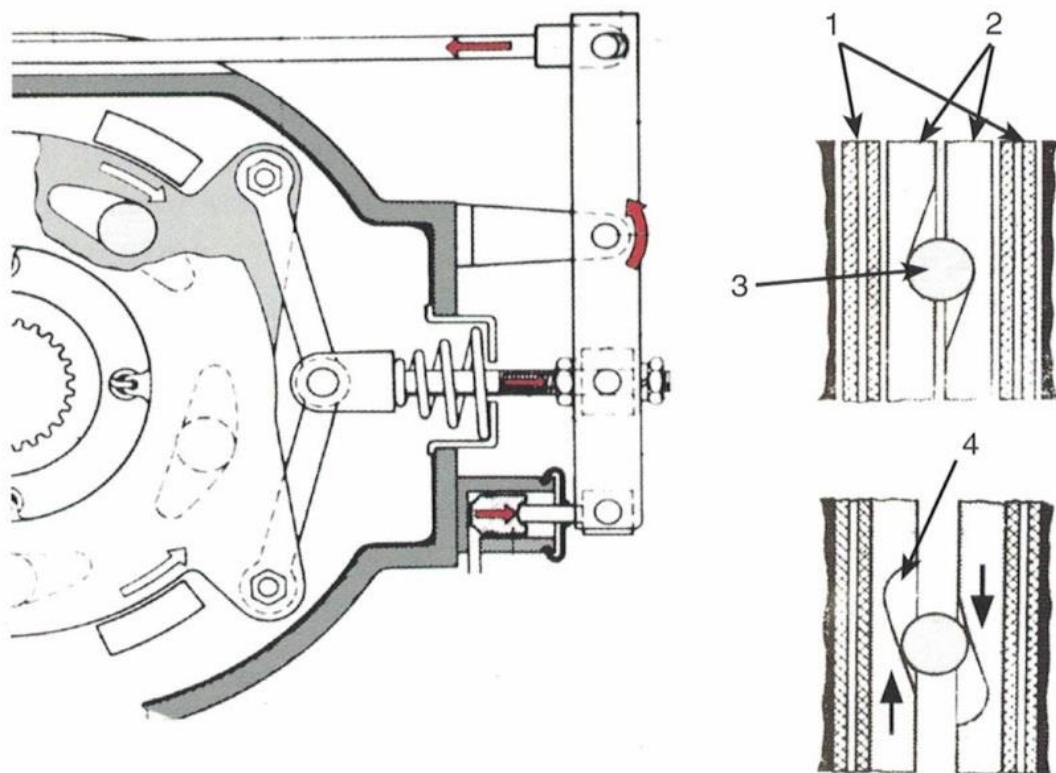
Z hlediska konstrukce brzd se dnes u starších modelů traktorů ještě setkáváme s provozními brzdami bubnovými. Ty využívaly traktory Zetor UŘ I do poloviny 90. let minulého století, kde se jako parkovací brzdy využívalo pásové brzdy umístěné vně bubnu provozní brzd. Vzhledem k jejich nižší účinnosti byly používány u traktorů s nejvyšší pojzdovou rychlostí 25 km.h⁻¹. Konstrukční uspořádání bubnové brzd je vyobrazeno na obrázku 17.



Obrázek 17: Bubnová brzda [22]

Kvůli zvyšující se pojezdové rychlosti se u traktorů Zetor UŘ I uplatnilo konstrukční řešení dvoukotoučové suché brzdy, které se používalo od roku 1986 do roku 2006. Ty principiálně fungují shodně jako následující mokrá varianta.

U dnes vyráběných traktorů se setkáváme převážně s mokkými kotoučovými brzdami vybavenými zpravidla dvěma a více kotouči. Na obrázku 18 vyobrazena dvoukotoučová varianta.



Obrázek 18: Schéma dvoukotoučové brzdy [10]

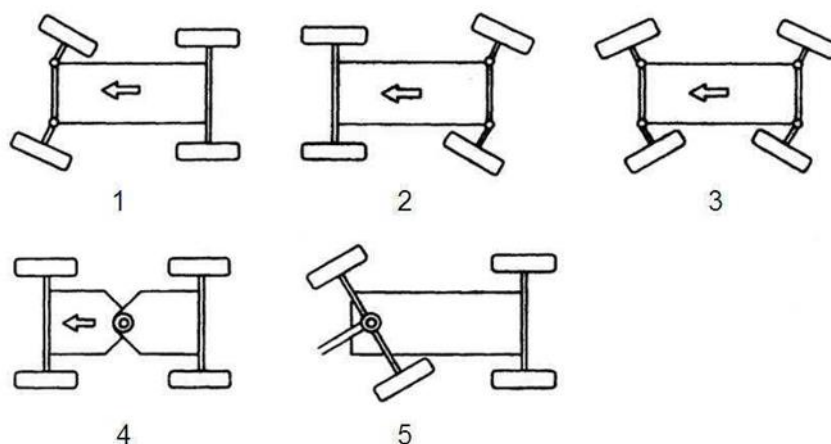
Popis funkce dvoukotoučové brzdy z obrázku 27: Dva třecí kotouče (1) uloženy na drážkách hřídele polonápravy před koncovým převodem. Mezi třecími kotouči jsou dva přítlačné kotouče (2), které jsou k sobě přitahovány pomocí pružin. Přítlačné kotouče mají na vnitřních stranách vybrání (4), ve kterých jsou kuličky (3). Při sešlápnutí pedálu brzdy dojde přes brzdový válec a pákový mechanismus ke vzájemnému pootočení přítlačných kotoučů, tím kuličky od sebe kotouče (2) oddálí, čímž je přitlačí na obložení třecích kotoučů (1) a zabrzdí pojezdové kolo.

Především u traktorů pohybující vysokou pojezdovou rychlostí se setkáváme s klasickými kotoučovými brzdami vybavenými jedním nebo dvěma brzdovými třmeny. Na obrázku 10 lze vidět kotoučovou brzdu traktoru JCB Fastrac [3, 10, 15, 20, 22, 24].

1.3.6 Řízení

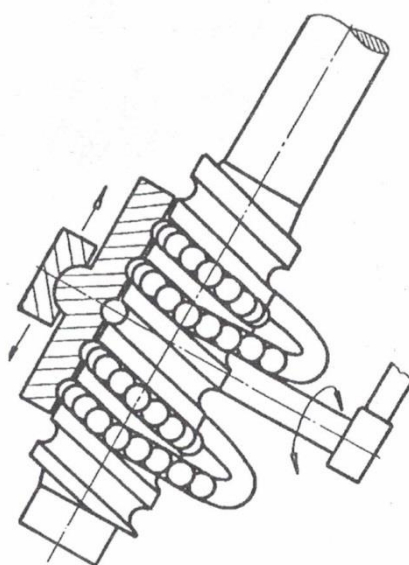
Řízení umožňuje změnu směru vozidla a zajišťuje za každých podmínek jeho ovladatelnost při splnění legislativních požadavků.

U traktorů se nejčastěji setkáváme s řízením pomocí natáčení kol jedné nápravy, kde se kolo otáčí okolo rejdové osy. Řízení pomocí natáčení kol obou náprav se používá např. u traktorů JCB Fastrac či Claas Xerion, zejména pak u různých systémových nosič, teleskopických manipulátorů a nakladačů. Řízení zadních kol se dnes výhradně používá u sklízecích mlátiček a u některých samojízdných sklízeců. Kloubové řízení – jde o zvláštní případ směrového řízení, které se používá u traktorů vysokých výkonů a u pásových traktorů vybavených čtyřmi pásovými jednotkami. S řízením celou nápravou se můžeme dnes v podstatě setkat pouze u řízení SuperSteer firmy New Holland. Na obrázku 19 jsou schematicky znázorněny všechny vyjmenované druhy.



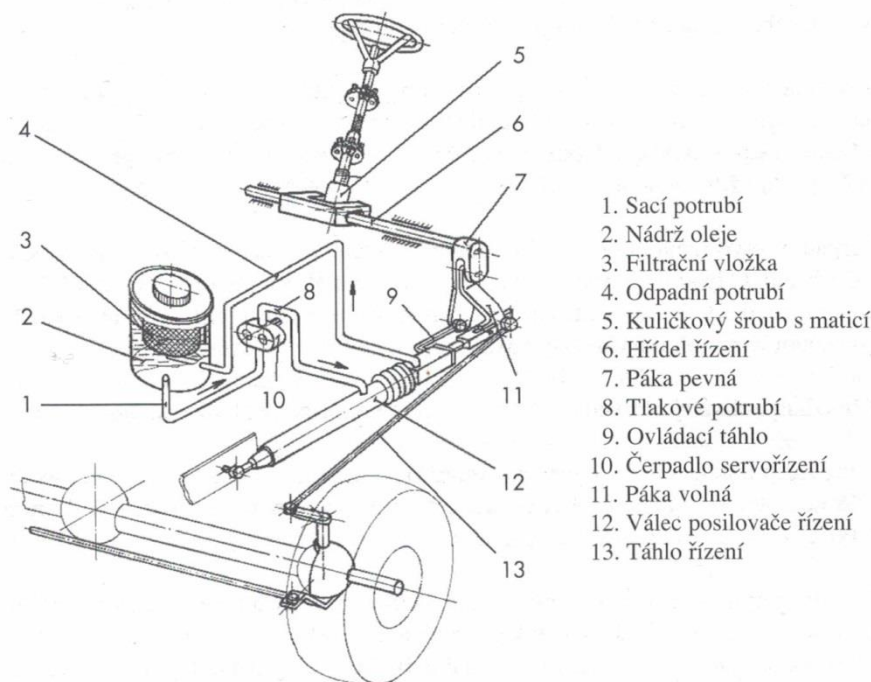
Obrázek 19: Druhy řízení: (1) přední nápravou, (2) zadní nápravou, (3) oběma nápravami, (4) kloubové, (5) celou nápravou [25]

Dřívější provedení řízení u nám známých traktorů Zetor UŘ I bylo provedeno pomocí převodu se šroubem a maticí. V rámci modernizace bylo přepracováno na řízení kuličkové znázorněné na obrázku 20, které z původního konstrukčně vycházelo, avšak bylo doplněno o oběžné kuličky, vyznačovalo se především delší životností a potřebou nižší síly pro řízení traktoru. Používané kuličkové řízení je nesamosvorné a montuje se jako komplet složený z kuličkového šroubu a matice s obíhajícími kuličkami. Uloženo je ve skříňce řízení, která je součástí převodové skříňe a má svoji olejovou náplň. Mechanismus řízení je lichoběžníkový. Přední kola jsou ovládána pomocí jednoho táhla umístěného po levé straně traktoru a spojovací tyčí.



Obrázek 20: Převod řízení šroubem a maticí s oběžnými kuličkami [22]

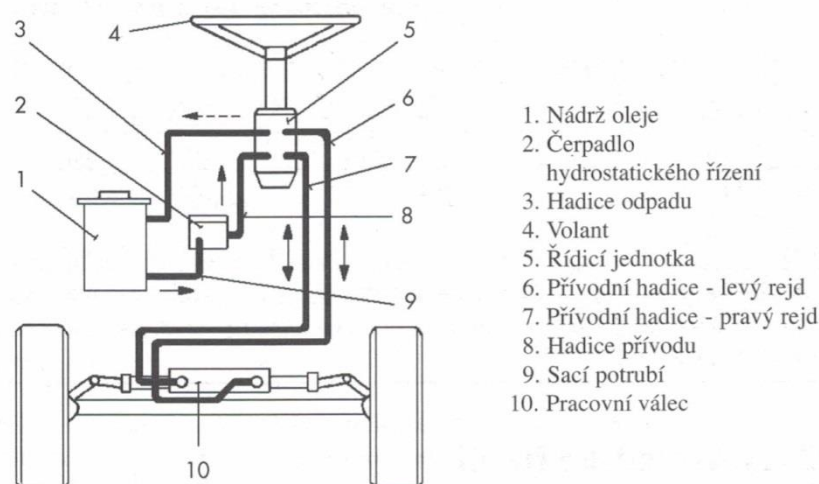
V dalších etapách modernizace k tomuto řízení přibyl ještě posilovač řízení znázorněný na obrázku 21, který ještě výrazně snížil sílu potřebnou k řízení traktoru. U tohoto typu řízení řidič ovládá volantem pouze rozvod tlakového oleje a sílu potřebnou pro natáčení kol vyvíjí ve válci posilovače řízení tlakový olej dodávaný posilovačem řízení. I v případě, že motor nepracuje nebo má posilovač poruchu, lze traktor řídit pouze mechanickým převodem silou řidiče na volant. Posilovač řízení zároveň i při jízdě tlumí rázy do volantu od řídicích kol.



Obrázek 21: Schéma řízení UŘ I vybaveného posilovačem [15]

V případě dnešních moderních traktorů se výhradně setkáváme s hydrostatickým řízením bez mechanické vazby mezi volantem a řídicími koly, jehož blokové schéma nalezneme na obrázku 22. Řízení je tvořeno hydrostatickou řídicí jednotkou, která je ovládaná volantem. Řídicí jednotka pomocí tlakového oleje prostřednictvím dvojčinného přímočarého hydromotoru přes řídicí tyče natáčí kola nápravy. Řídicí jednotka se skládá z rotačního rozvaděče spojeného s volantem a odměrného hydrogenerátoru, který pracuje jako dávkovač a olej „dávkuje“ na jednu ze stran pístu přímočarého hydromotoru. Při přímé jízdě olej řídicí jednotkou pouze protéká zpět do nádrže. I u tohoto konstrukčního řešení řízení musí být v případě poruchy zabezpečeno nouzové řízení. Při poruše musí řidič na volant vyvinout větší sílu a odměrný hydrogenerátor začne pracovat jako hydrogenerátor.

Síla řidiče působící na volant vyvíjí tlak v hydrogenerátoru, který působí na píst a natáčí kola [3, 5, 15, 22].



Obrázek 22: Schéma hydrostatického řízení [15]

1.3.7 Podvozky pásových traktorů

Velká hmotnost traktorů a malá průchodnost terénem byly hlavními důvody pro vytvoření pásového podvozku. Důvody používání pásového podvozku se v 21. století odlišují. Snaha zvyšovat výkonnost traktorových souprav vedla k nárůstu výkonu motoru a hmotnosti traktoru. Pásový podvozek se stal jedním z řešení, jak účinněji přenést výkon motoru na podložku a snížit negativní účinky vyšší hmotnosti na půdu. Současně se tak snížil požadavek transportní šířky do 3 m, což ve srovnání s kolovým podvozkem s dvoumontáží nebylo možné.

Konstrukce podvozku dnešních pásových traktorů je řešena jako rámová (dělený rám) nebo polorámová s mohutnou skříní převodovky a zadního mostu. V současné době se používá dvou koncepcí pásového podvozku, se dvěma pásovými jednotkami znázorněnými na obrázku 23, nebo se čtyřmi pásovými jednotkami znázorněnými na obrázku 24. Tomu je také uspořádání převodových ústrojí a řízení traktoru. Točivý moment motoru je převeden přes převodovku a rozvodovku na zadní most a odtud na dvě pásové jednotky. V případě čtyř pásových jednotek se točivý moment z převodovky rovnoměrně rozděluje na obě hnací nápravy s rozvodovkou, diferenciálem a koncovými převody.



Obrázek 23: Traktor se dvěma pásovými jednotkami. [16]



Obrázek 24: Traktor se čtyřmi pásovými jednotkami. [26]

Pásová jednotka přenáší hnací sílu motoru na podložku. Skládá se z centrálního nosníku, hnacího a napínacího kola, středové vodící kladky, napínacího mechanismu a pásu. Hnací síla motoru je převedena na hnací kolo, odkud se přenáší na pás. Pásky podvozku jsou poháněny třením mezi pásem a hnacím kolem o velkém průměru, aby se zvýšila účinná třecí plocha (výrobce dodává různé typy

hnacích kol podle podmínek provozu), nebo pomocí zubů (pryžových bloků) zapadajících do výřezů v hnacím kole.

Hydraulický systém pomocí napínacího kola zajišťuje automatické napínání pásu. Středové vodící kladky přenáší hmotnost traktoru na pás a zabraňují jeho příčnému posuvu. Výkyvným zavěšením k nosníku se přizpůsobují povrchu a zlepšují záběrové vlastnosti. Výkyvný pohyb kolem osy hnacího kola umožňuje navíc každá pásová jednotka nezávisle na sobě. U traktoru Case IH QuadTrac se vůči sobě ještě natáčí přední a zadní část rámu.

Centrální nosník je obvykle od rámové či polorámová konstrukce izolován z důvodu snížení přenosu vibrací např. pryžovými tlumiči. Pásová jednotka lze obvykle stranově posunout a měnit jejich rozchod. Řízení pásových traktorů je diferenciální nebo kloubové. Diferenciální řízení využívá vlastností diferenciálního planetového převodu uloženého v zadním mostu. Je založeno na regulaci otáček korunového kola hydrostatickým převodníkem. Po přesunutí řadicí páky do parkovací polohy je řízení uzamčeno, aby nedošlo při náhodném kontaktu s volantem k pootočení traktoru. Konstrukce kloubového řízení je velmi podobná kolovému traktoru. Odlišuje se podélným umístěním přímočarých hydromotorů, které zajišťují natáčení rámu vůči sobě.

Pásky jsou pryžové s ocelovými vlákny a šířkou 400 až 920 mm. Na vnější straně jsou opatřeny šípovým dezénem s možností výběru podle pracovního povrchu. Uprostřed vnitřní strany jsou pryžové bloky, které zlepšují vedení pásu a snižují riziko příčného posuvu. Velká plocha pásů (1,9 až 3,8 m²) umožňuje snížit velikost středního kontaktního tlaku na 35 až 70 kPa. Nejvyšší hodnoty kontaktního tlaku mohou být ovšem dvakrát až třikrát vyšší, neboť hmotnost traktoru je na pás přenášena přes hnací, napínací kola a střední vodící kladky. Ze silového řešení pásového traktoru vyplývá, že s rostoucí tahovou silou se normálová reakce posouvá k zadnímu hnacímu kolu. Tím se mění také tlakový obrazec pod pásy [3, 10, 12]

2 CÍLE PRÁCE

Cíl této diplomové práce spočívá ve stanovení poloměrů otáčení u vybraných traktorů Zetor Forterra 140HSX, Zetor Proxima 120 Power a Zetor 7745 Turbo. Stanovení poloměrů otáčení bude probíhat při třech různých jezdových rychlostech na třech různých typech povrchů. Zjištěné výsledky dále zpracovat do tabulek a grafů. Provést analýzu zjištěných a vypočtených hodnot, případně tyto hodnoty porovnat mezi sebou nebo s hodnotami stanovenými výrobcem traktorů.

3 MATERIÁL A METODIKA

3.1 Metodika měření

Stanovení poloměrů otáčení bude probíhat na třech různých typech povrchů (asfalt, sklizený travní porost, podmítka po sklizni luskoobilné směsky) a při třech pojzdových rychlostech traktorů, které byly stanoveny na přibližné hodnoty 4, 6 a 9 km.h⁻¹. Každé měření bude probíhat třikrát ve směru otáčení doprava a třikrát ve směru otáčení doleva, ta samá měření se opakují se zařazenou přední hnací nápravou. Před jednotlivými měřeními se zjistí teplota a vlhkost vzduchu.

S traktorem se na stanoveném povrchu s vyřazenou nebo zařazenou přední hnací nápravou rozjede na určený převodový stupeň a příslušné otáčky motoru náležící stanovené pojzdové rychlosti a při jejich ustálení projedeme na maximální možný rejď doleva či doprava plnou kružnici. Následně, dle otisků stop nebo dle označených mezních průmětů, změří pomocí pásma na třech místech průměr kružnice, z něhož se pomocí jednoduchého dělení dvěma zjistí skutečný poloměr otáčení.

3.1.1 Stanovení skutečné pojzdové rychlosti traktoru

Pomocí ocelového měřicího pásma se vytyčí dráha 25 m na stanoveném povrchu. (asfalt, sklizený travní porost, podmítka po sklizni luskoobilné směsky). Dle tabulek rychlostí uvedených v návodu výrobce zvolíme přibližně převodový stupeň a otáčky motoru. Při ustálených otáčkách motoru traktoru a zvoleném převodovém stupni se vjede na vytyčenou dráhu, kde se pomocí stopek či jiného zařízení pro měření času stanoví čas potřebný k projetí vytyčené dráhy, čímž se zjistí přesná rychlost. Toto měření se bude několikrát opakovat, dokud se zjištěná rychlost co nejvíce nepřiblíží výše uvedeným zvoleným rychlostem. Měření bude probíhat s vyřazenou přední hnací nápravou i se zařazenou přední hnací nápravou abychom předešli případným větším rychlostním odchylkám. Všechna měření se dále budou opakovat na každém z výše uvedených povrchů.

Pojzdová rychlost traktorů se zjistí pomocí vztahu 17 a následně změnou převodového stupně či otáček motoru upraví tak, aby se přiblížila stanoveným hodnotám pojzdových rychlostí.

$$v = \frac{s}{t} \cdot 3,6 \quad (17)$$

kde: v – pojezdová rychlost [km.h⁻¹]

s – vytyčená dráha [m]

t – čas potřebný pro ujetí vytyčené dráhy [s]

3.1.2 Stanovení průměrných hodnot poloměrů otáčení

Průměrné hodnoty poloměrů otáčení se zjistí dle vztahu 18.

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^n x_i}{n} \quad (18)$$

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

x_i – neměřená hodnota [mm]

n – počet měření [-]

3.1.3 Stanovení relativní odchyvky

Relativní odchyvky zjištěných hodnot se stanoví dle vztahu 19.

$$\Delta_i = \frac{|\bar{x} - x_1|}{\bar{x}} \cdot 100 \quad (19)$$

kde: Δ_i - relativní odchyvky hodnot [%]

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

x_i – neměřená hodnota [mm]

3.1.4 Stanovení stálosti

Stálost otáčení se stanoví dle vztahu 20.

$$\varphi = \frac{\sum_{i=1}^n \Delta_i}{n} \quad (20)$$

kde: φ – stálost hodnot [%]

Δ_i - relativní odchyvky hodnot [%]

n – počet měření [-]

3.2 Traktory použité při měření

Pro měření poloměrů otáčení byly vybrány 3 traktory, které jsou blíže specifikovány níže. Hlavním kritériem pro výběr se stalo použití přední hnací nápravy, což všechny splňují. Na obrázcích v následujících podkapitolách jsou vyobrazeny traktory použité při měření. V níže uvedených tabulkách se pak nachází vybrané technické parametry jednotlivých traktorů.

3.2.1 Zetor Forterra 140 HSX

Jako první traktor pro měření se používal Zetor Forterra 140 HSX, který je příjedom z měření zachycen na obrázku 25. Oproti ostatním měřeným traktorům je vybaven tzv. dynamickými blatníky přední hnací nápravy, které v určitém úhlu natočení kol setrvávají v dané poloze, což umožňuje maximální možný úhel natočení kol přední hnací nápravy. Ačkoli se jedná o podstatně rozměrnější traktor oproti dalším dvěma, lze říci, že jeho manévrovací schopnosti budou stejné ne-li lepší. V tabulce 1 jsou pak uvedeny vybrané technické parametry tohoto traktoru.



Obrázek 25: Zetor Forterra 140HSX při měření na asfaltu

Tabulka 1: Technické parametry traktoru Zetor Forterra 140 HSX

Motor		
Jednotky		
Typ motoru		Zetor 1606
Výkon motoru	kW	100,2
Jmenovité otáčky motoru	ot.min ⁻¹	2 200
Počet ventilů		16
Počet válců		4
Plnění		Turbodmychadlo
Vrtání/Zdvih	mm	105/120
Obsah válců	cm ³	4 156
Maximální točivý moment	N.m	581
Převýšení točivého momentu	%	38
Specifická spotřeba paliva při jmenovitých otáčkách	g.kW ⁻¹ .h ⁻¹	240
Převodovka		
Typ		Elektro-hydraulicky reverzační, mechanická (3° násobič)
Řazení		Plně synchronizované
Počet převodových stupňů		30 vpřed/30 vzad
Max. rychlost	km.h ⁻¹	40
Vývodový hřídel		
Typ		Nezávislý, vícelamelová spojka PTO
Otáčky zadního VH	ot.min ⁻¹	540/540E/1 000/1 000E
Otáčky předního VH	ot.min ⁻¹	1 000
Hydraulický systém		
Typ		Elektrohydraulika Bosch s HitchTronic, 2 pomocné válce
Třibodový závěs		Kategorie II
Ovládání		Elektrohydraulické
Vnější vývody (rychlospojky)		6+1
Zvedací síla na konci spodních táhel	kN	70
Tlak	MPa	20
Maximální výkon hydraulického čerpadla	l.min ⁻¹	70
Hlavní rozměry		
Celková délka	mm	4 600

Celková šířka	mm	2 320
Celková výška	mm	2 820
Rozvor	mm	2 590
Rozchod kol přední nápravy	mm	1 850
Rozchod kol zadní nápravy	mm	1 725
Hmotnost traktoru		
Celková hmotnost traktoru	kg	4 970
Použité pneumatiky		
Typ/Výrobce		RD 03/Mitas
Přední		480/65 R24
Zadní		600/60 R38
Tlak nahuštění	kPa	150
Další parametry		
Hnací systém		4WD
Řízení		Hydrostatické
Brzdy provozní/parkovací		Mokré diskové, hydraulicky ovládané/mechanicky ovládané
Přední brzdy		Připojením PHN, pomocí vícelamelové spojky
Vnější stopový průměr otáčení udávaný výrobcem při udaném rozchodu a pneumatikách		
Bez zapnuté PHN	mm	10 200
Se zapnutou PHN	mm	11 130
Rozchod kol přední nápravy	mm	1 810
Rozchod kol zadní nápravy	mm	1 725
Přední pneumatiky		480/65 R24
Zadní pneumatiky		600/65 R38

3.2.2 Zetor Proxima 120 Power

Jako další byl pro měření vybrán traktor Zetor Proxima 120 Power zachycený na obrázku 26. Jedná se o modelovou řadu traktorů, která by v dnešní době měla nahradit již dosluhující traktory Zetor UŘ I, vyrobené i před více než 20 lety, proto porovnání se Zetorem 7745 Turbo bude určitě zajímavé. V níže uvedené tabulce 2 jsou uvedeny vybrané technické parametry traktoru Zetor Proxima 120 Power.



Obrázek 26: Zetor Proxima 120 Power při měření na podmítce

Tabulka 2: Technické parametry traktoru Zetor Proxima 120 Power

Motor		
Jednotky		
Typ motoru		Zetor 1 406
Výkon motoru	kW	86,2
Jmenovité otáčky motoru	ot.min ⁻¹	2 200
Počet ventilů		16
Počet válců		4
Plnění		Turbodmychadlo
Vrtání/Zdvih	mm	105/120
Obsah válců	cm ³	4 156
Maximální točivý moment	N.m	498
Převýšení točivého momentu	%	38
Specifická spotřeba paliva při jmenovitých otáčkách	g.kW ⁻¹ .h ⁻¹	238
Převodovka		
Typ		Elektro-hydraulicky reverzační, mechanická (3° násobič)
Řazení		Plně synchronizované

Počet převodových stupňů		24 vpřed/24 vzad
Max. rychlost	km.h ⁻¹	40
Vývodový hřídel		
Typ	Nezávislý/závislý, vícelamelová spojka PTO	
Otáčky zadního VH	ot.min ⁻¹	540/1 000/
Hydraulický systém		
Typ	Elektrohydraulika Bosch s HitchTronic	
Třibodový závěs	Kategorie II	
Ovládání	Elektrohydraulické	
Vnější vývody (rychlospojky)	6+1	
Zvedací síla na konci spodních táhel	kN	38
Tlak	MPa	19
Maximální výkon hydraulického čerpadla	l.min ⁻¹	60
Hlavní rozměry		
Celková délka	mm	4 130
Celková šířka	mm	2 170
Celková výška	mm	2 780
Rozvor	mm	2 442
Rozchod kol přední nápravy	mm	1 690
Rozchod kol zadní nápravy	mm	1 650
Hmotnost traktoru		
Celková hmotnost traktoru	kg	4 620
Použité pneumatiky		
Typ/Výrobce	AC 65/Mitas	
Přední	440/65 R24	
Zadní	540/65 R34	
Tlak nahuštění	kPa	150
Další parametry		
Hnací systém	4WD	
Řízení	Hydrostatické	
Brzdy provozní/parkovací	Mokré diskové, hydraulicky ovládané/mechanicky ovládané	
Přední brzdy	V kolech mokré diskové	
Vnější stopový průměr otáčení udávaný výrobcem při daném rozchodu		
Bez zapnuté PHN doleva	mm	11 850
Se zapnutou PHN doleva	mm	12 570

Bez zapnuté PHN doprava	mm	11 380
Se zapnutou PHN doprava	mm	12 130
Rozchod kol přední nápravy	mm	1 610
Rozchod kol zadní nápravy	mm	1 500

3.2.3 Zetor 7745 Turbo

Posledním traktorem vybraným pro měření se stal Zetor 7745 Turbo, který je zachycen na obrázku 27 při jednom z měření. Jedná se o šestou modernizaci unifikované řady I, která se na dlouhá léta stala velmi populární, a ještě dnes se tyto traktory hojně vyskytují v nejrůznějších zemědělských podnicích. V následující tabulce 3 jsou pak uvedeny vybrané technické parametry traktoru Zetor 7745 Turbo.



Obrázek 27: Zetor 7745 Turbo při měření na sklizeném travním porostu

Tabulka 3: Technické parametry traktoru Zetor 7745 Turbo

Motor		
Jednotky		
Typ motoru		Zetor 7301
Výkon motoru	kW	58
Jmenovité otáčky motoru	ot.min ⁻¹	2 200
Počet ventilů		8
Počet válců		4
Plnění		Turbodmychadlo
Vrtání/Zdvih	mm	102/120
Obsah válců	cm ³	3 922
Maximální točivý moment	N.m	331
Převýšení točivého momentu	%	18
Specifická spotřeba paliva při jmenovitých otáčkách	g.kW ⁻¹ .h ⁻¹	245
Převodovka		
Typ		Mechanická s přímými zuby a násobičem točivého momentu
Řazení		Přímé, 4. a 5. stupeň synchronizovaný
Počet převodových stupňů		20 vpřed/4 vzad
Max. rychlost	km.h ⁻¹	30
Vývodový hřídel		
Typ		Nezávislý/závislý, jednolamelová spojka PTO
Otáčky zadního VH	ot. min ⁻¹	540/1 000/
Hydraulický systém		
Typ		Mechanická regulační hydraulika Zetormatic
Třibodový závěs		Kategorie II
Ovládání		Mechanické
Vnější vývody (rychlospojky)		2+1
Zvedací síla na konci spodních táhel	kN	24
Tlak	Mpa	18
Maximální výkon hydraulického čerpadla	l.min ⁻¹	32
Hlavní rozměry		
Celková délka	mm	3 900

Celková šířka	mm	2 020
Celková výška	mm	2 670
Rozvor	mm	2 222
Rozchod kol přední nápravy	mm	1 660
Rozchod kol zadní nápravy	mm	1 580
Hmotnost traktoru		
Celková hmotnost traktoru	kg	3 920
Použité pneumatiky		
Typ/Výrobce		RD 01/Mitas TZ 17/Barum
Přední		320/65 R24
Zadní		16,9 - 34
Tlak nahuštění	kPa	150
Další parametry		
Hnací systém		4WD
Řízení		Hydrostatické
Brzdy provozní/parkovací		Suché diskové, hydraulicky ovládané/mechanicky ovládané
Přední brzdy		nemá
Vnější stopový průměr otáčení udávaný výrobcem		
Vnější stopový průměr	mm	9 100

3.3 Lokalita měření

Měření budou probíhat, jak je uvedeno výše v metodice, na třech různých typech povrchů, tedy i na třech různých stanovištích, časově nezávisle na sobě. Před započítáním každého měření budou zjištěny základní klimatické údaje za pomoci meteorologické stanice Ventus 266.

Stanoviště na sklizeném travním porostu se bude nacházet v katastrálním území Přečín na parcele číslo 456 nedaleko obce. Měření bude probíhat co možná nejdříve po sklizni.

Pro stanoviště na podmítce byly vybrány parcely v katastrálním území Přečín číslo 131/33 a 131/39. Měření bude probíhat po provedené podmítce.

Měření na asfaltu bude probíhat v areálu autobusového nádraží v obci Vacov. Kde se nachází největší asfaltová plocha v okolí.

Všetchna stanoviště byla pečlivě vybírána s ohledem především na minimální svažitost pozemku, z důvodů co možná nejmenšího ovlivnění naměřených hodnot.

4 VÝSLEDKY TERÉNNÍCH MĚŘENÍ

4.1 Klimatické podmínky na stanovištích měření

Měření probíhala v různých časových horizontech. Jak je uvedeno v metodice před zahájením každého měření byly zjištěny základní klimatické údaje za pomoci meteorologické stanice Ventus 266.

4.1.1 Sklizený travní porost

Měření na sklizeném travním porostu probíhalo 11. 7. 2017. Klimatické podmínky před zahájením měření jsou uvedeny v tabulce 4. Stanoviště před započítáním měření pojezdových rychlostí je vyobrazeno na obrázku 25.

Tabulka 4: Klimatické podmínky při měření na sklizeném travním porostu

Teplota	20,6°C
Tlak vzduchu	1014 hPa
Relativní vlhkost vzduchu	67 %



Obrázek 25: Stanoviště sklizený travní porost

4.1.2 Podmítka

Měření na podmítce probíhalo 26. 9. 2017. Klimatické podmínky před zahájením měření jsou uvedeny v tabulce 5. Na obrázku 26 je pak vyobrazeno stanoviště po ukončení měření s perfektně vykreslenými průměry otáčení.

Tabulka 5: Klimatické podmínky při měření na podmítce

Teplota	19,2°C
Tlak vzduchu	1023 hPa
Relativní vlhkost vzduchu	59 %



Obrázek 26: Stanoviště podmítka:

4.1.3 Asfalt

Měření na asfaltu probíhalo 15. 10. 2017. Klimatické podmínky před zahájením měření jsou uvedeny v tabulce 6. Na obrázku 27 je vyobrazeno stanoviště po ukončeném měření a jsou zde znatelné průměry otáčení vyznačené pomocí značkovacích sprejů.

Tabulka 6: Klimatické podmínky při měření na asfaltu

Teplota	17,5°C
Tlak vzduchu	1019 hPa
Relativní vlhkost vzduchu	63 %



Obrázek 27: Stanoviště asfalt

4.2 Skutečná pojezdová rychlost

Na každém stanovišti se před započítáním samotného měření stanovili na každém z povrchů skutečné pojezdové rychlosti traktorů s vyřazenou nebo zařazenou PHN. Skutečné pojezdové rychlosti se stanovily dle výše uvedené metodiky.

4.2.1 Skutečné pojezdové rychlosti traktoru Zetor Forterra 140 HSX

Skutečné pojezdové rychlosti traktoru Zetor Forterra 140 HSX při měření jsou uvedeny v tabulce 7, která se nachází níže.

Tabulka 7: Skutečné pojezdové rychlosti traktoru Zetor Forterra 140 HSX

Skutečné pojezdové rychlosti traktoru při měření [km.h ⁻¹]		Požadované pojezdové rychlosti		
		4 km.h ⁻¹	6 km.h ⁻¹	9 km.h ⁻¹
Stanoviště	Travní porost bez PHN	4,12	5,94	8,90
	Travní porost s PHN	4,13	5,86	8,87
	Podmítka bez PHN	4,08	5,92	8,80
	Podmítka s PHN	4,07	5,96	8,80
	Asfalt bez PHN	4,17	6,11	9,17
	Asfalt s PHN	4,10	5,98	9,00

4.2.2 Skutečné pojezdové rychlosti traktoru Zetor Proxima 120 Power

Skutečné pojezdové rychlosti traktoru Zetor Proxima 120 Power při měření jsou uvedeny v tabulce 8.

Tabulka 8: Skutečné pojezdové rychlosti traktoru Zetor Proxima 120 Power

Skutečné pojezdové rychlosti traktoru při měření [km.h ⁻¹]		Požadované pojezdové rychlosti		
		4 km.h ⁻¹	6 km.h ⁻¹	9 km.h ⁻¹
Stanoviště	Travní porost bez PHN	4,21	6,14	8,90
	Travní porost s PHN	4,12	5,99	8,67
	Podmítka bez PHN	4,14	6,19	8,81
	Podmítka s PHN	4,09	6,06	8,82
	Asfalt bez PHN	4,12	6,12	8,83
	Asfalt s PHN	4,01	5,89	8,43

4.2.3 Skutečné pojezdové rychlosti traktoru Zetor 7745 Turbo

Skutečné pojezdové rychlosti traktoru Zetor 7745 Turbo při měření jsou uvedeny v tabulce 9.

Tabulka 9: Skutečné pojezdové rychlosti traktoru Zetor 7745 Turbo

Skutečné pojezdové rychlosti traktoru při měření [km.h ⁻¹]		Požadované pojezdové rychlosti		
		4 km.h ⁻¹	6 km.h ⁻¹	9 km.h ⁻¹
Stanoviště	Travní porost bez PHN	4,11	6,00	9,03
	Travní porost s PHN	4,09	5,94	8,91
	Podmítka bez PHN	4,10	6,01	9,04
	Podmítka s PHN	4,08	5,96	8,99
	Asfalt bez PHN	4,14	6,05	9,07
	Asfalt s PHN	4,05	5,87	8,79

4.3 Průměrné hodnoty poloměrů otáčení jednotlivých traktorů

V níže uvedených podkapitolách jsou uvedeny průměrné poloměry otáčení z jednotlivých měření. Všechny hodnoty jsou uspořádány do tabulek. Každá tabulka přísluší k otáčení doleva nebo doprava se zařazenou přední hnací nápravou nebo s vyřazenou přední hnací nápravou. Tabulky jsou dále rozřazeny dle typu povrchu a příslušného traktoru, u něhož byl zjišťován poloměr otáčení. Každá z tabulek disponuje nejen průměrnými hodnotami poloměrů otáčení stanovených pomocí vztahu 18, ale i relativními odchylkami stanovenými pomocí vztahu 19, z nichž se za pomoci vztahu 20 stanovila stálost otáčení.

Ke zlepšení názornosti jsou v každé podkapitole souhrnné grafy poloměrů otáčení jednotlivých traktorů na daném typu povrchu.

4.3.1 Zjištěné hodnoty u traktoru Zetor Forterra 140 HSX

V níže uvedených tabulkách 10 – 21 jsou uvedeny spolu s poloměry otáčení i relativní odchylky a stálosti otáčení traktoru Zetor Forterra 140 HSX. Tabulky jsou za pomoci podkapitol dělené podle typu povrchu. V grafech 1 – 3 jsou zobrazeny hodnoty poloměrů otáčení v závislosti na pojezdové rychlosti traktorů, zařazené přední hnací nápravě a daném typu povrchu.

4.3.1.1 Sklizený travní porost

V tabulkách 10 – 13 jsou znázorněny hodnoty poloměru otáčení, relativní odchylky a stálosti otáčení traktoru Zetor Forterra 140 HSX na sklizeném travním porostu.

Tabulka 10: Průměrné hodnoty otáčení doleva bez PHN traktoru Zetor Forterra 140 HSX

Doleva bez PHN	Číslo měření	Vypočtený poloměr [mm]	Relativní odchylka otáčení [%]	Stálost otáčení [%]	Průměr měření [mm]
4 km.h ⁻¹	1	5 300	0,21	0,14	5 311
	2	5 317	0,10		
	3	5 317	0,10		
6 km.h ⁻¹	1	5 350	0,41	0,27	5 372
	2	5 392	0,36		
	3	5 375	0,05		
9 km.h ⁻¹	1	5 492	0,30	0,30	5 475
	2	5 483	0,15		
	3	5 450	0,46		

Tabulka 11: Průměrné hodnoty otáčení doprava bez PHN traktoru Zetor Forterra 140 HSX

Doprava bez PHN	Číslo měření	Vypočtený poloměr [mm]	Relativní odchylka otáčení [%]	Stálost otáčení [%]	Průměr měření [mm]
4 km.h ⁻¹	1	5 350	0,21	0,14	5 331
	2	5 333	0,10		
	3	5 333	0,10		
6 km.h ⁻¹	1	5 400	0,05	0,17	5 403
	2	5 417	0,26		
	3	5 392	0,21		
9 km.h ⁻¹	1	5 467	0,10	0,13	5 461
	2	5 450	0,20		
	3	5 467	0,10		

Tabulka 12: Průměrné hodnoty otáčení doleva s PHN traktoru Zetor Forterra 140 HSX

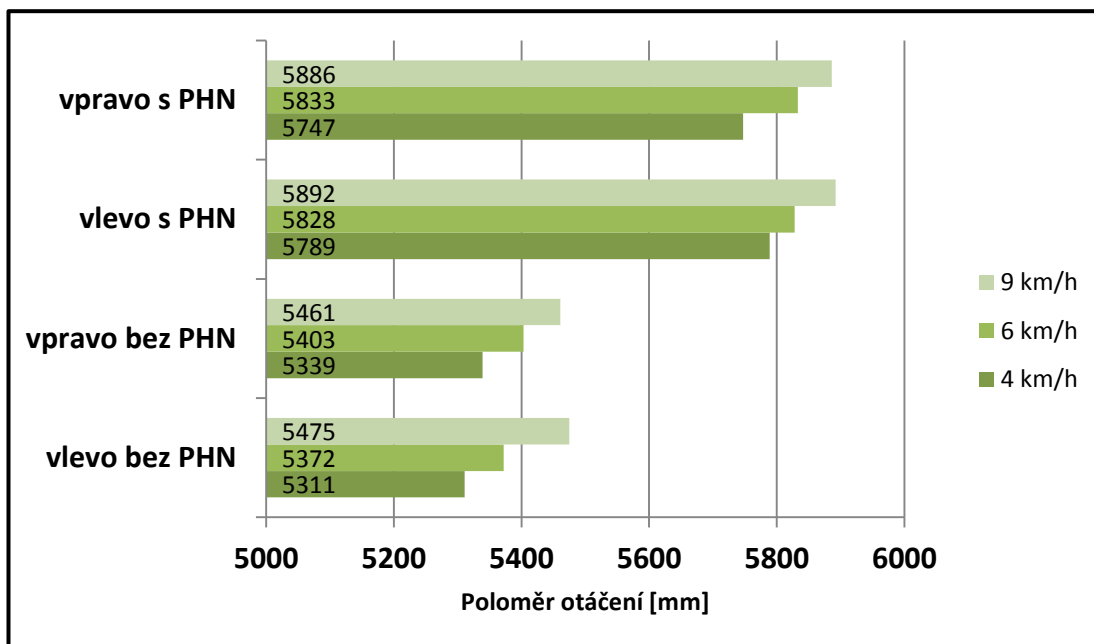
Doleva s PHN	Číslo měření	Vypočtený poloměr [mm]	Relativní odchylka otáčení [%]	Stálost otáčení [%]	Průměr měření [mm]
4 km.h ⁻¹	1	5 758	0,53	0,35	5 789
	2	5 800	0,19		
	3	5 808	0,34		
6 km.h ⁻¹	1	5 842	0,24	0,32	5 828
	2	5 800	0,48		
	3	5 842	0,24		
9 km.h ⁻¹	1	5 892	0,00	0,09	5 892
	2	5 883	0,14		
	3	5 900	0,14		

Tabulka 13: Průměrné hodnoty otáčení doprava s PHN traktoru Zetor Forterra 140 HSX

Doprava s PHN	Číslo měření	Vypočtený poloměr [mm]	Relativní odchylka otáčení [%]	Stálost otáčení [%]	Průměr měření [mm]
4 km.h ⁻¹	1	5 775	0,48	0,45	5 748
	2	5 708	0,68		
	3	5 758	0,19		
6 km.h ⁻¹	1	5 850	0,29	0,29	5 833
	2	5 808	0,43		
	3	5 842	0,14		
9 km.h ⁻¹	1	5 867	0,33	0,22	5 886
	2	5 892	0,09		
	3	5 900	0,24		

Experimentálně stanovené poloměry otáčení uvedené výše v tabulkách jsou shrnuty v grafu 1.

Graf 1: Průměrné hodnoty poloměrů otáčení na sklizeném travním porostu pro traktor Zetor Forterra 140 HSX



4.3.1.2 Podmítka

V tabulkách 14 – 17 jsou uvedeny hodnoty poloměrů otáčení, relativní odchylky a stálosti otáčení traktoru Zetor Forterra 140 HSX na podmítce.

Tabulka 14: Průměrné hodnoty pro otáčení doleva bez PHN traktoru Zetor Forterra 140 HSX

Doleva bez PHN	Číslo měření	Vypočtený poloměr [mm]	Relativní odchylka otáčení [%]	Stálost otáčení [%]	Průměr měření [mm]
4 km.h ⁻¹	1	5 308	0,47	0,31	5 333
	2	5 342	0,16		
	3	5 350	0,31		
6 km.h ⁻¹	1	5 350	0,36	0,38	5 331
	2	5 300	0,57		
	3	5 342	0,21		
9 km.h ⁻¹	1	5 392	0,05	0,07	5 389
	2	5 383	0,10		
	3	5 392	0,05		

Tabulka 15: Průměrné hodnoty pro otáčení doprava bez PHN traktoru Zetor Forterra 140 HSX

Doprava bez PHN	Číslo měření	Vypočtený poloměr [mm]	Relativní odchylka otáčení [%]	Stálost otáčení [%]	Průměr měření [mm]
4 km.h ⁻¹	1	5 308	0,10	0,24	5 314
	2	5 333	0,37		
	3	5 300	0,26		
6 km.h ⁻¹	1	5 358	0,36	0,38	5 378
	2	5 408	0,57		
	3	5 367	0,21		
9 km.h ⁻¹	1	5 458	0,15	0,20	5 467
	2	5 483	0,30		
	3	5 458	0,15		

Tabulka 16: Průměrné hodnoty pro otáčení doleva s PHN traktoru Zetor Forterra 140 HSX

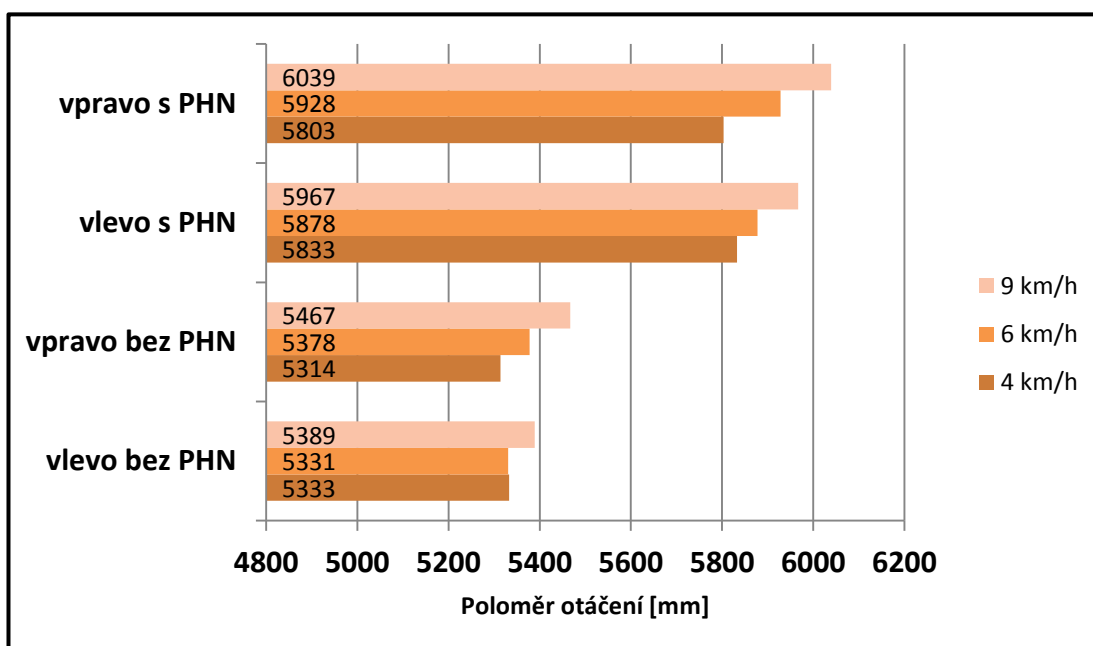
Doleva s PHN	Číslo měření	Vypočtený poloměr [mm]	Relativní odchylka otáčení [%]	Stálost otáčení [%]	Průměr měření [mm]
4 km.h ⁻¹	1	5 842	0,14	0,29	5 833
	2	5 808	0,43		
	3	5 850	0,29		
6 km.h ⁻¹	1	5 892	0,24	0,22	5 878
	2	5 883	0,09		
	3	5 858	0,33		
9 km.h ⁻¹	1	5 992	0,42	0,28	5 967
	2	5 950	0,28		
	3	5 958	0,14		

Tabulka 17: Průměrné hodnoty pro otáčení doprava s PHN traktoru Zetor Forterra 140 HSX

Doprava s PHN	Číslo měření	Vypočtený poloměr [mm]	Relativní odchylka otáčení [%]	Stálost otáčení [%]	Průměr měření [mm]
4 km.h ⁻¹	1	5 833	0,53	0,51	5 803
	2	5 758	0,77		
	3	5 817	0,24		
6 km.h ⁻¹	1	5 942	0,23	0,31	5 928
	2	5 900	0,47		
	3	5 942	0,23		
9 km.h ⁻¹	1	6 008	0,51	0,34	6 039
	2	6 067	0,46		
	3	6 042	0,05		

Všechny průměrné hodnoty poloměrů otáčení z výše uvedených tabulek jsou vyjádřeny pomocí grafu 2.

Graf 2: Průměrné hodnoty poloměrů otáčení na podmítce pro traktor Zetor Forterra 140 HSX



4.3.1.3 Asfalt

Tabulky 18 – 21 znázorňují hodnoty poloměrů otáčení, relativní odchylky a stálosti otáčení traktoru Zetor Forterra 140 HSX na asfaltu.

Tabulka 18: Průměrné hodnoty pro otáčení doleva bez PHN traktoru Zetor Forterra 140 HSX

Doleva bez PHN	Číslo měření	Vypočtený poloměr [mm]	Relativní odchylka otáčení [%]	Stálost otáčení [%]	Průměr měření [mm]
4 km.h ⁻¹	1	5 342	0,05	0,07	5 344
	2	5 342	0,05		
	3	5 350	0,10		
6 km.h ⁻¹	1	5 358	0,10	0,14	5 353
	2	5 358	0,10		
	3	5 342	0,21		
9 km.h ⁻¹	1	5 400	0,15	0,1	5 392
	2	5 383	0,15		
	3	5 392	0,00		

Tabulka 19: Průměrné hodnoty pro otáčení doprava bez PHN traktoru Zetor Forterra 140 HSX

Doprava bez PHN	Číslo měření	Vypočtený poloměr [mm]	Relativní odchylka otáčení [%]	Stálost otáčení [%]	Průměr měření [mm]
4 km.h ⁻¹	1	5 308	0,10	0,24	5 308
	2	5 333	0,37		
	3	5 300	0,26		
6 km.h ⁻¹	1	5 308	0,21	0,28	5 319
	2	5 342	0,42		
	3	5 308	0,21		
9 km.h ⁻¹	1	5 350	0,31	0,31	5 333
	2	5 308	0,47		
	3	5 342	0,16		

Tabulka 20: Průměrné hodnoty pro otáčení doleva s PHN traktoru Zetor Forterra 140 HSX

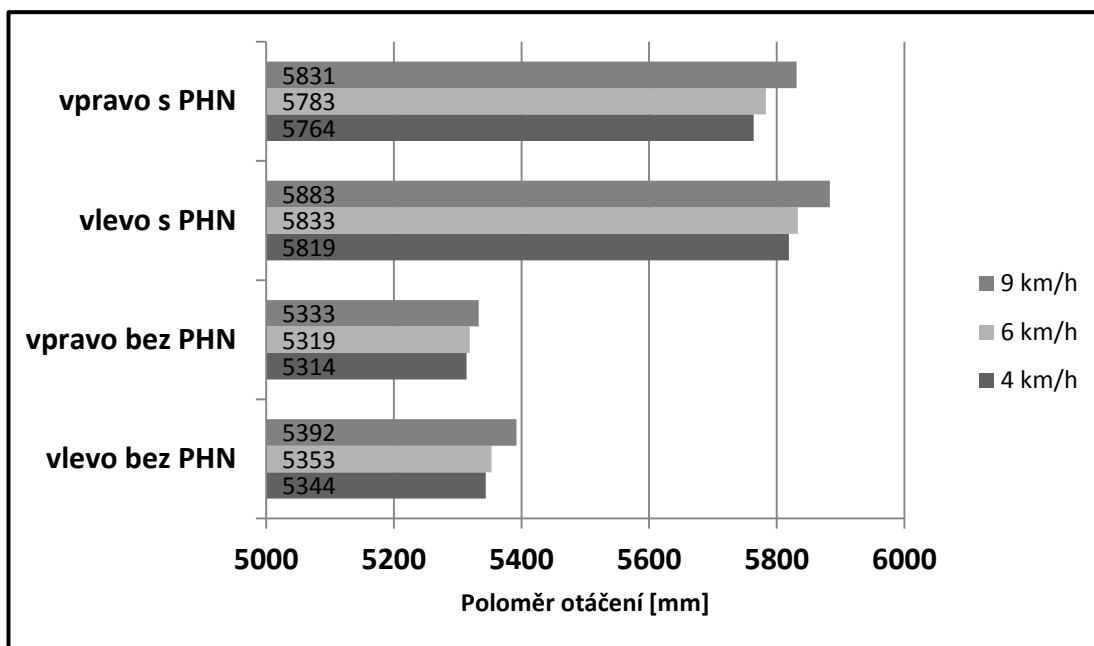
Doleva s PHN	Číslo měření	Vypočtený poloměr [mm]	Relativní odchylka otáčení [%]	Stálost otáčení [%]	Průměr měření [mm]
4 km.h ⁻¹	1	5 808	0,19	0,25	5 819
	2	5 808	0,19		
	3	5 842	0,38		
6 km.h ⁻¹	1	5 817	0,29	0,19	5 833
	2	5 842	0,14		
	3	5 842	0,14		
9 km.h ⁻¹	1	5 892	0,14	0,28	5 883
	2	5 858	0,42		
	3	5 900	0,28		

Tabulka 21: Průměrné hodnoty pro otáčení doprava s PHN traktoru Zetor Forterra 140 HSX

Doprava s PHN	Číslo měření	Vypočtený poloměr [mm]	Relativní odchylka otáčení [%]	Stálost otáčení [%]	Průměr měření [mm]
4 km.h ⁻¹	1	5 783	0,34	0,23	5 764
	2	5 750	0,24		
	3	5 758	0,10		
6 km.h ⁻¹	1	5 800	0,29	0,29	5 783
	2	5 758	0,43		
	3	5 792	0,14		
9 km.h ⁻¹	1	5 858	0,48	0,35	5 831
	2	5 800	0,52		
	3	5 833	0,05		

Stanovené hodnoty z výše uvedených tabulek názorně vyjadřuje graf 3

Graf 3: Průměrné hodnoty poloměrů otáčení na asfaltu pro traktor Zetor Forterra 140 HSX



4.3.2 Zjištěné hodnoty u traktoru Zetor Proxima 120 Power

V níže uvedených tabulkách 22 – 33 jsou uvedeny spolu s poloměry otáčení i relativní odchylky a stálosti otáčení traktoru Zetor Proxima 120 Power. Tabulky jsou za pomoci podkapitol dělené podle typu povrchu. V grafech 4 – 6 jsou zobrazeny hodnoty poloměrů otáčení v závislosti na pojezdové rychlosti traktorů, zařazené přední hnací nápravě a daném typu povrchu.

4.3.2.1 Sklizený travní porost

V tabulkách 22 – 25 jsou znázorněny hodnoty poloměrů otáčení, relativní odchylky a stálosti otáčení traktoru Zetor Proxima 120 Power na sklizeném travním porostu.

Tabulka 22: Průměrné hodnoty pro otáčení doleva bez PHN traktoru Zetor Proxima 120 Power

Doleva bez PHN	Číslo měření	Vypočtený poloměr [mm]	Relativní odchylka otáčení [%]	Stálost otáčení [%]	Průměr měření [mm]
4 km.h ⁻¹	1	6 242	0,09	0,21	6 236
	2	6 217	0,31		
	3	6 250	0,22		
6 km.h ⁻¹	1	6 342	0,22	0,21	6 328
	2	6 308	0,31		
	3	6 333	0,09		
9 km.h ⁻¹	1	6 375	0,00	0,17	6 375
	2	6 392	0,26		
	3	6 358	0,26		

Tabulka 23: Průměrné hodnoty pro otáčení doprava bez PHN traktoru Zetor Proxima 120 Power

Doprava bez PHN	Číslo měření	Vypočtený poloměr [mm]	Relativní odchylka otáčení [%]	Stálost otáčení [%]	Průměr měření [mm]
4 km.h ⁻¹	1	6 150	0,27	0,18	6 133
	2	6 133	0,00		
	3	6 117	0,27		
6 km.h ⁻¹	1	6 233	0,04	0,06	6 236
	2	6 242	0,09		
	3	6 233	0,04		
9 km.h ⁻¹	1	6 317	0,13	0,26	6 308
	2	6 325	0,26		
	3	6 283	0,40		

Tabulka 24: Průměrné hodnoty pro otáčení doleva s PHN traktoru Zetor Proxima 120 Power

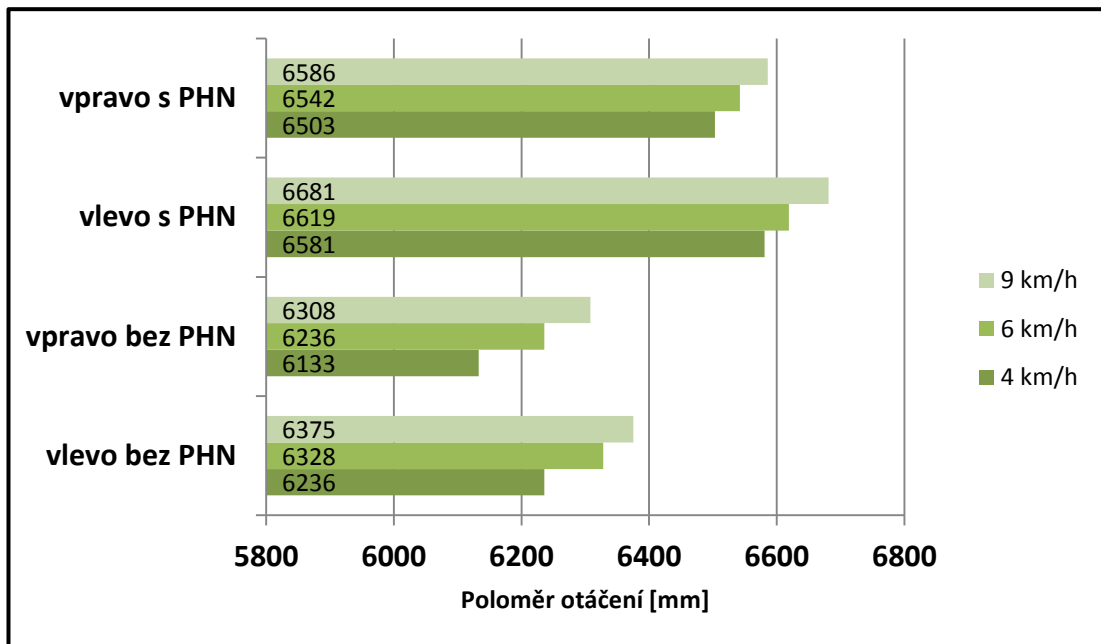
Doleva s PHN	Číslo měření	Vypočtený poloměr [mm]	Relativní odchylka otáčení [%]	Stálost otáčení [%]	Průměr měření [mm]
4 km.h ⁻¹	1	6 600	0,30	0,31	6 581
	2	6 592	0,17		
	3	6 550	0,46		
6 km.h ⁻¹	1	6 642	0,34	0,23	6 619
	2	6 608	0,17		
	3	6 608	0,17		
9 km.h ⁻¹	1	6 667	0,21	0,42	6 681
	2	6 683	0,04		
	3	6 692	0,17		

Tabulka 25: Průměrné hodnoty pro otáčení doprava s PHN traktoru Zetor Proxima 120 Power

Doprava s PHN	Číslo měření	Vypočtený poloměr [mm]	Relativní odchylka otáčení [%]	Stálost otáčení [%]	Průměr měření [mm]
4 km.h ⁻¹	1	6 492	0,17	0,14	6 503
	2	6 500	0,04		
	3	6 517	0,21		
6 km.h ⁻¹	1	6 533	0,13	0,09	6 542
	2	6 550	0,13		
	3	6 542	0,00		
9 km.h ⁻¹	1	6 592	0,08	0,11	6 586
	2	6 592	0,08		
	3	6 575	0,17		

Experimentálně stanovené poloměry otáčení uvedené výše v tabulkách jsou shrnuty v grafu 4.

Graf 4: Průměrné hodnoty poloměrů otáčení na sklizeném travním porostu pro traktor Zetor Proxima 120 Power



4.3.2.2 Podmítka

V tabulkách 26 – 29 jsou uvedeny hodnoty poloměrů otáčení, relativní odchylky a stálosti otáčení traktoru Zetor Proxima 120 Power na podmítce.

Tabulka 26: Průměrné hodnoty pro otáčení doleva bez PHN traktoru Zetor Proxima 120 Power

Doleva bez PHN	Číslo měření	Vypočtený poloměr [mm]	Relativní odchylka otáčení [%]	Stálost otáčení [%]	Průměr měření [mm]
4 km.h ⁻¹	1	6 158	0,36	0,48	6 181
	2	6 225	0,72		
	3	6 158	0,36		
6 km.h ⁻¹	1	6 283	0,18	0,33	6 272
	2	6 242	0,49		
	3	6 292	0,31		
9 km.h ⁻¹	1	6 358	0,48	0,73	6 328
	2	6 258	1,10		
	3	6 367	0,61		

Tabulka 27: Průměrné hodnoty pro otáčení doprava bez PHN traktoru Zetor Proxima 120 Power

Doprava bez PHN	Číslo měření	Vypočtený poloměr [mm]	Relativní odchylka otáčení [%]	Stálost otáčení [%]	Průměr měření [mm]
4 km.h ⁻¹	1	6 008	0,60	0,40	6 044
	2	6 067	0,37		
	3	6 058	0,23		
6 km.h ⁻¹	1	6 200	0,27	0,27	6 183
	2	6 158	0,40		
	3	6 192	0,13		
9 km.h ⁻¹	1	6 333	0,04	0,23	6 331
	2	6 308	0,35		
	3	6 350	0,31		

Tabulka 28: Průměrné hodnoty pro otáčení doleva s PHN traktoru Zetor Proxima 120 Power

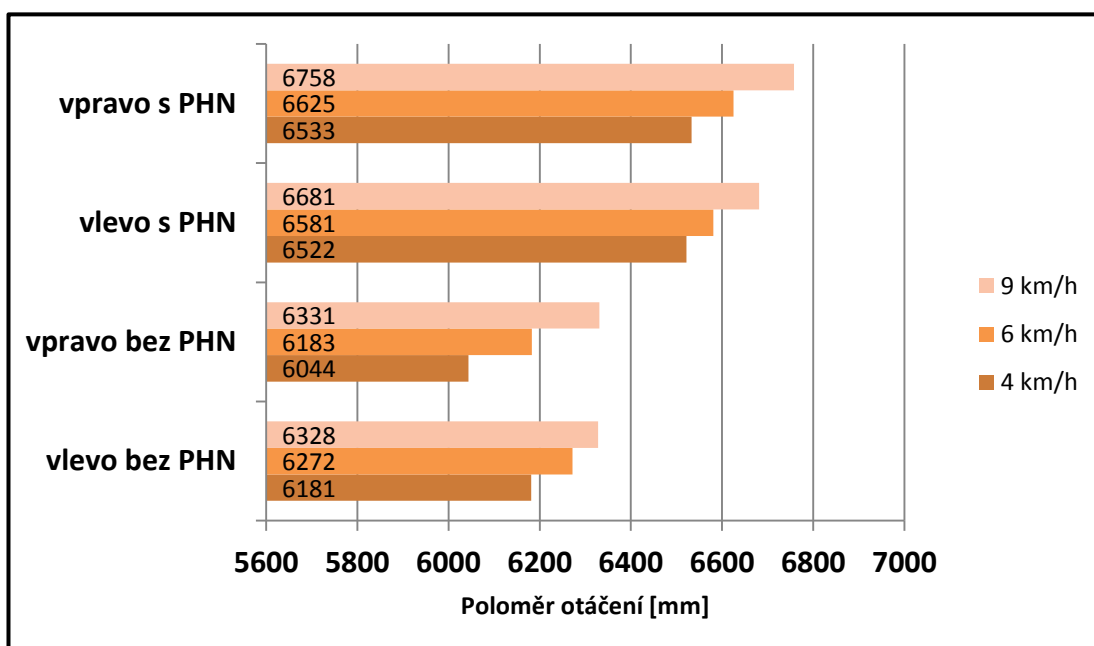
Doleva s PHN	Číslo měření	Vypočtený poloměr [mm]	Relativní odchylka otáčení [%]	Stálost otáčení [%]	Průměr měření [mm]
4 km.h ⁻¹	1	6 517	0,09	0,29	6 522
	2	6 500	0,34		
	3	6 550	0,43		
6 km.h ⁻¹	1	6 592	0,17	0,23	6 581
	2	6 592	0,17		
	3	6 558	0,34		
9 km.h ⁻¹	1	6700	0,29	0,22	6 681
	2	6 683	0,04		
	3	6 658	0,33		

Tabulka 29: Průměrné hodnoty pro otáčení doprava s PHN traktoru Zetor Proxima 120 Power:

Doprava s PHN	Číslo měření	Vypočtený poloměr [mm]	Relativní odchylka otáčení [%]	Stálost otáčení [%]	Průměr měření [mm]
4 km.h ⁻¹	1	6 550	0,26	0,26	6 533
	2	6 508	0,38		
	3	6 542	0,13		
6 km.h ⁻¹	1	6 617	0,13	0,25	6 625
	2	6 650	0,38		
	3	6 608	0,25		
9 km.h ⁻¹	1	6 717	0,62	0,41	6 758
	2	6 792	0,49		
	3	6 767	0,12		

Všechny průměrné hodnoty poloměrů otáčení z výše uvedených tabulek jsou vyjádřeny pomocí grafu 5.

Graf 5: Průměrné hodnoty poloměrů otáčení na podmítce traktoru Zetor Proxima 120 Power



4.3.2.3 Asfalt

Tabulky 30 – 33 znázorňují hodnoty poloměrů otáčení, relativní odchylky a stálosti otáčení traktoru Zetor Proxima 120 Power na asfaltu.

Tabulka 30: Průměrné hodnoty pro otáčení doleva bez PHN traktoru Zetor Proxima 120 Power

Doleva bez PHN	Číslo měření	Vypočtený poloměr [mm]	Relativní odchylka otáčení [%]	Stálost otáčení [%]	Průměr měření [mm]
4 km.h ⁻¹	1	6 142	0,36	0,24	6 119
	2	6 100	0,32		
	3	6 117	0,05		
6 km.h ⁻¹	1	6 150	0,32	0,35	6 169
	2	6 192	0,36		
	3	6 167	0,36		
9 km.h ⁻¹	1	6 233	0,13	0,27	6 225
	2	6 200	0,40		
	3	6 242	0,27		

Tabulka 31: Průměrné hodnoty pro otáčení doprava bez PHN traktoru Zetor Proxima 120 Power

Doprava bez PHN	Číslo měření	Vypočtený poloměr [mm]	Relativní odchylka otáčení [%]	Stálost otáčení [%]	Průměr měření [mm]
4 km.h ⁻¹	1	6 092	0,32	0,33	6 111
	2	6 142	0,50		
	3	6 100	0,18		
6 km.h ⁻¹	1	6 150	0,36	0,24	6 128
	2	6 117	0,18		
	3	6 117	0,18		
9 km.h ⁻¹	1	6 158	0,40	0,27	6 183
	2	6 192	0,13		
	3	6 200	0,27		

Tabulka 32: Průměrné hodnoty pro otáčení doleva s PHN traktoru Zetor Proxima 120 Power

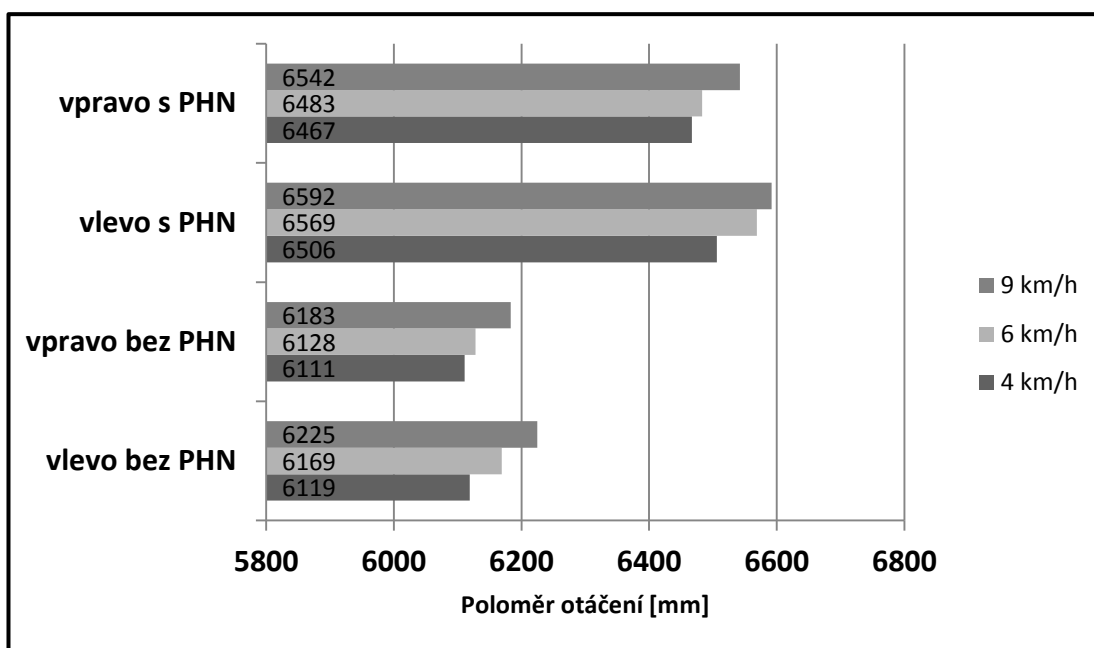
Doleva s PHN	Číslo měření	Vypočtený poloměr [mm]	Relativní odchylka otáčení [%]	Stálost otáčení [%]	Průměr měření [mm]
4 km.h ⁻¹	1	6 492	0,21	0,28	6 506
	2	6 492	0,21		
	3	6 533	0,43		
6 km.h ⁻¹	1	6 558	0,17	0,23	6 569
	2	6 592	0,34		
	3	6 558	0,17		
9 km.h ⁻¹	1	6 608	0,25	0,34	6 592
	2	6 558	0,51		
	3	6 608	0,25		

Tabulka 33: Průměrné hodnoty pro otáčení doprava s PHN traktoru Zetor Proxima 120 Power

Doprava s PHN	Číslo měření	Vypočtený poloměr [mm]	Relativní odchylka otáčení [%]	Stálost otáčení [%]	Průměr měření [mm]
4 km.h ⁻¹	1	6 450	0,26	0,26	6 467
	2	6 492	0,39		
	3	6 458	0,13		
6 km.h ⁻¹	1	6 458	0,39	0,26	6 483
	2	6 492	0,13		
	3	6 500	0,26		
9 km.h ⁻¹	1	6 542	0,00	0,09	6 542
	2	6 550	0,13		
	3	6 533	0,13		

Stanovené hodnoty z výše uvedených tabulek názorně vyjadřuje graf 6.

Graf 6: Průměrné hodnoty poloměrů otáčení na asfaltu traktoru Zetor Proxima 120 Power



4.3.3 Zjištěné hodnoty u traktoru Zetor 7745

V níže uvedených tabulkách 34 – 45 jsou uvedeny spolu s poloměry otáčení i relativní odchylky a stálosti otáčení traktoru Zetor Proxima 120 Power. Tabulky jsou za pomoci podkapitol dělené podle typu povrchu. V grafech 7 – 9 jsou zobrazeny hodnoty poloměrů otáčení v závislosti na pojzdové rychlosti traktorů, zařazené přední hnací nápravě a daném typu povrchu.

4.3.3.1 Sklizený travní porost

V tabulkách 34 – 37 jsou znázorněny hodnoty poloměrů otáčení, relativní odchylky a stálosti otáčení traktoru Zetor 7745 Turbo na sklizeném travním porostu.

Tabulka 34: Průměrné hodnoty pro otáčení doleva bez PHN traktoru Zetor 7745 Turbo

Doleva bez PHN	Číslo měření	Vypočtený poloměr [mm]	Relativní odchylka otáčení [%]	Stálost otáčení [%]	Průměr měření [mm]
4 km.h ⁻¹	1	5 042	0,28	0,59	5 028
	2	4 983	0,88		
	3	5 058	0,61		
6 km.h ⁻¹	1	5 267	0,58	0,39	5 236
	2	5 208	0,53		
	3	5 233	0,05		
9 km.h ⁻¹	1	5 308	0,05	0,39	5 311
	2	5 283	0,52		
	3	5 342	0,57		

Tabulka 35: Průměrné hodnoty pro otáčení doprava bez PHN traktoru Zetor 7745 Turbo

Doprava bez PHN	Číslo měření	Vypočtený poloměr [mm]	Relativní odchylka otáčení [%]	Stálost otáčení [%]	Průměr měření [mm]
4 km.h ⁻¹	1	5 233	0,05	0,39	5 236
	2	5 208	0,53		
	3	5 267	0,58		
6 km.h ⁻¹	1	5 392	0,05	0,38	5 389
	2	5 358	0,57		
	3	5 417	0,52		
9 km.h ⁻¹	1	5 492	0,56	0,37	5 461
	2	5 458	0,05		
	3	5 433	0,51		

Tabulka 36: Průměrné hodnoty pro otáčení doleva s PHN traktoru Zetor 7745 Turbo

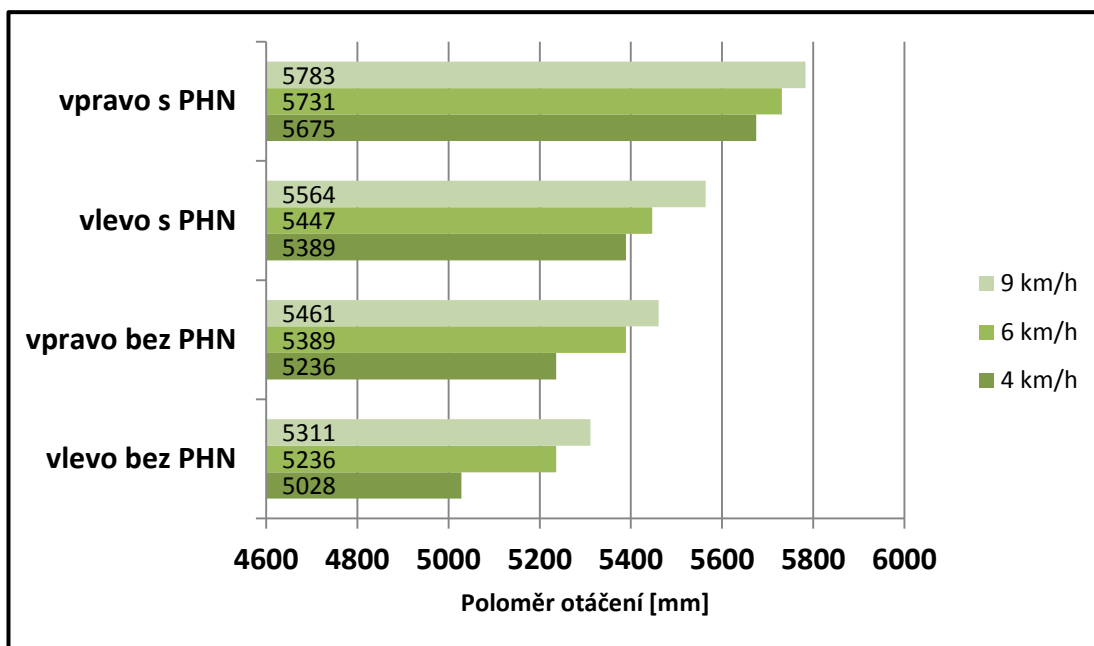
Doleva s PHN	Číslo měření	Vypočtený poloměr [mm]	Relativní odchylka otáčení [%]	Stálost otáčení [%]	Průměr měření [mm]
4 km.h ⁻¹	1	5 358	0,57	0,38	5 389
	2	5 392	0,05		
	3	5 417	0,52		
6 km.h ⁻¹	1	5 433	0,25	0,17	5 447
	2	5 450	0,05		
	3	5 458	0,20		
9 km.h ⁻¹	1	5 583	0,35	0,27	5 564
	2	5 542	0,40		
	3	5 567	0,05		

Tabulka 37: Průměrné hodnoty pro otáčení doprava s PHN traktoru Zetor 7745 Turbo

Doprava s PHN	Číslo měření	Vypočtený poloměr [mm]	Relativní odchylka otáčení [%]	Stálost otáčení [%]	Průměr měření [mm]
4 km.h ⁻¹	1	5 708	0,59	0,39	5 675
	2	5 650	0,44		
	3	5 667	0,15		
6 km.h ⁻¹	1	5 742	0,19	0,16	5 731
	2	5 733	0,05		
	3	5 717	0,24		
9 km.h ⁻¹	1	5 800	0,29	0,19	5 783
	2	5 767	0,29		
	3	5 783	0,00		

Experimentálně stanovené poloměry otáčení uvedené výše v tabulkách jsou shrnuty v grafu 7.

Graf 7: Průměrné hodnoty poloměrů otáčení na sklizeném travním porostu traktoru Zetor 7745 Turbo



4.3.3.2 Podmítka

V tabulkách 38 – 41 jsou uvedeny hodnoty poloměrů otáčení, relativní odchylky a stálosti otáčení traktoru Zetor 7745 Turbo na podmítce.

Tabulka 38: Průměrné hodnoty pro otáčení doleva bez PHN traktoru Zetor 7745 Turbo

Doleva bez PHN	Číslo měření	Vypočtený poloměr [mm]	Relativní odchylka otáčení [%]	Stálost otáčení [%]	Průměr měření [mm]
4 km.h ⁻¹	1	5 058	0,49	0,33	5 083
	2	5 092	0,16		
	3	5 100	0,33		
6 km.h ⁻¹	1	5 133	0,00	0,33	5 133
	2	5 108	0,49		
	3	5 158	0,49		
9 km.h ⁻¹	1	5 350	0,10	0,24	5 356
	2	5 342	0,26		
	3	5 375	0,36		

Tabulka 39: Průměrné hodnoty pro otáčení doprava bez PHN traktoru Zetor 7745 Turbo

Doprava bez PHN	Číslo měření	Vypočtený poloměr [mm]	Relativní odchylka otáčení [%]	Stálost otáčení [%]	Průměr měření [mm]
4 km.h ⁻¹	1	5 400	0,52	0,34	5 372
	2	5 350	0,41		
	3	5 367	0,10		
6 km.h ⁻¹	1	5 492	0,15	0,61	5 500
	2	5 550	0,91		
	3	5 458	0,76		
9 km.h ⁻¹	1	5 608	0,40	0,26	5 631
	2	5 642	0,20		
	3	5 642	0,20		

Tabulka 40: Průměrné hodnoty pro otáčení doleva s PHN traktoru Zetor 7745 Turbo

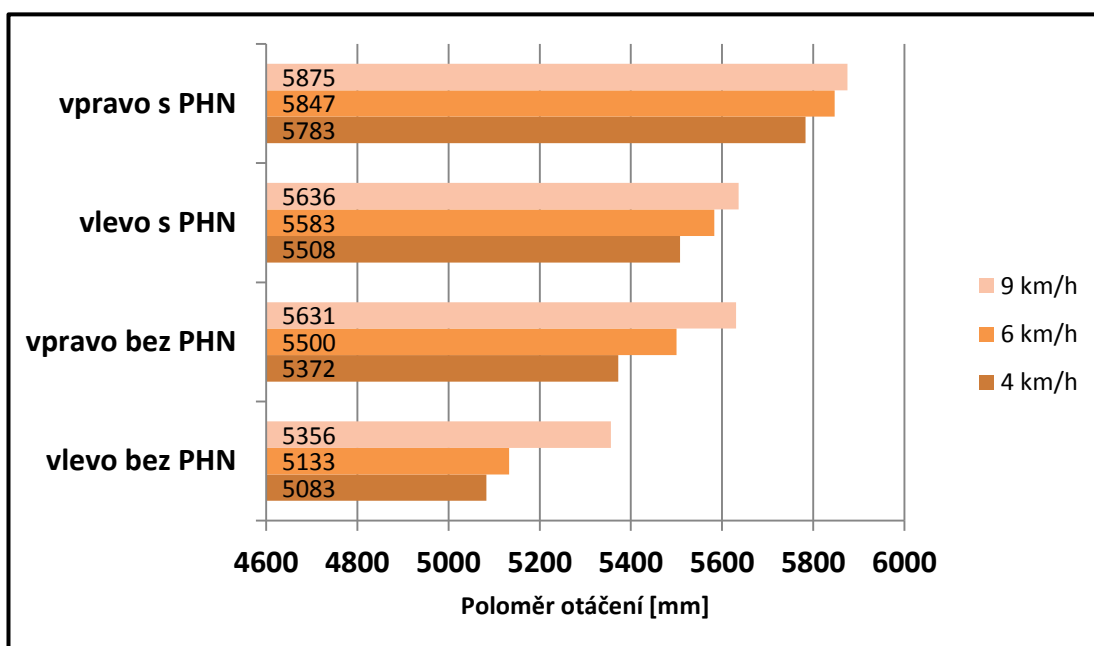
Doleva s PHN	Číslo měření	Vypočtený poloměr [mm]	Relativní odchylka otáčení [%]	Stálost otáčení [%]	Průměr měření [mm]
4 km.h ⁻¹	1	5 483	0,45	0,40	5 508
	2	5 500	0,15		
	3	5 542	0,61		
6 km.h ⁻¹	1	5 592	0,15	0,30	5 583
	2	5 558	0,45		
	3	5 600	0,30		
9 km.h ⁻¹	1	5 642	0,10	0,23	5 636
	2	5 617	0,34		
	3	5 650	0,25		

Tabulka 41: Průměrné hodnoty pro otáčení doprava s PHN traktoru Zetor 7745 Turbo

Doprava s PHN	Číslo měření	Vypočtený poloměr [mm]	Relativní odchylka otáčení [%]	Stálost otáčení [%]	Průměr měření [mm]
4 km.h ⁻¹	1	5 800	0,29	0,29	5 783
	2	5 758	0,43		
	3	5 792	0,14		
6 km.h ⁻¹	1	5 883	0,62	0,45	5 847
	2	5 808	0,67		
	3	5 850	0,05		
9 km.h ⁻¹	1	5 883	0,14	0,28	5 875
	2	5 850	0,43		
	3	5 892	0,28		

Všechny průměrné hodnoty stanovených poloměrů otáčení z výše uvedených tabulek jsou vyjádřeny pomocí grafu 8.

Graf 8: Průměrné hodnoty poloměrů otáčení na podmítce traktoru Zetor 7745 Turbo



4.3.3.3 Asfalt

Tabulky 42 – 45 znázorňují hodnoty poloměrů otáčení, relativní odchylky a stálosti otáčení traktoru Zetor 7745 Turbo na asfaltu.

Tabulka 42: Průměrné hodnoty pro otáčení doleva bez PHN traktoru Zetor 7745 Turbo

Doleva bez PHN	Číslo měření	Vypočtený poloměr [mm]	Relativní odchylka otáčení [%]	Stálost otáčení [%]	Průměr měření [mm]
4 km.h ⁻¹	1	5 050	0,27	0,26	5 064
	2	5 083	0,39		
	3	5 058	0,11		
6 km.h ⁻¹	1	5 092	0,22	0,18	5 081
	2	5 067	0,27		
	3	5 083	0,05		
9 km.h ⁻¹	1	5 108	0,49	0,44	5 083
	2	5 050	0,66		
	3	5 092	0,16		

Tabulka 43: Průměrné hodnoty pro otáčení doprava bez PHN traktoru Zetor 7745 Turbo

Doprava bez PHN	Číslo měření	Vypočtený poloměr [mm]	Relativní odchylka otáčení [%]	Stálost otáčení [%]	Průměr měření [mm]
4 km.h ⁻¹	1	5 267	0,05	0,28	5 269
	2	5 292	0,42		
	3	5 250	0,37		
6 km.h ⁻¹	1	5 333	0,26	0,55	5 347
	2	5 392	0,83		
	3	5 317	0,57		
9 km.h ⁻¹	1	5 400	0,26	0,24	5 386
	2	5 392	0,10		
	3	5 367	0,36		

Tabulka 44: Průměrné hodnoty pro otáčení doleva s PHN traktoru Zetor 7745 Turbo

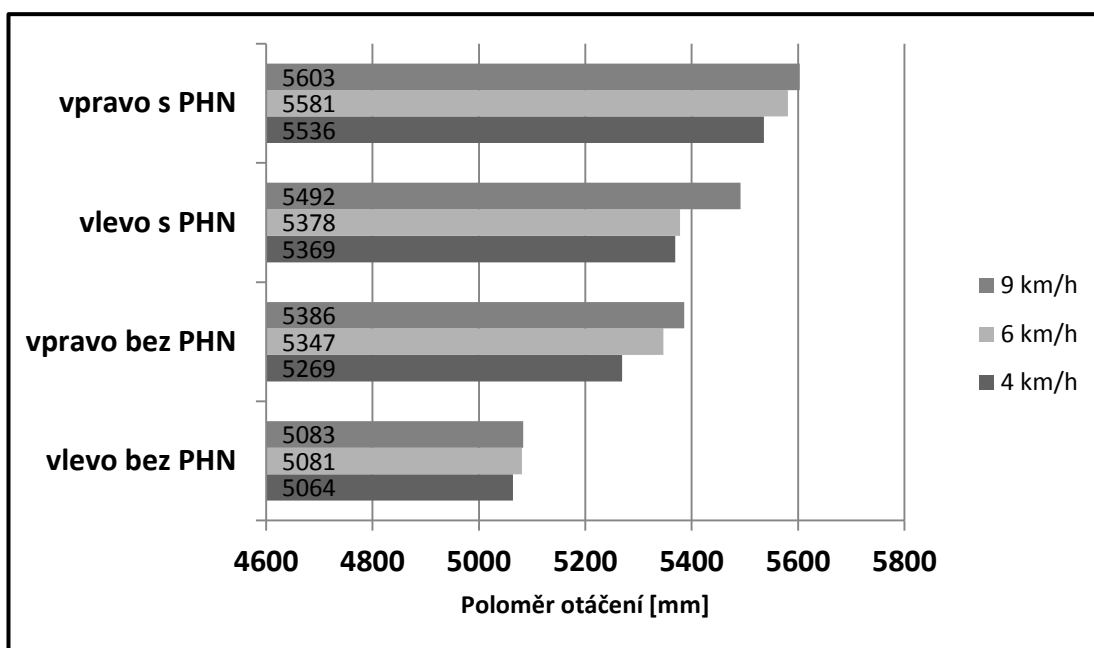
Doleva s PHN	Číslo měření	Vypočtený poloměr [mm]	Relativní odchylka otáčení [%]	Stálost otáčení [%]	Průměr měření [mm]
4 km.h ⁻¹	1	5 367	0,05	0,27	5 369
	2	5 392	0,41		
	3	5 350	0,36		
6 km.h ⁻¹	1	5 392	0,26	0,35	5 378
	2	5 350	0,52		
	3	5 392	0,26		
9 km.h ⁻¹	1	5 492	0,00	0,41	5 492
	2	5 525	0,61		
	3	5 458	0,61		

Tabulka 45: Průměrné hodnoty pro otáčení doprava s PHN traktoru Zetor 7745 Turbo

Doprava s PHN	Číslo měření	Vypočtený poloměr [mm]	Relativní odchylka otáčení [%]	Stálost otáčení [%]	Průměr měření [mm]
4 km.h ⁻¹	1	5 550	0,26	0,23	5 536
	2	5 517	0,35		
	3	5 542	0,10		
6 km.h ⁻¹	1	5 583	0,05	0,27	5 581
	2	5 558	0,40		
	3	5 600	0,35		
9 km.h ⁻¹	1	5 608	0,10	0,53	5 603
	2	5 558	0,79		
	3	5 642	0,69		

Stanovené hodnoty z výše uvedených tabulek názorně vyjadřuje graf 9.

Graf 9: Průměrné hodnoty poloměru otáčení na asfaltu traktoru Zetor 7745 Turbo



4.4 Sumarizace a porovnání výsledků

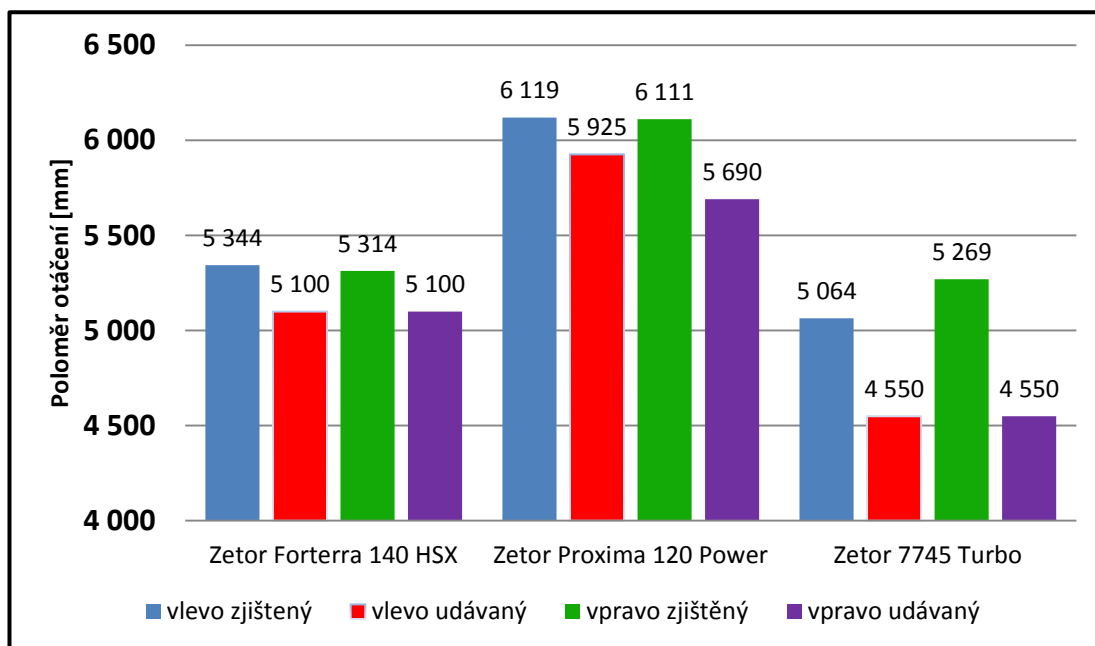
Z výše uvedených výsledků je zřejmá lineární závislost poloměru otáčení a pojezdové rychlosti traktoru, avšak vliv rychlosti nemá zásadní vliv na poloměr otáčení, neboť rozdíly se pohybují převážně v desítkách milimetrů. Nejvýznamnější vliv na poloměr otáčení však má ve většině případů zařazení přední hnací nápravy, kdy se poloměr otáčení zvětšil ve většině případů v rozmezí 300 – 600 mm. Určité změny poloměru otáčení způsobila i změna povrchu, avšak nebyly markantní jako v předchozím případě, rozdíly činili do 200 mm. Zajímavá odchylka byla pozorována u traktoru Zetor 7745 Turbo, kdy se hodnoty při otáčení doleva a doprava výrazně lišily, tato skutečnost je s největší pravděpodobností způsobena nedokonalým systémem hydrostatického řízení.

Nejnižších hodnot poloměru bylo zjištěno u posledního měřeného traktoru Zetor 7745 Turbo, naopak nejvyšších poloměru otáčení bylo zjištěno u traktoru Zetor Proxima 120 Power, což může být částečně způsobeno širokými pneumatikami spolu s menším rozchodem kol a namontované konzoli čelního nakladače, omezení úhlu na točení kol. Zetor Forterra 140 HSX dosáhl navzdory svým větším rozměrům velmi příznivých hodnot vzhledem k ostatním měřeným traktorům, z toho tedy vyplývá příznivý vliv většího rozchodu kol a dynamických blatníků předních kol umožňujících podstatné zvětšení úhlu natočení kol.

4.4.1 Porovnání výsledků

Pro objektivní porovnání poloměrů otáčení byly vybrány hodnoty zjištěné na asfaltovém povrchu při jezdové rychlosti $4 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$, které splňují podmínky dané normou ČSN 30 0552 a tím je možné porovnání s hodnotami udávanými výrobcem. Následující graf 10 porovnává hodnoty stanovené výrobcem a zjištěné při měření.

Graf 10 – Porovnání zjištěných a udávaných poloměrů otáčení.



Rozdíly mezi hodnotami zjištěnými a udávanými jsou s největší pravděpodobností způsobeny použitím širších pneumatik, odlišným rozchodem kol, odlišným nastavením dorazů přední nápravy než při měření výrobce.

5 DISKUSE

Vzhledem k tomu, že problematikou poloměrů otáčení jako takovou se téměř žádná literatura nebo kvalifikační práce nezabývá, nelze tedy srovnávat zjištěné výsledky s nějakým jiným autorem. Dostupnou literaturou uvádějící poloměry otáčení jsou návody k použití traktoru, avšak výrobce traktorů stanovuje poloměry otáčení dle normy ČSN 30 0552, která stanovuje pevný povrch (asfalt nebo beton) a pojezdovou rychlost do 5 km.h⁻¹. Této normě však vyhovuje pouze jedno z výše uvedených měření, a to měření na asfaltu při rychlosti 4 km.h⁻¹.

Z cizojazyčných zdrojů stojí za zmínku práce *Mathematical Model and Methodology for Calculation of Minimization on Turning Radius of Tractor Unit with Replaceable Supporting and Maneuvering Device* od autorů Zeleniy a Scherbakova z Technické univerzity v Minsku. Tato práce se zabývá snížením poloměru otáčení na minimum u traktorů klasické kolové konstrukce za použití přídatného zařízení umístěného v předním tříbodovém závěsu. To má své opodstatnění především při orbě nesenými otočnými pluhy, kdy časové ztráty způsobené manévry otáčející se soupravy na souvrati nejsou nijak zanedbatelné a utužení těchto částí pozemků je také značné [28].

ZÁVĚR

Poloměr otáčení tedy v podstatě vystihuje manévrovací schopnosti daného traktoru a stává se nezanedbatelným údajem předurčující vhodnost nasazení konkrétního traktoru v agregaci s různými stroji nebo pro vykonávání určitých prací např. práce s čelním nakladačem.

Vzhledem k tomu, že v konstrukci klasických kolových traktorů jsou téměř všechny možnosti snižující hodnoty poloměrů otáčení vyčerpány, začínají se objevovat přídavná zařízení, která hodnotu poloměrů otáčení snižují na minimum, což nalezne obrovské uplatnění především při orbě otočnými pluhy. V tomto případě se výrazně zrychlí otáčení na souvratí a současně se sníží plocha souvratí společně s množstvím jejich přejezdů, což má obrovský vliv na utužení půdy na souvratích.

Na závěr lze konstatovat skutečnost zjištěnou z výsledků uvedených v této práci, a to že nejvýraznější vliv na poloměr otáčení traktoru má zařazení přední hnací nápravy, které tuto veličinu velmi negativně ovlivňuje. Tuto skutečnost však nezohledňuje teoretické stanovení poloměru otáčení, které vychází pouze z hodnot technický parametrů traktorů jako je např. rozvor náprav, vzdálenost rejdových čepů a úhel natočení kol.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] SEMETKO Jozef. *Traktory a automobily*. 1. vyd. Bratislava: Príroda, 1981. 453 s.
- [2] BUREŠ Oldřich. *Traktory a automobily*. 1. vyd. Praha: SZN, 1980. 464 s.
- [3] BAUER, František. *Traktory a jejich využití*. 2. vyd. Praha: Profi Press, 2013. 224 s. ISBN 978-80-86726-52-6.
- [4] SVATOŠ, Josef a Josef FROLÍK. *Základy zemědělské techniky I*. 1. Vyd. České Budějovice: ZF JU, 2000. 189 s. ISBN 80-7040-464-7.
- [5] PASTOREK, Zdeněk. *Zemědělská technika dnes a zítra: rádce při výběru a efektivním využívání zemědělských strojů a technologií*. 1. vyd. Praha: Martin Sedláček, 2002. 144 s. ISBN 80-902413-4-4.
- [6] PAULITZ, Udo. *1000 traktorů: dějiny, klasika, technika*. Přeložil Václav HEISLER, přeložil Rudolf RADA. Praha: Knižní klub, 2006. 336 s. ISBN 80-242-1601-9.
- [7] DE CET, Mirco. *Traktory: encyklopedie*. 1. vyd.Čestlice: Rebo, 2006. 299 s. ISBN 80-7234-543-5.
- [8] ŠUMAN-HREBLAY, Marián. *Historie traktorů Zetor*. 1. vyd. Brno: CPress, 2012. 172 s. ISBN 978-80-264-0042-4.
- [9] GREČENKO, Alexandr. *Vlastnosti terénních vozidel*. Praha: Vysoká škola zemědělská, 1994. 118 s. ISBN 80-213-0190-2.
- [10] BAUER, František, Pavel SEDLÁK a Tomáš ŠMERDA. *Traktory*. 1. vyd. Praha: Profi Press, 2006, 192 s. ISBN 80-867-2615-0.
- [11] KRÁTKÝ, Martin. *Podvozky traktorů*. Bakalářská práce. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 34 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Zdeněk Kaplan, CSc.
- [12] PASTOREK, Zdeněk. *Traktory*. 1. vyd. Praha: Agrospoj, 2001. 356 s.
- [13] HEŘMÁNEK, Miroslav a František HLINĚNÝ. *Motorová vozidla*. 1. vyd. Praha: SZN, 1978. 251 s.
- [14] Firemní materiály JCB.

- [15] LUPOMĚCH, František. *Traktory Zetor: unifikovaná řada I: technická data, popis a informace: údržba a seřizování: zaměnitelnost dílů*. 1.vyd. Praha: Zemědělský týdeník, 2005. 294 s. ISBN 80-239-6692-8.
- [16] Firemní materiály Fendt.
- [17] Firemní materiály Valtra.
- [18] Firemní materiály Zetor.
- [19] Firemní materiály John Deere.
- [20] JAN, Zdeněk, Bronislav ŽDÁNSKÝ a Jiří ČUPERA. *Automobily I – Podvozky*. 3. vyd. Brno: Avid, 2007. 228 s. ISBN 978-80-87143-03-2.
- [21] Upadhyaya, S.K. a Kemble, L.J. *Accuracy of implement draft prediction using strain gages mounted directly on three – point linkage system*. In *Transact. Of the ASAE*, vol. 46, 1985, s 40 -60.
- [22] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. 2. vyd. Brno: František Vlk, 2003. 392 s. ISBN 80-239-0026-9.
- [23] Vega vydavatelství s. r. o. Charakteristika pneumatiky pro zemědělství. [online]. ©2006-2018. [cit. 2017-12-20]. Dostupné z: <https://www.agrojournal.cz/clanky/charakteristika-pneumatiky-pro-zemedelstvi-38>.
- [24] Engineering Inspiration. Multiplate Disc Brakes. [online]. ©2018. [cit. 2017-12-20]. Dostupné z: <http://www.engineeringinspiration.co.uk/multiplate.html>.
- [25] LEHNER Lukáš. *Podvozky traktorů*. Bakalářská práce. Brno. Mendelova univerzita v Brně. Agronomická fakulta. 2011. 38 s. Vedoucí práce: Prof. Ing. František BAUER, CSc.
- [26] Firemní materiály Case IH.
- [27] 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.
- [28] Zeleniy, Petr a O Scherbakova. *Mathematical Model and Methodology for Calculation of Minimization on Turning Radius of Tractor Unit with Replaceable Supporting and Maneuvering Device*. Minsk. Belarusian National Technical University. 2016.