

Česká zemědělská univerzita v Praze

Technická fakulta



Trakční vlastnosti kolových zemědělských traktorů

Bakalářská práce

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Patrik Prikner, Ph.D.

Autor: Petr Musil

© 2021 ČZU v Praze

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Petr Musil

Zemědělské inženýrství
Zemědělská technika

Název práce

Trakční vlastnosti kolových zemědělských traktorů

Název anglicky

Traction properties of agricultural wheeled tractors

Cíle práce

Hlavním cílem práce je vytvořit ucelený přehled trendu vývoje kolových zemědělských traktorů s ohledem na jejich výkonové parametry. Dílčí cíl práce je zhodnotit vzájemný vztah trakčních parametrů k výkonovému potenciálu traktoru v daných terénních podmínkách.

Metodika

1. Úvod
2. Cíl práce
3. Metodika práce – rozbor současného trendu v oblasti konstrukce zemědělských traktorů
4. Rešeršní část – metody stanovení trakčních a výkonových parametrů terénních vozidel
5. Výsledky a diskuze – zhodnocení specifických faktorů pro individuální terénní podmínky s odkazem na platné vztahy v oboru terramechanika
6. Závěr
7. Seznam použitých zdrojů
8. Přílohy

Doporučený rozsah práce

35-40

Klíčová slova

zemědělské traktory, trakční vlastnosti, terramechanika, výkonové parametry

Doporučené zdroje informací

Crolla D.A. Automotive Engineering: Powertrain, Chassis System and Vehicle Body. 1th. Ed. 850s. Butterworth-Heinemann 2009. ISBN: 978-3895783715.

Grečenko A. Vlastnosti Terénních Vozidel. 118s. VŠZ 1994. ISBN: 80-213-0190-2.

Karafiath L.L., Nowatzki E.A. Soil Mechanics for Off-Road Vehicle Engineering. 1th Ed. 516s. Trans Tech Publications 1978. ISBN: 0-87849-020-5.

Wong J.Y. Terramechanics and Off-Road Vehicle Engineering, 2nd Ed: Terrain Behaviour, Off-Road Vehicle Performance and Design. 488s. Wiley 2009. ISBN: 978-0750685610.

Wong J.Y. Theory of Ground Vehicles. 4th Ed. 592s. Wiley 2008. ISBN: 978-0470170380.

Předběžný termín obhajoby

2018/19 LS – TF

Vedoucí práce

Ing. Patrik Prikner, Ph.D.

Garantující pracoviště

Katedra vozidel a pozemní dopravy

Elektronicky schváleno dne 14. 5. 2021

Ing. Martin Kotek, Ph.D.

Vedoucí katedry

Elektronicky schváleno dne 14. 5. 2021

doc. Ing. Jiří Mašek, Ph.D.

Děkan

V Praze dne 14. 05. 2021

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma „Trakční vlastnosti kolových zemědělských traktorů“ vypracoval samostatně a použil jen pramenů, které cituji a uvádím v seznamu použitých zdrojů.

Jsem si vědom, že odevzdáním bakalářské práce souhlasím s jejím zveřejněním dle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů, ve znění pozdějších předpisů, a to i bez ohledu na výsledek její obhajoby.

Jsem si vědom, že moje bakalářská práce bude uložena v elektronické podobě v univerzitní databázi a bude veřejně přístupná k nahlédnutí.

Jsem si vědom že, na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů, ve znění pozdějších předpisů, především ustanovení § 35 odst. 3 tohoto zákona, tj. o užití tohoto díla.

V Praze _____

Petr Musil

Poděkování

Tímto děkuji vedoucímu práce panu Ing. Patriku Priknerovi, Ph.D. za odborné rady a připomínky, které mi v průběhu psaní práce poskytoval.

Abstrakt: Cílem této bakalářské práce je vytvořit ucelený přehled využívaných trakčních systémů traktorů, popsat jejich jednotlivé členy a ukázat jejich vhodnost a účinnost. Dále popis chování stroje v terénu, problematiku zhutňování, pneumatik a stabilitu stroje. Poté zhodnocením výhod a nevýhod jednotlivých částí. To vše s ohledem na enviromentální hledisko a bezpečnost obsluhy i okolí.

Klíčová slova: zemědělské traktory, trakční vlastnosti, terramechanika, výkonové parametry

Traction properties of agricultural wheeled tractors

Summary: The aim of this bachelor thesis is to create a comprehensive overview of the used traction systems of tractors, to describe their individual members and to show their suitability and efficiency. Further description of the machine behavior in the field, compaction problems, tires and machine stability. Then evaluation of advantages and disadvantages of individual parts. All this with regard to the environmental aspect and safety of the operator and the environment.

Key words: agricultural tractors, traction properties, terramechanics, power parameters

Obsah

| | | |
|---------|--|----|
| 1 | Úvod | 1 |
| 2 | Cíl práce..... | 3 |
| 3 | Trendy v oblasti konstrukce zemědělských traktorů | 4 |
| 3.1 | Základní charakteristika motoru..... | 4 |
| 3.2 | Převodová ústrojí..... | 7 |
| 3.2.1 | Spojky | 7 |
| 3.2.2 | Převodovky | 9 |
| 3.2.3 | Rozvodovka s diferenciálem..... | 11 |
| 3.2.4 | Koncové převody | 11 |
| 3.2.5 | Pneumatiky | 11 |
| 3.2.5.1 | Samočistící účinek pneumatiky..... | 13 |
| 3.2.5.2 | Diagonální pneumatiky | 13 |
| 3.2.5.3 | Radiální pneumatiky | 13 |
| 3.2.5.4 | Deformace pneumatik | 14 |
| 3.2.5.5 | Regulace tlaku pneumatik | 14 |
| 3.2.5.6 | Centrální systém huštění pneumatik | 14 |
| 4 | Rozbor statických sil působících na vozidlo v tahových podmínkách..... | 18 |
| 4.1 | Rozměry vozidla | 18 |
| 4.2 | Hmotnost vozidla | 18 |
| 4.3 | Moment setrvačnosti | 19 |
| 4.4 | Poloha těžiště..... | 20 |
| 4.5 | Síly v tahové agregaci | 21 |
| 4.6 | Svahová dostupnost..... | 21 |
| 5 | Vliv pojezdového ústrojí na půdní prostředí | 22 |
| 5.1 | Radiální napětí v půdě..... | 23 |
| 5.2 | Tangenciální napětí v půdě | 23 |
| 5.3 | Silový rozklad ve stykové ploše při záběru..... | 25 |
| 6 | Trakční a tahové parametry traktoru | 26 |
| 6.1 | Valivý odpor..... | 27 |
| 6.2 | Prokluz kol | 30 |
| 6.3 | Trakční koeficient | 33 |
| 6.4 | Tahová síla | 34 |
| 6.5 | Tahová účinnost | 35 |

| | | |
|-----|--|----|
| 6.6 | Tahová charakteristika | 39 |
| 7 | Výsledky a diskuze – zhodnocení specifických faktorů pro individuální terénní podmínky s odkazem na platné vztahy v oboru terramechanika | 41 |
| 8 | Závěr | 43 |
| 9 | Seznam použitých zdrojů..... | 44 |

Nomenklatura

Veličiny

| | |
|------------------|---|
| P | výkon, (W) |
| A | práce, (J) |
| t | čas, (s) |
| s | dráha, (m) |
| m | hmotnost, (kg) |
| g | gravitační zrychlení, ($m.s^{-2}$) |
| F | síla, (kN) |
| v | rychlost, ($m.s^{-1}$) |
| l | délka, (m) |
| f | frekvence otáčení, (Hz) |
| r | poloměr, (m) |
| M | moment, (N.m) |
| n | otáčky, ($ot.min^{-1}$) |
| P _i | indikovaný výkon, (W) |
| A _i | indikovaná práce pracovního oběhu spalovacího motoru, (J) |
| V _z | zdvihový objem válce, (cm^3) |
| p _{stř} | změna tlaku ve válci, (kPa) |
| d | průměr válce, (m) |
| z | zdvih pístu, vzdálenost mezi horní a dolní úvratí, (m) |
| i _v | počet válců |
| P _e | efektivní výkon, (W) |
| M _t | točivý moment, (N.m) |
| ω | úhlová rychlost, ($ot.min^{-1}$) |
| J | hmotový moment setrvačnosti, ($kg.m^2$) |
| dm | hmotnost elementu, (kg) |
| J _o | hmotový moment setrvačnosti k ose, ($kg.m^2$) |

| | |
|------------|--|
| J_t | moment s. k ose procházející těžištěm a rovnoběžné s osou o, (kg.m^2) |
| e | vzdálenost os, (m) |
| x_t | těžiště tělesa, (m) |
| N | normálová složka síly, (kN) |
| G | tíhová síla, (kN) |
| F_o | odstředivá síla, (kN) |
| a_n | odstředivé zrychlení, (m.s^{-2}) |
| H | výška, (m) |
| L | šířka, (m) |
| μ_a | součinitel smykového tření, (-) |
| L_{\min} | minimální šířka, (m) |
| q_s | tlak na půdu, (kPa) |
| W | zatížení pneumatiky, (kg) |
| S | styčná plocha, (m^2) |
| τ | smyková pevnost půdy, (kPa) |
| c | koheze – soudržnost půdy, (kPa) |
| ϕ | úhel vnitřního tření, ($^\circ$) |
| S_o | styčná plocha pneumatiky, (m^2) |
| δ | prokluz, (%) |
| v_δ | rychlost prokluzu, (m.s^{-1}) |
| v_t | rychlost valení, (m.s^{-1}) |
| v_x | rychlost reálná, (m.s^{-1}) |
| r_v | poloměr valení, (m) |
| F_v | valivá síla, (kN) |
| F_w | tíha traktoru, (kN) |
| F_t | okamžitá tahová síla, (kN) |
| σ | radiální (normální) napětí, (kPa) |
| F_{Rm} | kotvící síla, (kN) |
| F_h | hnací síla, (kN) |
| f | součinitel odporu valení, (-) |

| | |
|------------|---|
| ξ | rameno valivého odporu, (m) |
| r_d | dynamický poloměr, (m) |
| F_N | normálová reakce podložky, (kN) |
| c_x | součinitel odporu vzduchu, (-) |
| m_{pe} | měrná spotřeba paliva, $g.(kW^{-1}.h^{-1})$ |
| ρ | hustota, $(kg.m^{-3})$ |
| M_{ph} | spotřeba paliva, $(kg.h^{-1})$ |
| P_e | efektivní výkon motoru, (kW) |
| P_m | jmenovitý výkon (kW) |
| η_m | mechanická účinnost převodů, (-) |
| η_t | tahová účinnost, (-) |
| P_t | tahový výkon, (kW) |
| P_{emax} | maximální efektivní výkon motoru, (kW) |
| s_0 | dráha ujetá za dobu zkoušení, (m) |
| b | šířka styčné plochy, (m) |
| l_s | délka styčné plochy, (m) |
| τ | smykové napětí ve styčné ploše, (kPa) |
| b_k | tabulková šířka pneumatiky v katalogu, (m) |
| d_k | průměr nezatížené pneumatiky z katalogu, (m) |
| c_4 | součinitel pneumatik |
| j_k | deformace, (m) |
| δ_L | okamžitá hodnota prokluzu levého kola, (-) |
| δ_P | okamžitá hodnota prokluzu pravého kola, (-) |
| c | koheze půdy, (-) |
| μ_m | součinitel záběru při $\delta = \infty$, (-) |
| μ | součinitel záběru, (-) |
| μ_{tr} | trakční koeficient, (-) |
| W_d | normálové zatížení kol, (kN) |
| l | dráha zatíženého kola, (m) |
| δ_k | charakteristický prokluz, (-) |

| | |
|------------|----------------------------------|
| δ_n | střední hodnota prokluzu, (-) |
| q_s | střední měrný tlak, (kPa) |
| j | posuv smykem, (m) |
| K | modul smykové deformace, (m) |
| δ_m | maximální součinitel záběru, (-) |

1 Úvod

Zemědělství vzniklo v době neolitické revoluce a od té doby tvoří majoritní část obživy lidské populace napříč světem. Stojí za zmínku, že v celosvětovém hospodářství převažovalo až do příchodu první průmyslové revoluce právě zemědělství.

Než se konečná potravina dostane spotřebiteli na stůl, je zapotřebí vynaložit poměrně mnoho energie, především v rostlinné prvovýrobě, ale i ve výrobě živočišné, dopravě atd. Nejdůležitějším pomocníkem v zemědělství jsou traktory, schopny obsáhnout širokou škálu prací.

V současné době představují pro půdu jedny z největších rizik (Nortcliff, 2009) následující jevy:

1. **Eroze.** Větrem nebo vodou jsou odváty jemné půdní částice.
2. Pokles obsahu organických látek.
3. Kontaminace půd. Zdroji polutantů jsou nejen agrochemikálie, ale také atmosférický spad et al. produkty průmyslové a zemědělské činnosti – např. únik oleje
4. Ucpání půd. Při využití půd pro jiné než zemědělské činnosti – zástavba, přejezdy atd.
5. **Utuzení půd.** Vlivem strojního zatížení, což má důsledky pro fyzikální, chemické i biologické vlastnosti půdy.
6. Pokles půdní biodiverzity.
7. Zasolení.
8. **Záplavy a sesuvy půd.** Do této kategorie spadají především přírodní jevy, jejichž důsledky však mohou nevhodné způsoby využívání půdy výrazně zhoršit.

Značně diskutovanou problematikou v zemědělství je zhutňování půdy. To je způsobeno opakovanými přejezdy strojní techniky po poli. Při využití technologie „CTF“ lze tuto nežádoucí degradaci eliminovat, avšak ne vždy je to realizovatelné.

Mimo problematiku půdy je v kontextu ochrany životního prostředí třeba brát v úvahu také znečištění ovzduší. To bývá sice nepřímo ovlivněno formou mechanismů směřujících od motoru, avšak jejich výstupní hodnoty účinností jsou stěžejní pro výrobce stroje – motoru z hlediska snižování hodnot emisí.

Při pohledu kolem nás vidíme nespočetné množství parametrů ovlivňující výkonovou oblast traktoru, které s ním mohou, ale i nemusí být v přímo spojeny. Mnoho předchozích průzkumů naznačuje, že při interakci mezi pneumatikami a povrchem půdy je ztraceno cca 20–55 % dostupného výkonu traktoru, např. (Taghavifar a Mardani, 2015). Je tedy důvod se touto vědní disciplínou zabývat, konkretizovat jednotlivé působící členy.

Dalším celospolečenským trendem je rostoucí poptávka po zemědělských komoditách nejen v závislosti na zvyšujícím se počtu lidské populace (Kutzbach, 2000), (Keen et al., 2013). Dále jimi můžou být ekonomická a časová hlediska a případné další způsoby minimalizace lidských vstupů (Sunusi et al., 2020). Na základě toho lze usoudit požadavek na maximalizaci výkonů (především tahového), přesnosti, spolehlivosti, automatizace a časové efektivity zemědělských strojů. Zejména nesmí být opomíjeno hledisko životního prostředí, přestože může být v jistém rozporu s některými z výše uvedených trendů.

Bohužel k rostoucí poptávce po zemědělských komoditách přispívá taktéž snižování rozsahu zemědělské půdy, především z důvodu její zástavby či jiné nezemědělské činnosti (Brant et al., 2018).

2 Cíl práce

Cílem práce je vytvořit ucelený přehled využívaných trakčních systémů traktorů, popsat jejich jednotlivé členy a ukázat jejich vhodnost a účinnost. Dílčí cíl práce je zhodnotit vzájemný vztah trakčních parametrů k výkonovému potenciálu traktoru. Poté zhodnocení výhod a nevýhod kolových a pásových podvozků.

3 Trendy v oblasti konstrukce zemědělských traktorů

Obecně má traktor tyto části:

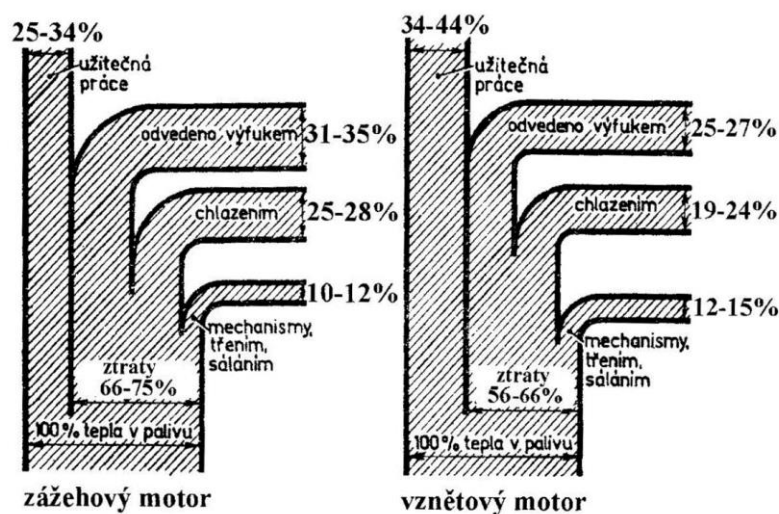
1. Motor
2. Spojka
3. Převodovka
4. Rozvodovka s diferenciálem
5. Koncové převody

Nejen v každé z těchto částí dochází ke ztrátám výkonu, což se pak projeví v celkovém efektivním i tahovém výkonu.

3.1 Základní charakteristika motoru

Spalovací motory v traktorech pracují na principu zákona zachování energie, tedy že energii nelze vyrobit, pouze přeměnit z jedné formy na jinou. Konkrétně přeměnou tepelné energie termochemickými procesy na energii mechanickou.

Při spalování paliva v motoru vzniká 100 % energie, kterou je možno využívat ve formě výkonu. Avšak zdaleka ne s takovou účinností. Část energie je odvedeno chlazením, část výfukem. Ve zjednodušené formě lze konstatovat, že přibližně 30 % odchází ve výfuku, 30 % v chlazení a 10 % mechanické ztráty a 30 % zůstává pro praktické využití (Crolla, 2009).



Obr. 1 - Rozdělení ztrát u spalovacího motoru (Kumhála et al., 2007), upraveno

U dieselových motorů se účinnost pohybuje v rozmezí 34–44 %. Reálná hodnota, se kterou můžeme počítat například při výběru přípojného stroje, je však výrazně nižší. Generovaná energie v motoru se přeměňuje na mechanickou pomocí mechanismů, ztrácející část této energie (Moitzi et al., 2013). Místo termínu energie se zavádí termín práce, či výkon, právě z důvodu, při kterém nastává přeměna nebo přenos energie (Jandora, 2000). Trendy v zemědělské technice nám ukazují zájem na celkovém snižování spotřeby energie, zároveň je velká pozornost věnována ekologii a samozřejmě v neposlední řadě ekonomický dopad (Sunusi et al., 2020). Sunusi (2020) dále uvádí, že traktory jsou hlavními zdroji energie při obdělávání půd. Drtivá většina z nich jsou kolové s pneumatikami. Jejich určení je především pro agregaci s přívěsnými, nesenými či návěsnými stroji pro odběr výkonu, ať už v podobě tahového výkonu, výkonu na vývodovém hřídeli či jejich vzájemnou kombinací.

Pro zjištění ztrát v převodovém ústrojí či jiných stálých spotřebičů slouží například měření na hlavním vývodovém hřídeli. Rozdíl efektivního výkonu a výkonu naměřeného na VH dává námi požadovanou hodnotu ztrát.

Do ztrát výkonu traktoru mimo ztráty v motoru se podle např. Grečenka (1994) řadí:

1. Výkon potřebný na pohon elektrických, hydraulických a pneumatických spotřebičů
2. Ztracený výkon v převodovém ústrojí
3. Ztráty mezi hnacími koly traktoru a podložkou
4. Vnitřní výkonové ztráty kol

Výrobce motoru udává otáčkovou charakteristiku ve formě grafu, který ukazuje, jak je výkonný a hospodárny. Je zde závislost průběhu výkonu, točivého momentu a měrné spotřeby paliva v závislosti na frekvenci otáčení motoru. Motor pracuje pouze v rozmezí minimálních a maximálních otáček. Kromě otáčkové charakteristiky se uvádí ještě zatěžovací, regulační, úplné charakteristika, a to podle nezávisle proměnné veličiny (Crolla, 2009).

Stojí za zmínku krátce zohlednit jedno ze základních ekonomických hledisek provozu zemědělského stroje ve vztahu k trakci, výkonu, pojezdové rychlosti, otáček atd.

$$P = \frac{A}{t} = \frac{F \cdot s}{t} = \frac{m \cdot g \cdot s}{t} = F \cdot v = F \cdot 2 \cdot \pi \cdot f \cdot r = \frac{M \cdot 2 \cdot \pi \cdot n}{60} \quad (1)$$

Z tohoto vzorce lze jednoduše určit závislost výkonu, kroutícího momentu a otáček, příp. síly nebo zatěžující hmotnosti. Je uveden v ideálním tvaru, bez dalších přidavných odporů.

Spotřeba paliva je během provozu velmi závislá na otáčkách motoru a zatížení. Jak ukazují vědecké práce a praxe samotná, traktor dosahuje nejproduktivnější a nejehospodárnější práce, když zatížení motoru nepřesahuje 80 % jeho výkonu a otáčky motoru nepřesahují 80 % jmenovitých otáček (Grisso et al., 2011), (Moitzi et al., 2013). Provoz stroje lze tedy zehospodárnit nastavením nižších otáček, než jsou jmenovité, a to až do otáček blízkých minimu měrné spotřeby paliva dle otáčkové charakteristiky. Současně s otáčkami dochází ke snižování výkonu od jeho jmenovité hodnoty. Právě z časového a ekonomického hlediska v oblasti ČR jsou traktory s vyššími tahovými výkony nevyhnutelné. V zemědělských pracích převažují provozní rychlosti od 3–15 km·h⁻¹ (Janulevičius a Damanauskas, 2015). Odchýlením se od těchto hodnot může nastat zhoršená kvalita práce na poli, či vyšší spotřeba. Tažná síla není v celém rozsahu rychlosti konstantní a bývá omezena přilnavostí mezi hnacími koly a půdou. Z výše uvedeného vztahu (1) vyplývá, že síla je přímo úměrná rychlosti. Aby bylo možné efektivně využít výkon motoru a neodchýlit se od požadované rychlosti, je nutné daný traktor zatížit odpovídající tahovou silou (přípojný stroj v podobě například pluhu s měnitelným záběrem). Nebo se nabízí možnost výběru výkonově vhodnějšího traktoru, nebo volbou sestavy a jejím režimem. Vhodná přípojná sestava může citelně vylepšit výkonnostní parametry a spotřebu paliva. Rozhodujícím kritériem je podle Grečenka (1994) úroveň realizované tahové účinnosti. Důvody jsou čistě ekonomické. Nedotěžený traktor bude pracovat neefektivně jako traktor přetížený. Podobné úvahy dosáhneme, podíváme-li se na tuto problematiku z pohledu terramechaniky. Jak uvádí Šmerda et al. (2009), aby se využil a efektivně přenesl vysoký výkon na podložku, musí se adekvátně zvýšit hmotnost. To ovšem znamená při použití pneumatik zvýšení měrného tlaku na podložku.

Indikovaný výkon je teoretická bezztrátová hodnota získaná pracovním oběhem spalovacího motoru uvnitř válce. Lze ji vyjádřit pomocí vykonané práce za čas, součinem zdvihového objemu a rozdílu tlaku ve válci za čas (Crolla, 2009).

$$P_i = \frac{A_i}{t} = \frac{V_z \cdot p_{stř}}{t} = \frac{\frac{\pi d^2}{4} \cdot z \cdot i_v \cdot p_{stř}}{t} \quad (2)$$

Efektivní výkon motoru P_e se spočítá jako součin točivého momentu a úhlové rychlosti klikového hřídele:

$$P_e = \frac{M_t \cdot \omega}{1000} = \frac{M_t \cdot 2\pi n}{1000} = \frac{M_t \cdot n}{9550} \quad (3)$$

, kde točivý moment se změří na motorových brzdách. Z těchto údajů se pomocí hodinové spotřeby paliva vypočítá měrná spotřeba paliva:

$$m_{pe} = 1000 \cdot \frac{M_{ph}}{P_e} \quad (4)$$

Průběh těchto veličin v závislosti na otáčkách při plné dodávce paliva znázorňuje vnější otáčková charakteristika. (Grečenko, 1994)

3.2 Převodová ústrojí

Převodová ústrojí je pojem zahrnující všechny mechanismy od motoru po kola hnací nápravy, či vývodového hřídele. Slouží pro přenos točivého momentu, jeho přerušení, jeho změnu smyslu, případně velikosti. Současné systémy umožňují aplikaci řídicí elektroniky v podobě komunikace digitální sběrnice CAN-Bus s ostatními uzly, což má za následek lepší výkonnostní, ekonomické a ergonomické vlastnosti. Přenos lidského impulzu k převodovému ústrojí probíhá buď mechanicky, nebo elektrohydraulicky pomocí proporčních ventilů (Bauer et al., 2013). Výkon zmenšený o mechanické ztráty v převodovém ústrojí je charakterizován např. vztahem:

$$P_m = P_e \cdot (1 - \eta_m) \quad (5)$$

, kde η_m je mechanická účinnost převodového ústrojí, která se pohybuje v rozsahu 92–94 %. Tento výkon se při měřeních pro zjednodušení bere jako standardizovaná konstanta.

3.2.1 Spojky

Spojky slouží k časově omezenému přerušení točivého momentu. Dále její použití je pro řazení, tlumení kmitů a ochranu převodovky proti možnému výskytu přetížení od motoru.

Princip spojek je v rychlém spojení dvou částí o různých otáčkách. Pojezdové spojky jsou buď mechanické nebo hydraulické. Podle prostředí, ve kterém se vyskytují se dělí na suché a mokré. Druhy používaných spojek u dnešní zemědělské techniky, zejména traktorů, jsou: kotoučové, lamelové, výjimečně hydrodynamické spojky.

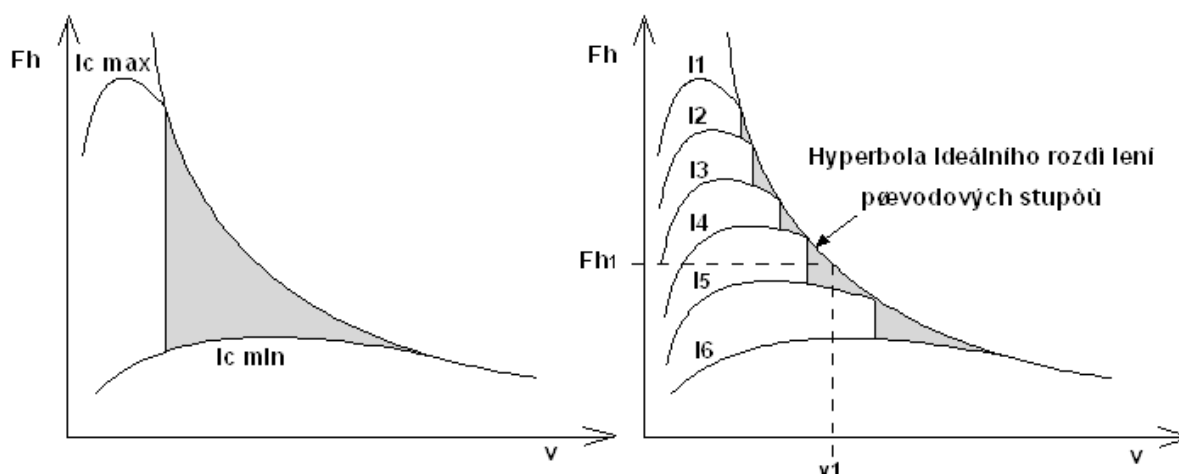
Kotoučová spojka, obsažena v tělese setrvačnicku, je společně s ním spojena s klikovým hřídelem motoru. Setrvačník představuje jednu z třecích ploch, a kromě vyrovnávání nerovností otáčení klikového hřídele také odvádí teplo vzniklé prokluzem spojky. Jsou opatřeny pružinami pro snížení vibrací. Třecí obložení musí zabezpečovat stálý tvar při zahřátí, proto jsou vybaveny jednotlivými zářezy a drážky. Ty umožňují i lepší odvod tepla a jednotlivých částic vzniklých při prokluzu spojky. S rostoucí teplotou klesá součinitel tření spojky, pohybuje se v rozmezí 0,2–0,45. Ovládání je pákovým mechanismem přes axiální ložisko. Hydraulickou část tvoří pedál spojky ovládající spojkový válec, potrubí a hydraulický váleček. Zpětný pohyb pístu zajišťuje vratná pružina (Bauer et al., 2013).

Vícamelové spojky mohou přenášet větší točivý moment kvůli své konstrukci, která je tvořena více lamelami řazenými za sebou, které mezi sebou rozloží měrný tlak. Lamelové spojky jsou hnané přes axiální posuv a vnitřní ozubení. Hnací lamely jsou opatřeny vnějším ozubením. Lamely jsou umístěny v olejové lázni, která společně s poloměrem, součinitelem tření, počtem lamel a přitlačné síly ovlivňují výslednou hodnotu točivého momentu, který lze přenést přes spojku. Vícamelové spojky bývají součástí traktorů velkých výkonových tříd. Konstrukce této spojky umožňuje použití automatických uzlů ovládané řídicí jednotkou. Přitlačná síla tlakem oleje je vytvořena hydrogenerátorem. Samotný pedál spojky slouží pouze ke snímání polohy potenciometrem. Na základě změřené hodnoty polohy pedálu řídicí jednotka rozhodne o stavu spojky.

Hydrodynamické spojky jsou tvořeny čerpadlovým a turbínovým kolem s lopatkami. Přenos je tvořen pomocí oleje a počtem otáček čerpadla. Olej odstředivou silou roztáčí turbínu a dojde k přenosu točivého momentu. Tyto spojky se používají tam, kde není třeba vysoké účinnosti a stálého skluzu. Výhoda spočívá v plynulém rozjezdu, lepší průchodnosti, jednoduché ovladatelnosti, zmenšení dynamického zatížení, kmitů, životnosti atd. U traktorů se hydrodynamická spojka vyskytuje výjimečně.

3.2.2 Převodovky

Převodovky umožňují změnu točivého momentu, smyslu, rychlosti, možnost přibrzdění atd. pomocí převodového poměru. Slouží k udržení motoru, po co možná nejdelší dobu, v optimálních otáčkách, které představují maximální točivý moment. Jejich použití je nutné, protože spalovací motory nemají ideální otáčkovou charakteristiku a jsou vystaveny jízdním odporům. Mohou být stupňové, bezstupňové a reverzační. Podle druhu přenosu energie mohou být převodovky mechanické, hydromechanické, hydrodynamické, nebo s výkonovým dělením, které kombinují více druhů přenosu energie. Indikátor zvýšeného odporu lze rozpoznat v podobě snížených otáček motoru a zvýšeného točivého momentu. Dojde-li k překročení pomyslné hranice dovoleného zatížení na daný převodový stupeň při tendenci ke klesání otáček, je nutné podřadit. Mechanické převodovky se skokovou změnou převodového poměru se stále používají, a to z důvodu jejich jednodušší (levnější) konstrukce a vysoké účinnosti (Ínce a Güler, 2020). Přesto mají několik nevýhod, mezi které patří například vyšší nároky na dimenzování spojky, kvůli rázům, které mohou vznikat při řazení. Na základě toho je jejich výskyt převážně u nižších výkonových tříd. V důsledku mechanických pohybů dochází k přenosu zatížení ozubenými koly a soukolími. V tření mezi zuby kol dochází ke ztrátám, dále v ložiskách, těsnění, víření oleje a vzduchu.



Obr. 2 - Hnací charakteristika – vliv odstupňování převodových stupňů na velikost hnací síly v závislosti na pojezdové rychlosti (Miler), upraveno

Z grafu je patrné, že při řazení je vlivem synchronizační spojky a nevyužitého času vytvořen prostoj, při kterém dochází k poklesu efektivnosti. U těchto mechanických převodovek je možnost řazení pod zatížením (buď s omezeným, nebo neomezeným počtem stupňů). Konstrukce s omezeným počtem stupňů řazených při zatížení pak sestává z hlavní,

skupinové, reverzační převodovky a násobiče momentu, který umožňuje řazení pod zatížením. Násobič točivého momentu pracuje společně se skupinovou (redukční) převodovkou a umožňuje zvýšit celkový převodový poměr, což vede k vyšší hnací síle a nižším otáčkám na obvodu kola. Avšak otáčky motoru se zvýší. Používá se buď dvoustupňový předloňový násobič, nebo násobič planetový, jehož základ tvoří planetové soukolí se dvěma stupni volnosti. Výkon motoru vstupuje na korunové nebo centrální kolo a předává se na trojici satelitů, což do určité míry eliminuje síly působící na ozubení a umožňuje volit menší modul. Následně vystupuje přes unášec. Aby vznikl převod v planetovém soukolí, je nutno zastavit jeden z jeho členů pomocí brzd – mokrých lamelových spojek či pásů. V případě požadavku řazení pod zatížením je nutno dosáhnout sériového spojení dvou planetových převodů, v praxi se však používají, tzn. sdružené satelity za účelem snížení složitosti převodu. Planetové násobiče se používají jako dvou, tří a čtyřstupňové. Bývá ovládán mechanicko-hydraulicky nebo elektrohydraulicky (častější), mnohdy dvěma tlačítky na řadicí páce (želva, zajíc) – např.: převodovka AutoQuad traktorů John Deere. Řazení se všemi stupni pod zatížením se využívá u traktorů střední výkonové třídy. Pro lepší plynulost chodu se vyrábí se skupinovou převodovkou, která umožní zvýšení počtu stupňů řazených při zatížení, např.: převodovka typu PowerShift.

U mechanických převodovek lze ztrátovou energii, převážně v podobě tepla, korigovat pomocí jakosti povrchu, druhu ozubení, viskozitou oleje, použitím jiné technologie převodu (např. diferenciální hydrostatické převodníky) – sice menší účinnost než mechanické převodovky, ale lze plynule měnit převodový poměr bez přerušení toku točivého momentu. Tímto způsobem dojde k eliminaci ztrátových ploch pod hyperbolou (viz. obr. 2), důsledkem toho se zlepší potenciální tahová charakteristika a úspora paliva (emisí).

Diferenciální hydrostatické převodovky mají dvě části – hydrostatickou a mechanickou část. Jejich provoz je společný za účelem zvýšení účinnosti. Hydrostatická část převodovky má funkci přeměny mechanické energie na tlakovou pomocí hydrogenerátoru. Tato tlaková energie se následně přemění pomocí hydromotoru na energii mechanickou. Změna otáček tohoto převodníku je tvořena změnou objemu v axiálním pístovém hydrogenerátoru pomocí naklápění. Hydrostatická a mechanická část se slučuje v planetovém soukolí.

3.2.3 Rozvodovka s diferenciálem

Rozvodovka je skříň tvořena stálým převodem a diferenciálem. Úkolem stálého převodu je rozmístění momentu na příčnou osu pomocí kuželových ozubených kol, zvětšení jeho hodnoty, snížení otáček na hřídelů kol a snížení zatížení vyvolané v předchozích částech převodového ústrojí. U stálého převodu jsou požadavky kladeny zejména na plynulý chod, eliminaci hluku, vysoká účinnost a dobrá životnost a spolehlivost.

Diferenciál umožňuje různé otáčky kol na hnací nápravě, dochází-li při jízdě vlivem nerovnosti plochy k různým poloměřům otáčení kol. Účelem diferenciálu je taktéž rozdělení točivého momentu v případě potřeby na obě hnané hřídele. Absence diferenciálu v hnacích strojích není přípustná z důvodu prokluzu a tahové účinnosti. Dle konstrukce mohou být diferenciály kuželové, čelní a šnekové. Dle svornosti pak samosvorné a nesamosvorné.

3.2.4 Koncové převody

Koncové převody slouží ke zvýšení točivého momentu pomocí neměnného převodového poměru a jsou umístěny na hnacích nápravách traktoru. Dochází tedy k zvětšení hnací síly a tím pádem i k menšímu namáhání zbylých částí převodového ústrojí. Dělí se na čelní a planetové. Čelní ozubené soukolí se používá u strojů s možností volby světlé výšky. Planetové převody jsou používanější. Jejich nevýhoda může být vyšší cena.

3.2.5 Pneumatiky

Pneumatika je nezbytnou součástí kola a jsou kladeny požadavky zejména na: přenášení velkých hmotností a momentů vozidla s agregátem, pružící schopnost, přenos sil od motoru, přeměna rotačního pohybu kola na translační, schopnost odolat bočním silám, co nejmenší valivý odpor, eliminace hluku, vibrací, samočistící schopnost, bezpečnost na různých površích, hospodárnost atd. Značení pneumatik je v palcích. Číslo R udává konstrukci radiální, pomlčka pak konstrukci diagonální. Rozměr před písmenem R (pomlčkou) označující typ pneumatiky, vyjadřuje šířku profilu pneumatiky, za písmenem R (pomlčkou) se udává značení profilu běhounu, případně tzn. „PR“ – ply rating. Čím vyšší hodnota PR, tím má stroj vyšší únosnost a možnost více nahustit pneu (Tijink, 1988). Pneumatika se skládá z několika jednotlivých částí, které se vulkanizují a tvoří jeden celek. Je tvořena třemi složkami: pryží (80–85 %), různými vlákny (12–16 %) a ocelovými dráty (2–3 %). Skládá se z vnější a vnitřní

části. Vnější částí je dezén, který je přímo v kontaktu s podložkou. Vnitřní část je tvořena kostrou. **Kostrá** pneumatiky se skládá z nylonových, či jiných vláken, což jsou vrstvy uspořádané vůči sobě pod určitým úhlem. K jejich spojení slouží pryž.

Nárazníková vrstva je umístěna nad horní částí kostry a pohlcuje část nárazů od vozovky.

Tzv. **patka** je zesílená část pláště a slouží k nasazení pneumatiky na ráfek. Její tvar je shodný s tvarem ráfku. Bývají vyztuženy ocelovými lanky. Pro spolehlivou funkci musí přenášet všechny síly mezi pneumatikou a ráfkem, v případě bezdušových pneumatik pak také dokonalé utěsnění vzduchu vně pneumatiky.

Bočnice pneumatik má plnit ochranu před nárazem, možným otěrem a ohybovou únavou vlivem dynamických zatížení (Tijink, 1988). Spojuje běhoun s patkami. Pro zvýšené nároky na tyto parametry, bývají pneumatiky zesílené v bočnicích. V zemědělství jsou důležitými faktory nízkotlakých pneumatik široké ráfky a bezdušové pneumatiky (Tijink, 1988). Podle úhlu vedení vláken existují buď pneumatiky diagonální (vrstvy pod úhlem 30°–40°) nebo radiální (pásky od patky k patce kolmo na rovinu rotace). Nejčastěji se vyrábí z kaučuku.

Běhoun společně s **dezénem** umožňuje stykový kontakt mezi pneumatikou a podložkou. Slouží také k odvodu tepla. Druhů pneumatik pro zemědělské traktory je mnoho, liší se podle podmínek, ve kterých se traktor pohybuje. V závislosti na typu dezénu se liší jízdní vlastnosti (Tijink, 1988). Obecně lze konstatovat, že na zadní hnací nápravě traktoru se používají pneumatiky se šípovitým dezénem tvaru „V“. Šípy jsou umístěny pod úhlem 45° k ose směru jízdy. Na předních hnacích nápravách se používají dezény identické, v praxi se můžeme v některých případech setkat s jejich občasným prohozením mezi sebou, a to z důvodu lepších záběrových vlastností při couvání a rovnoměrnějšího opotřebení dezénu při jízdě po silnici (Tijink, 1988). V případě traktoru bez přední hnací nápravy, se používají pneumatiky s jiným tvarem než pneumatiky na zadní hnané nápravě. Hlavním požadavkem na tyto pneumatiky je umožnění změny směru ve všech typech terénu. Pneumatiky mají vnitřní drážky po celém svém obvodu. Hloubka drážek je menší než výška výstupků u zadních kol (Brennenstul a Cholenský, 2015). Výška dezénu je odvislá od předpokládaného terénu. Vyšší dezény jsou určeny pro měkké terény a naopak. Používají-li se pneumatiky s vysokým dezénem na tvrdém povrchu, dochází ke snižování trakce až o 20 %, protože je zmenšena kontaktní plocha mezi pryží a povrchem. Grečenko (1994) uvádí, že na měkkém povrchu není

rozdíl oproti používání radiálních nebo diagonálních pneumatik. Na tvrdém povrchu však zabírají lépe pneumatiky radiální.

Existuje dva typy provedení pneumatiky: dušové a bezdušové. U bezdušových je duše nahrazena vrstvou vzduchotěsné pryže, která je na vnitřní straně pláště a okolo patek. Stále více se používají kvůli jednodušší montáži a větší odolnosti proti vzduchovým ztrátám vlivem mechanického narušení.

3.2.5.1 Samočisticí účinek pneumatiky

Díky šípovitému tvaru pneumatik ve tvaru „V“ dochází při prokluzu kola např. v jílovité půdě k samočisticímu účinku. Vlivem deformace a pružnosti dezénu mají šípy schopnost zpětně vytlačovat zbytky zeminy k vnějšímu okraji dezénu a následně pozitivní samočisticí účinek kterým napomáhají odstředivé síly. Ty jsou dané podle vzorce:

$$F_o = \frac{m \cdot v^2}{r} \quad (6)$$

Ze vzorce je patrné, že se vzrůstající hmotností zeminy nalepené mezi dezény je vyšší účinek odstředivých sil a tím pádem účinnější samočisticí efekt. Totéž platí pro kvadrát rychlosti otáčení kola. Z uvedeného je patrné, že procentuálně nižší zastoupení dezénu má pozitivní vliv na samočisticí efekt z důvodu vyšší hmotnosti ulpěné zeminy na pneumatice.

3.2.5.2 Diagonální pneumatiky

Tyto pneumatiky mají vrstvy křížící se mezi sebou pod úhlem 30°–40°. Diagonální plášť má větší počet vrstev než radiální. Díky vysoké tuhosti bočnic těchto pneumatik, je možné přenést velké zatížení a zároveň poskytuje dobrou ochranu proti poškození. Jedna z nevýhod spočívá ve velkém tlaku na půdu vlivem menší poddajnosti vůči povrchu. Dále nižší citlivost, horší tlumení nárazů, vyšší tendence k prokluzu a menší tahový potenciál.

3.2.5.3 Radiální pneumatiky

Radiální pneumatiky mají kordové vložky umístěny radiálně k ose pneumatiky. Vzhledem k četným nevýhodám pneumatik diagonálních, se stále častěji nahrazují radiálními (Brennensthal, 2015). Při porovnání s diagonálními mají lepší přilnavost, odolnost, menší odpor valení, lépe zvládají boční síly, dobře kopírují terén. Vzhledem k jejich flexibilitě, je umožněno jejich menší nahuštění. Mají až o 25 % větší styčnou plochu, což umožňuje lepší

tahové vlastnosti a menší zhutnění půdy. Od pneumatik diagonálních jsou odlišné tím, že jednotlivé části pneumatiky pracují nezávisle na sobě. Jednotlivé pohyby tedy nepřecházejí na běhoun. Krom výše uvedeného kladu snížení odporu je také menší změna velikosti styku s podložkou. Pneumatiky této konstrukce mají nižší spotřebu paliva, poskytují vyšší komfort a mají delší životnost. Mezi nevýhody radiálních pneumatik patří cena, zvýšené požadavky na správné huštění, hlučnost a nižší odolnost vůči mechanickému poškození.

3.2.5.4 Deformace pneumatik

Typickou vlastností pneumatiky je její deformace. Deformace ve směru radiálním je určena vlivem statického zatížení. Vykazuje se vyboulením bočnice a podmiňuje pružící schopnost pneumatiky. Mezi nevýhody radiální deformace patří vznik valivého odporu.

V případě pohybu dochází k deformaci v tangenciálním směru. Ta se sice projevuje příznivě v podobě snížení torzních kmitů hnacího mechanismu traktoru, na druhou stranu ale zvyšuje ztrátové obvodové síly a dochází tak k nárůstu odporu valení.

Deformace ve směru osy kola je nežádoucí. Dochází zde k působení boční síly, která působí nepříznivě na změnu směru odvalování kola.

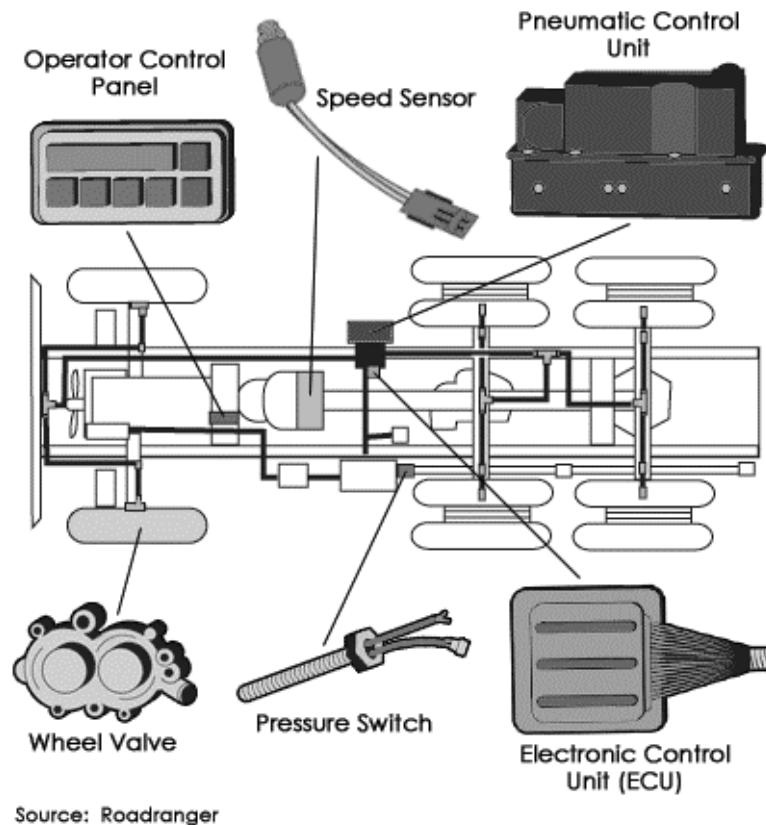
3.2.5.5 Regulace tlaku pneumatik

Optimální nahuštění pneumatiky pro různé povrchy má zásadní vliv na ekonomičnost provozu traktoru. Vzhledem k tomu, že traktory bývají využívány jako univerzální prostředky pro práci na různých površích, jsou kladeny požadavky na častou změnu tlaku vzduchu v pneumatikách. Tato práce bývá buď přehlížena, což zvyšuje náklady na provoz stroje; anebo bývá prováděna za cenu časových prostojů. Tento problém řeší tzn. „CTIS“ (Central tyre inflation system).

3.2.5.6 Centrální systém huštění pneumatik

Tento systém umožňuje obsluze kontrolovat a měnit požadovaný tlak přímo z kabiny traktoru i za režimu jízdy. Díky periodické kontrole tlaku je obsluze umožněno včasné identifikování možné závady, např.: vadný ventilek, mikro defekt atd. Vzduch do pneumatiky bývá veden středem hnací hřídele tak, aby nedocházelo k deformaci potrubí. Jako zdroj stlačeného vzduchu je kompresor nebo vzdušník, či zásobník uvnitř pneumatiky (viz. dále). Odtud je vzduch veden vysokotlakým potrubím až do ventilku. Jednotka traktoru na základě příkazů řidiče monitoruje pomocí senzoru v periodických intervalech hodnoty tlaku

v jednotlivých pneumatikách. Následně jednotka ECU komunikuje s jednotkou kontroly pneumatik PCU a poté je vyslán signál do ventilů (Sajdl). Systém TLC (Trelleborg Load Calculator) vyvinutý společnostmi Trelleborg a Dana, umožňuje pomocí integrovaného softwaru vypočítat doporučené hodnoty tlaku vzduchu v pneumatikách pro konkrétní provozní podmínky (Janák, 2020).



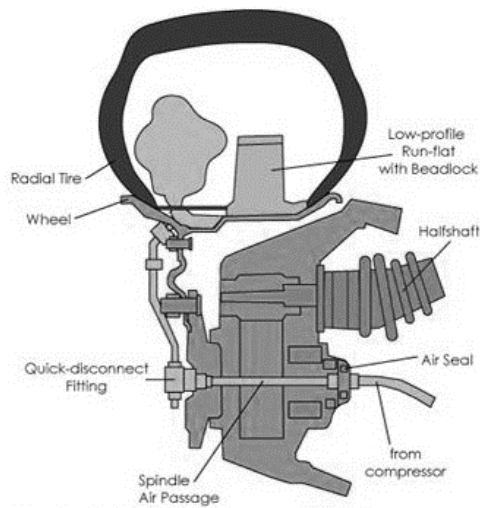
Obr. 3 - Schéma pro centrální regulaci tlaku pneumatik (Obringer, 2020), upraveno

Regulační ventily bývají trojcestné, aby umožňovaly vzduch napustit, vypustit a uzavřít. Podle druhu konstrukce máme dva typy centrálního huštění:

- Integrované v konstrukci traktoru
- Dodatečně instalované

3.2.5.6.1 Integrovaný systém huštění pneumatik

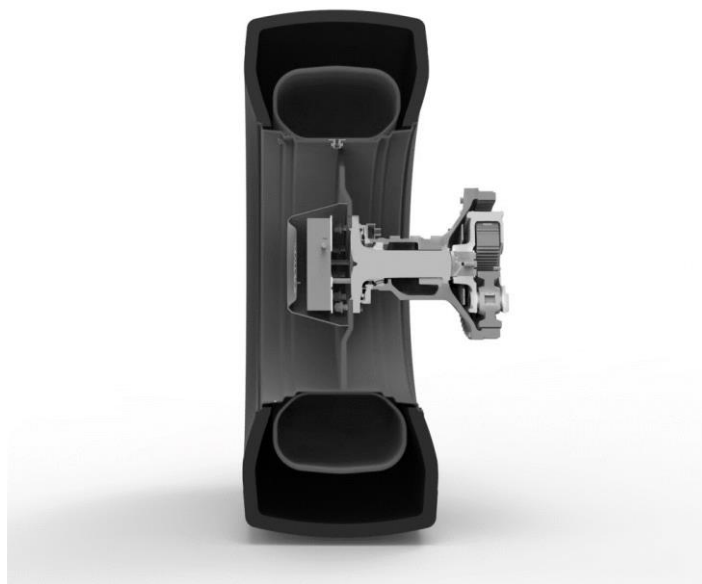
Výhodou této konstrukce je především rychlost změny tlaku podle aktuálních provozních podmínek a požadavků. Jelikož je stlačený vzduch přiváděn středem náboje kola, je jeho riziko mechanického poškození eliminováno.



Obr. 4 - Centrální huštění pneumatik – vedení nábojem kola (Sajdl), upraveno

Mitas AirCell

Tato technologie byla vyvinuta za účelem omezení času huštění pneumatik. Jedná se duši umístěnou na ráfku uvnitř pneumatiky. Duše je vyztužena textilním kordem a zabírá cca 30 % objemu pneumatiky. Obsluha traktoru může jednoduše přepustit tlak z duše (800 kPa) do pláště a tlak 100 kPa je možné nahustit cca za půl minuty. Vlivem zmenšení objemu pneumatiky dochází k rychlejšímu snížení tlaku. Mimo výhody omezení času je také uvedeno menší opotřebení pneumatik a snížení nákladů na pohonné hmoty (Jedlička, 2016). Nicméně vysoká pořizovací cena tohoto systému bude rozhodujícím faktorem při dalším uplatnění v praxi.



Obr. 5 - Technologie Mitas AirCell (Trattoriweb, 2015), upraveno

3.2.5.6.2 Dodatečně instalovaný systém huštění pneumatik

Výhodou tohoto systému je možnost přívodu vzduchu pomocí potrubí s větším průřezem a zrychlit tak proces huštění. Ovládání je prováděno pomocí potenciometru. Tyto systémy mohou být jedno, či dvouokruhové. V případě dvouokruhového je vedení přívodu vzduchu odděleno, za účelem snížení opotřebení těsnění. Konstrukce tlakového potrubí z vnějšku kola umožní poměrně snadnou montáž a variabilitu použití u strojů, nicméně je zde zvýšené riziko jeho poškození (např. v orbě vlivem ulpěné zeminy).



Obr. 6 – Dodatečně instalovaný vnější systém regulace tlaku (Agr21), upraveno

4 Rozbor statických sil působících na vozidlo v tahových podmínkách

Rozměry a hmotnosti vozidla jsou důležité vzhledem ke stabilitě a také k energetické náročnosti provozu. Musejí podléhat předpisům. Podle legislativy Evropského společenství musela ČR reagovat na směrnici Evropského parlamentu a zpracovat ji do legislativy své. Ministerstvo dopravy tedy ze dne 20. září 2018 stanovilo vyhlášku o hmotnostech, rozměrech a spojitelnosti vozidel § 7 vyhlášky č. 209/2018 Sb.

4.1 Rozměry vozidla

Mimo samotnou délku, výšku a šířku vozidla, jsou se zřetelem k průjezdnosti důležité parametry jako: světlá výška, rozvor, rozchod, přední a zadní nájezdový úhel, přechodový úhel a poloměr otáčení. Přední a zadní nájezdový úhel je největší možný úhel, svíraný mezi základnou a rovinou, která je tečná k pneumatikám a nesmí se zde vyskytovat žádný pevný bod karoserie. Přechodový úhel je vnější úhel terénní hrany, která se dotkne trupu vozidla mezi rozvorem (Grečenko, 1994).

4.2 Hmotnost vozidla

Hmotnost vozidla přímo ovlivňuje hnací výkon, stabilitu vozidla, tlak na podložku a prokluz.

Můžeme použít několik základních rozdělení. Traktory obdělávající pole s těžkým zatížením (setí, příprava půdy atd.) a traktory obdělávající pole s lehčím zatížením – zde je vyvozena lehká tahová síla, může být nahrazena vývodovým hřídelem pro rotační nářadí (sklizeň, seno, lisování). Třetí částí jsou traktory pracující s vysokou rychlostí pojezdu (přeprava) a čtvrtá mohou být traktory zatížené vysokými svislými silami (čelní nakladač). Každá z těchto aplikací může mít za následek velké, nepřiměřené zatížení náprav.

Vzhledem k terénním podmínkám je nutné určit, zdali je potřeba vozidlo dotížit. Nejpoužívanější řešení je využití litinových kalibrovaných závaží, případně kapalinou v pneumatikách do 75% celkového objemu pneumatiky. Celková hmotnost vozidla se vzhledem k minimální hodnotě může zvýšit až o 50 % nominální hodnoty. V zemědělství

převažuje spíše požadavek na dotížení traktoru vzhledem k povrchu, na kterém pracuje. Traktor s optimálním rozložením hmotností dosáhne zlepšení tahových vlastností v důsledku rovnoměrného zatížení náprav a optimální poloze těžiště. Tímto způsobem lze zajistit, že styčné plochy pojezdového ústrojí budou schopné minimalizovat ztráty prokluzem kol a eliminovat celkový odpor valení.

4.3 Moment setrvačnosti

Určení polohy tíhové síly a znalost informace o rozložení hmotnosti jsou nezbytné k bližší charakteristice chování traktoru v terénu. Informace o rozložení hmoty v tělese určuje hmotový moment setrvačnosti. Je to veličina charakterizující rotující vlastnosti tělesa kolem libovolné osy. Je definována jako součin hmotnosti elementu a druhé mocniny jeho nejkratší vzdálenosti od zvoleného objektu (bod, osa, rovina). Výsledná hodnota momentu setrvačnosti je daná jako součet kvadratických momentů všech elementů tělesa k určitému objektu (Šleger a Neuberger, 2011). Čím je rozložení hmoty od osy rotace vzdálenější, tím je větší hodnota momentu setrvačnosti. Nejmenší hodnotu má pro osu procházející těžištěm:

$$J = \int_m s^2 \cdot dm \quad (7)$$

Pro určení momentu setrvačnosti vzhledem k ose rovnoběžné s osou procházející těžištěm, lze použít Steinerovu větu:

$$J_o = J_t + m \cdot e^2 \quad (8)$$

, kde J_o je moment setrvačnosti k ose o , J_t je moment setrvačnosti k ose procházející těžištěm a zároveň rovnoběžné s osou o , m hmotnost tělesa a e vzdálenost obou os (Šleger a Neuberger, 2011).

Momenty setrvačnosti lze počítat pomocí matematických modelů, buď pomocí výše uvedených nebo pomocí CAD systému. Anebo lze jejich hodnotu získat experimentálním měřením.

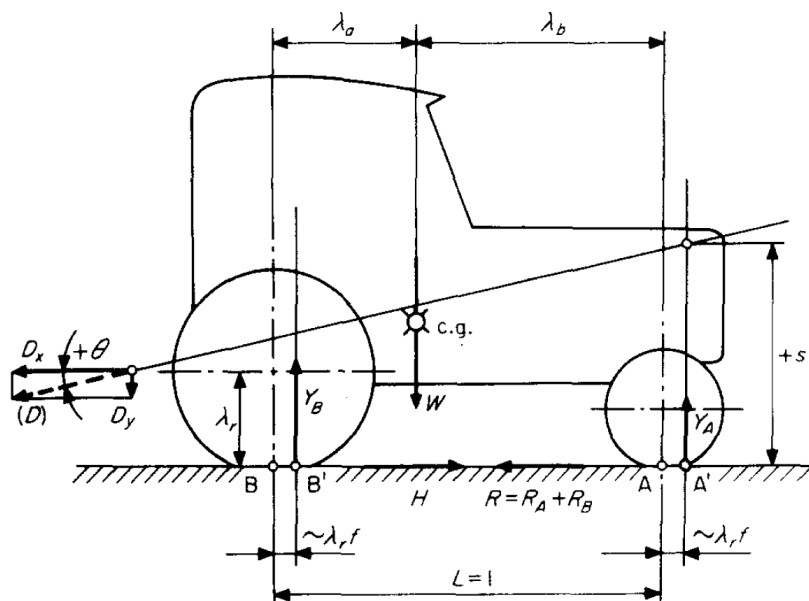
4.4 Poloha těžiště

Bod, ve kterém je soustředěna veškerá hmota vozidla, se nazývá těžiště. Poloha výsledné síly (těžiště) je tedy vzdálenost jednotlivých souřadnicových složek, charakterizována jako výslednice nekonečně velkého počtu tíhových sil působících na počet nekonečně malých rovnoběžných hmotných elementů tělesa v rovině (Šleger a Neuberger, 2006). Pomocí vzorce se vypočítá x-složka polohy těžiště (r-ce. 9), a dále i pro osy y a z:

$$x_T = \frac{\iiint x dG}{\iiint dG} \quad (9)$$

Znalost polohy těžiště je nezbytná pro výpočty podélné, příčné a boční stability (Michal, 2018). Příčná a podélná poloha těžiště slouží také k poměrovému zatížení náprav a celkové rozložení hmotnosti viz. obr. 7. Výšková poloha těžiště je důležitá pro udržení stability ve svazích a v zatáčkách, aby se zabránilo rotaci vozidla při brzdění. Polohu těžiště lze měnit pomocí přídavných závaží na přední či zadní nápravě vzhledem k prováděné práci. Bývá využívám pákový efekt. Z obr. 7 je také patrné, že na polohu těžiště má kromě hmotnosti neseného stroje vliv také výška na 3bodovém závěsu a nastavená délka třetího bodu. Při přepravování sypkých nebo kapalných materiálů dochází k neustálé změně polohy těžiště. Přívěsy s trojúhelníkovou základnou a jedním vrcholem v závěsu traktoru mají přední nápravu s točným řízením, a tak je boční stabilita závislá na úhlu natočení. Limitní stav v tomto ohledu představuje natočení tažné oje o 90° vzhledem k podélné ose přívěsu.

4.5 Síly v tahové agregaci



Obr. 7 - Síly a rozměry působící na traktor v tahové agregaci (Grečenko, 1967), upraveno.

Schéma obr. 7 odpovídá traktoru, na jehož závěs působí obecná síla. Její jednotlivé složky leží ve rovnoběžné a kolmé poloze vzhledem k podložce. Složka působící v rovnoběžné poloze představuje tahovou sílu. Z obr. 7 je dále patrné, že v osách kol předsunutých o rameno valivého odporu působí reakce normálových sil, které společně se součinitelem valivého odporu slouží pro výpočet celkového valivého odporu jako součet sil přední a zadní nápravy. Z uvedeného schématu lze vypočítat pomocí rovnic silové a momentové rovnováhy tahovou sílu traktoru.

4.6 Svahová dostupnost

Zemědělská půda v evropských podmínkách představuje se svahy přesahujícími 15° převážně louky a pastviny (Grečenko, 1984). Norma ČSN určuje nutnost konstruovat traktory tak, aby byla dodržena jejich příčná i podélná stabilita. Grečenko (1984) dále uvádí, že meze stability je dosaženo, je-li zatížení alespoň jednoho kola sníženo na nulu. Skluz na svahu představuje relativní pohyb, který může vést v kritické situaci až k převrácení traktoru. Obecná poloha stability traktoru na svahu představuje komplikované řešení, proto se pro zjednodušení používá podélná a příčná stabilita. Podélná stabilita představuje zvedání přední nebo zadní

nápravy a může být způsobena např.: působením zrychlujících sil, vlivem momentů tahové síly, či nakloněním traktoru na svahu. Příčnou stabilitu dle Grečenka (1994) ovlivňují: rozchod kol, rozvor, pracovní rychlosti, výška těžiště atd. Svatoš (2000) uvádí, že při jízdě po vrstevnici se traktor dostane do obecné polohy díky samovolnému sesouvání traktoru. Velikost úhlu mezi vrstevnicí a podélnou osou traktoru udává odklon, jehož velikost je důležitá pro měřítko bezpečnosti a kvality práce. Grečenko (1994) uvádí že nivelizované stroje mají obecně stabilitu vyšší a mohou tedy dosahovat větší svahové dostupnosti.

5 Vliv pojezdového ústrojí na půdní prostředí

Traktor působí prostřednictvím pojezdových kol normálovým zatížením na povrch terénu. Díky tomu dochází k zaboření vozidla a je zvyšován odpor proti pohybu (Wong, 2008).

Podle Grečenka (1994) existují tři stupně zaboření: měkká půda, zhutnělá půda a tvrdá půda. Na měkké půdě tíhovou sílu přenášejí temena zubů a plášť pneumatiky. Dochází zde k úplnému zaboření a smyková plocha je tvořena pod temeny zubů. U zhutnělé půdy dochází ke stlačování a smýkání. U tvrdé půdy dochází pouze ke tření. Grečenko (1994) uvádí maximální hodnoty prokluzu, při kterých je daný terén ještě sjízdný. Dojde-li k překročení těchto hodnot, hrozí zahrabání kol.

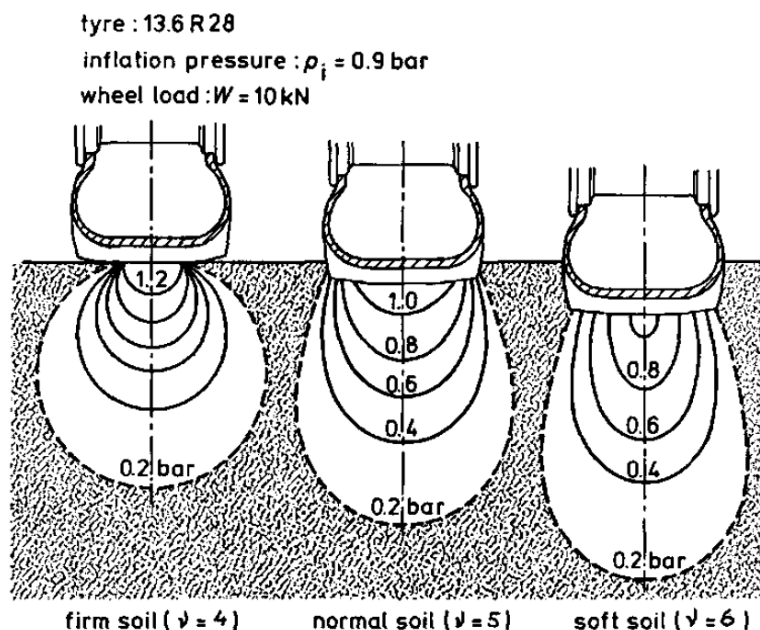
Vlhký, měkký terén – $\delta_{p1} = 30 \%$

Suchý, sypký terén – $\delta_{p1} = 40 \%$

Tvrký terén – $\delta_{p1} = 50 \%$

Pro vyhodnocení vlivu hmotnosti, zatížení na nápravu a měrného tlaku na utužení půdy je nutná znalost napětí půdy v kontaktní ploše mezi pneumatikou a terénem.

Tijink (1988) uvádí dvojí rozdělení napětí jakožto odporu vozidla proti pohybu následkem normálního (radiálního) a smykového (tangenciálního) napětí v kontaktní ploše mezi pneumatikou a půdou. Neboli v každé části dosedací plochy vzniká napětí. Radiální napětí má kolmou složku vzhledem k povrchu a tangenciální vodorovnou.



Obr. 8 - Průběh napětí v různých typech půdy při stejném zatížení a různých hodnotách tlaků huštění (Tijink, 1988), upraveno

5.1 Radiální napětí v půdě

Normální (radiální) napětí lze vyjádřit jako působící svislá síla v místě dotyku. Je dáno vztahem:

$$\sigma = \frac{G}{S} \quad (10)$$

, kde σ označuje napětí v půdě, G označuje svislou sílu na plochu S .

5.2 Tangenciální napětí v půdě

Tangenciální (smykové) napětí je způsobeno při prokluzu kola přenosem hnacího momentu. Jelikož v praktických podmínkách má prokluz vždy nenulovou hodnotu (viz. kapitola 6.2.), vyskytuje se toto napětí vždy. Při prokluzu tedy působí jak radiální, tak tangenciální napětí. Wong (2008) uvádí, že k předpovědi tahu a prokluzu vozidla je potřeba znát vztah rozdělení smykového napětí.

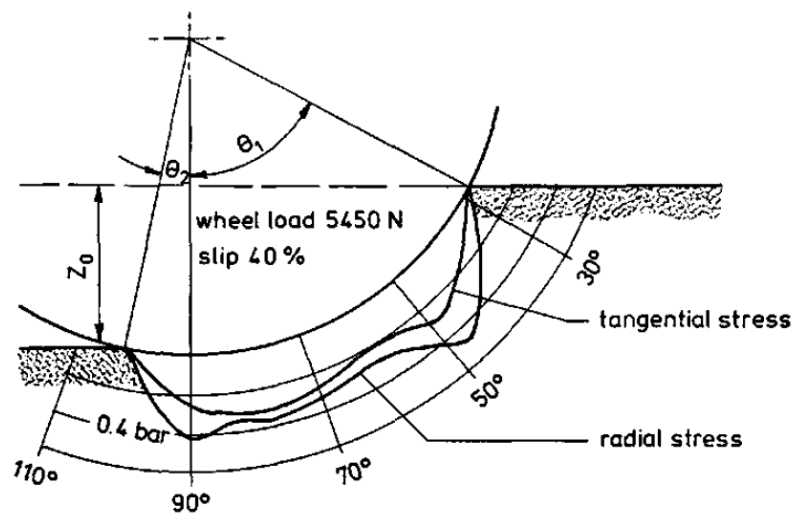
Smykové napětí půdy je dáno obecným vztahem:

$$\tau = c + \sigma \cdot \tan \phi = \frac{F_{Rm}}{S_o} \quad (11)$$

, kde parametry c (koheze) a ϕ (úhel vnitřního tření) jsou závislé na hustotě a vlhkosti půdy a lze je získat experimentálně pomocí smýkacího přístroje. Smyková pevnost půdy je také podílem kotvící síly F_{Rm} a ploše otisku S_o . Kotvící síla vyjadřuje maximální hodnotu síly, při které bude vozidlo vzhledem k podložce v klidu, tzn. nedojde ke smyku. Závisí na velikosti zaboření a plnosti dezénu. Pro konkrétní vyjádření napětí je nutné volit přesnější vztahy vzhledem k typu povrchu. Vztah pro většinu zemin, nasycený jíl a sypký písek je daný tvarem:

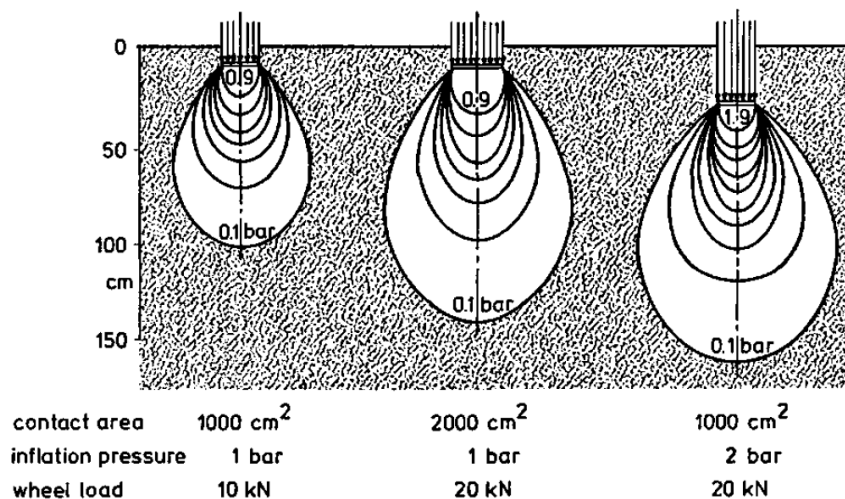
$$\tau = (C + \sigma \cdot \tan \phi)(1 - e^{-j/K}) \quad (12)$$

, kde j je posuv a K modul smykové deformace.



Obr. 9 - Rozdělení radiálního a tangenciálního napětí pneumatiky 11,5–15 při 40% prokluzu (Tijink, 1988), upraveno

Tijink (1988) uvádí tři hlavní parametry ovlivňující napětí půdy v kontaktní ploše: parametry půdy (vlhkost, pórovitost atd.), typ traktoru a pneumatiky. Se vzrůstajícími výkony traktorů rostou úměrně také jejich hmotnosti. Vliv pneumatiky ovlivňují především hustící tlak, zatížení, rozměry atd.

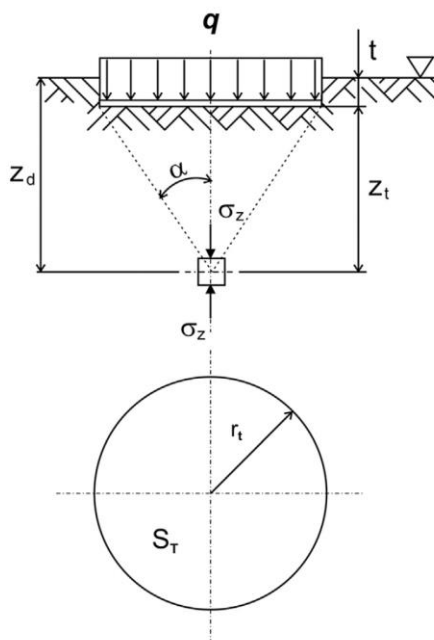


Obr. 10 - Průběhy napětí při různých velikostech kontaktní plochy a zatížení (Tijink, 1988),
upraveno

Z obrázku je patrné, že pneumatika s nejnižším zatížením má nejmenší objem v průběhu napětí. Zvýšení zatížení kola při stálé kontaktní ploše má za následek zvýšení objemu napětí.

5.3 Silový rozklad ve stykové ploše při záběru

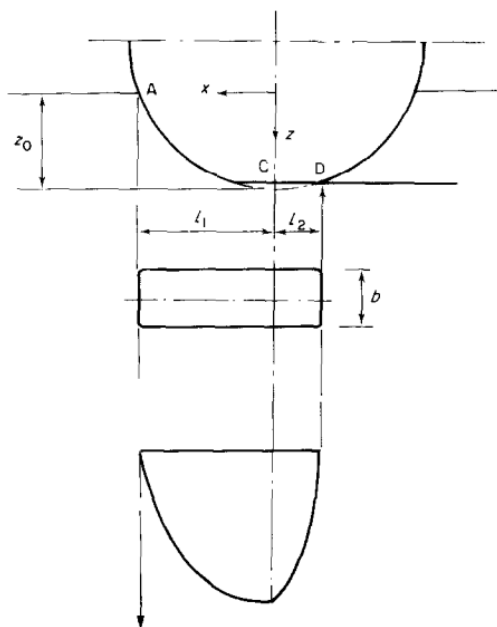
Silové napětí v půdě u zatíženého, nepohybujícího se kola představuje spojitě zatížení.



Obr. 11 - Svislé napětí v půdě středem zatíženého kola (Grečenko a Prikner, 2014), upraveno

Je-li styková plocha představena tvrdým povrchem při kontaktu s pneumatikou, lze být popsána kruhem. Tento fakt umocňuje vyšší nahuštění pneumatiky. S klesajícím tlakem huštění, lze geometrii více považovat za eliptickou a podobně, představuje-li styková plocha měkčí povrch (Plackett, 1985).

Z uvedeného obr. 12 je patrné, že délka dosedací plochy před osou kola je větší než délka plochy za osou kola. Oblasti mezi A–C a C–D jsou charakterizovány parabolickými křivkami, které určují kontaktní tlak u pohybující se pneumatiky. Oblast A–C představuje neustálé zvyšování hloubky stopy. Oblast C–D představuje stejnou hloubku stopy při klesající deformaci pneumatiky vlivem pohybu. Autor uvádí, že v oblasti C–D je tlak funkcí deformace a v bodě D se snižuje na nulu. Bauer (2013) uvádí, že mimo deformaci pneumatiky má vliv na posunutí normálové reakce také reakce půdy.



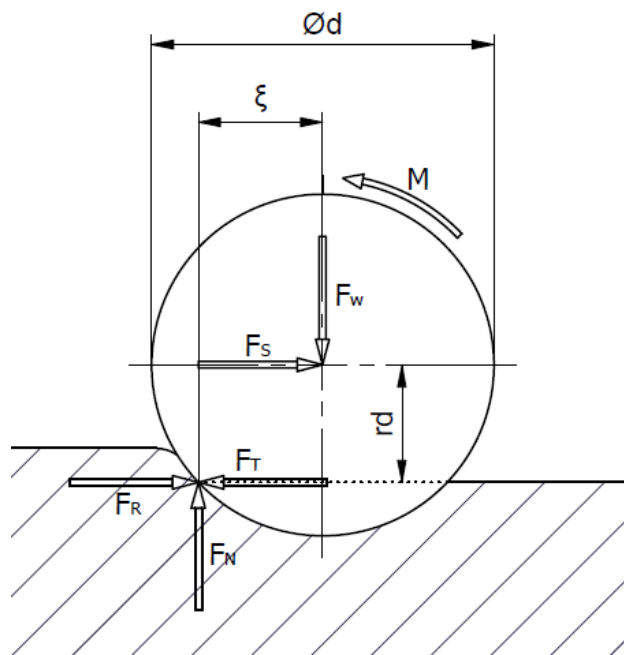
Obr. 12 - Průběh kontaktního tlaku při pohybu pneumatiky (Plackett, 1985), upraveno

6 Trakční a tahové parametry traktoru

Terramechanika je aplikovanou oblastí mechaniky, zabývající se studiem vlastností půdy, konkrétně interakce kolových nebo pásových vozidel na různých površích.

6.1 Valivý odpor

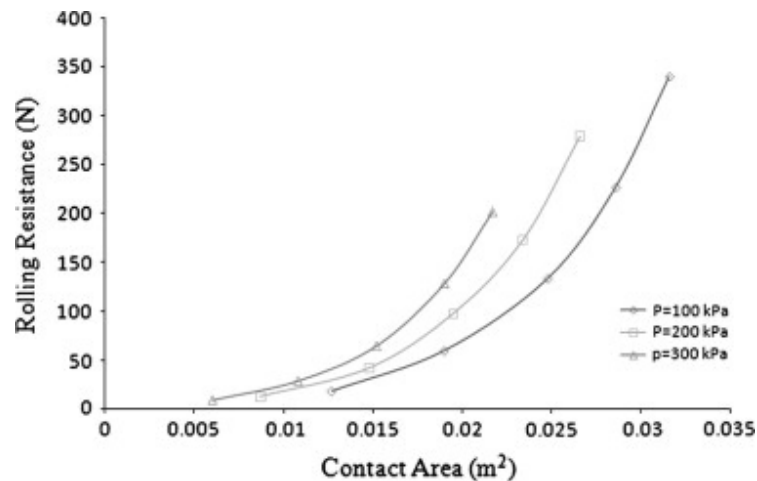
Valivý odpor je odpor vznikající při kontaktu valícího se tělesa (kruhového) po podložce proti směru pohybu (Taghaviar a Mardani, 2013). V místě dotyku dvou pružných těles vznikne kontaktní Hertzův tlak v podobě reakce normálové síly. Pneumatika je tvořena polymerním materiálem (elastomerem), který má visko-elastické chování, tj. kombinace viskózních a elastických účinků. Díky tomu v reakci na valení nebo brždění dochází u přední části pneumatiky vzhledem k pólu otáčení ke stlačování do podložky a opačně v zadní části pneumatiky k odlehčování, ale ne s takovou silovou intenzitou jako při stlačování. Vlivem hystereze (Wong, 2008), jak je patrné z obr. 2, se normálová reakce výsledné tlakové síly předsune od osy kola ve směru pohybu o hodnotu tzn. "ramena valivého odporu". Je závislé na vnitřním tření, tuhosti pneumatiky, struktuře povrchu a intenzitě nahuštění pneu. Kvůli výskytu ramena valivého odporu Komandi (1999) uvádí použití momentu namísto síly. Pokud je kolo s pneumatikou v klidu, normálová reakce se nachází v ose kola. Při záběru kola s pneumatikou se reakce předsouvá ve směru jízdy vlivem deformace pneumatiky. S větším huštěním pneumatik se hysterezní ztráty zmenšují a tlaková reakční síla postupuje více k pólu kola. Podle Wonga (2008) existují dvě složky valivého odporu: vnitřní a vnější. Vnitřní odpor vzniká v důsledku působení hysterezních ztrát u zdeformované pneumatiky ve styčné ploše a jejím okolí. Vnější odpor je dle Grečenka (1994) ovlivňován rozměry styčné plochy (šířkou a průměrem kola). Výsledná hodnota odporu je poté součtem těchto dvou. Při vysokém nahuštění pneu je maximální tlak uprostřed. Naopak, při podhuštění, jsou maximální kontaktní tlaky na okrajích a na středu jsou minimální. Na měkkém podloží jsou maximální tlaky v blízkosti osy kola. Čím je půda sypší, tím hlubší a širší stopu pneumatika zanechává, proto jsou zde kladeny zvýšené nároky na správné huštění.



Obr. 13 - Rozložení sil na kolo při valení, zdroj autora

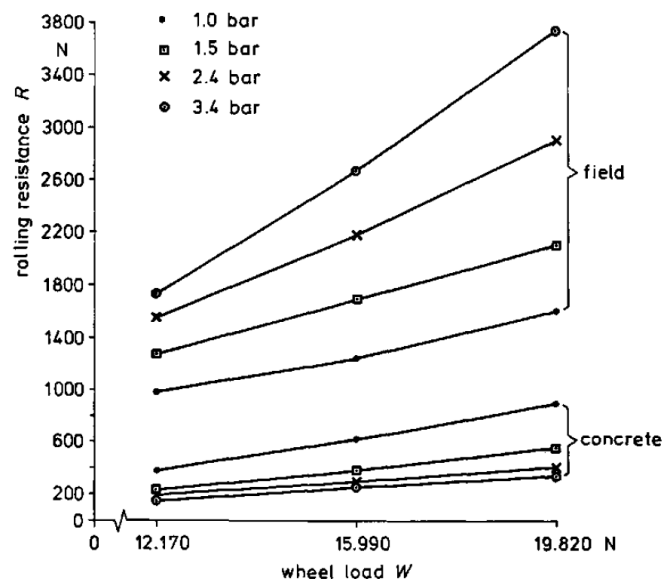
$$P = F_v * v = f * F_w * v = \frac{\xi}{r_d} * F_N \quad (13)$$

Žádné valící se kruhové těleso, nemůže mít nulovou hodnotu tohoto odporu z důvodu neexistence absolutně tuhého tělesa. Podle Crolla (2009) jeho hodnotu však lze eliminovat rychlostí pojezdu, zátěží, huštěním, průměrem, šířkou, druhem pneumatiky a stavem povrchu. Pneumatiky s větší šířkou jsou vhodnější pro práci v poli, kvůli větší styčné ploše se zemínou dochází k menším tlakům na půdu. Při jízdě po asfaltu, či jiných tuhých plochách je větší šířka pneumatiky nežádoucí z důvodu zvýšeného valivého odporu. Při pohybu v měkkých půdách větší šířka pneumatiky při stálém zatížení a nahuštění tlaku vede ke snížení valivého odporu (Tijink, 1988), (Šmerda a Čupera, 2010). Vliv průměru pneumatiky na valivý odpor při jízdě po tuhé podložce je zanedbatelný. Při jízdě v polních podmínkách vliv průměru zanedbatelný není (Tijink, 1988).



Obr. 14 - Závislost valivého odporu na kontaktní ploše pneumatiky při různých tlacích huštění a různých zatížení pneumatiky (Taghaviar a Mardani, 2013), upraveno

Z grafu je patrné, že kontaktní plocha pneumatiky se zvyšuje se snižujícím se tlakem huštění a následkem toho roste valivý odpor. Zvyšující se zatížení způsobuje zvětšení kontaktní plochy mezi pneumatikou a terénem, a to způsobuje větší deformaci pneumatiky a větší valivý odpor.



Obr. 15 - Závislost valivého odporu pneumatiky na pevném povrchu a poli při různých hustících tlacích a zatížení kol (Tijink, 1988), upraveno

Z obrázku je patrné, že vliv hustících tlaků na valivý odpor závisí také na druhu podložky, po které se traktor pohybuje. Zatímco při jízdě na silnici menší tlak huštění způsobuje větší hodnotu valivého odporu, při jízdě v poli je tomu naopak. Trend v grafu

ukazuje, že hustící tlaky při jízdě v poli působí daleko více na hodnoty valivého odporu než při jízdě po silnici.

Důležitou roli zde hraje rychlost pojezdu vzhledem k zatížení a pevnostnímu stavu podložky. Z výkonového hlediska není žádoucí po zpevněné podložce jezdit vysokými rychlostmi společně s velkou tíhou traktoru při nízkém tlaku v pneumatice (Taghaviar a Mardani, 2013). Dále autoři uvádí, že při nízkých rychlostech má valivý odpor přibližně konstantní hodnoty. Zadní část odvalující se pneumatiky má nižší měrný tlak než při nižší rychlosti a následkem toho se součinitel valivého odporu zvětšuje. Důležitou roli hrají veličiny čas a frekvence otáčení. Je-li rychlost příliš velká, pneumatika se nemusí vlivem omezené časové elasticity dostat za jednu otáčku ze stavu deformace zpět do původního stavu. Může dojít také do stavu rozkmitání pneumatiky, což ještě umocní vzniklou ztrátu.

Valivý odpor má významný podíl na spotřebě paliva a vzniklým CO₂ emisím (Xiong, 2015).

Z pohledu opotřebení pneumatiky může provoz po zpevněných podložkách při maximálním hustícím tlaku způsobovat jeho nerovnoměrné úbytky.

Vlivů působících na celkovou hodnotu valivého odporu, případně opotřebení pneumatiky, je hodně (Sandu, 2019). Některé z nich mohou být způsobeny i nechtěným rozměrovým odchýlením se od požadovaných hodnot, například nepřesná sbíhavost kol.

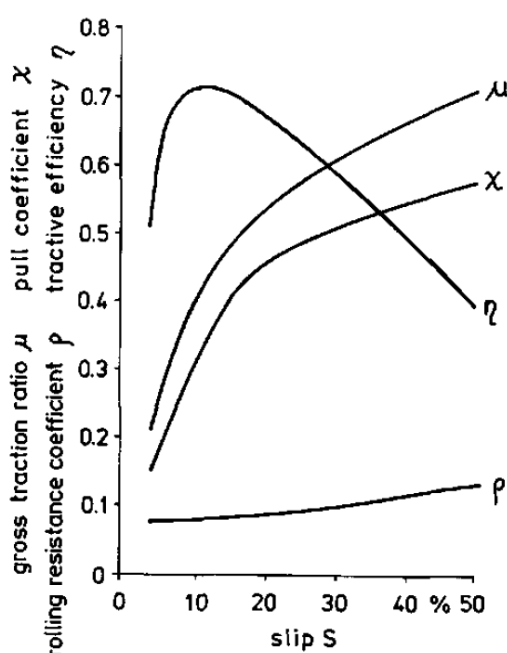
6.2 Prokluz kol

Prokluz kol má vždy v praktických podmínkách nenulovou hodnotu. V případě pohybu vždy existuje relativní pohyb v oblasti vzájemného kontaktu mezi kolem a podložkou (Tijink, 1988). Protože i při jízdě bez zatížení přenáší pojezdové ústrojí výkon potřebný pro překonání valivých odporů, musí určitý prokluz, a tím i ztráta výkonu, existovat u traktorů při nulové tahové síle (Tijink, 1988). Čím je větší síla hnacího pojezdového ústrojí, tím je větší hodnota prokluzu. Jak již bylo poznamenáno výše, při interakci mezi pneumatikami a povrchem půdy je ztraceno cca 20–55 % dostupného výkonu traktoru (Janulevičius a Damanauskas, 2015). Z toho je patrné, že ztráty prokluzem tvoří největší část ztrát kolového traktoru, zvláště při velkých tahových silách. Mimo to může způsobovat menší produktivitu práce, zvýšení nákladů a degradaci struktury půdy (Karparvarfard a Rahmian-Koushkaki, 2015). Nevyužitý výkon

je zmařen deformací půdy a teplem vzniklým třením mezi pneumatikou a podložkou. Grečenkův (1994) výpočet prokluzu dle vzorce:

$$\delta = \frac{v_\delta}{v_t} = \frac{v_t - v_x}{v_t} = 1 - \frac{v_x}{v_t} = 1 - \frac{v_x}{r_v \cdot \omega} \cdot 100 \quad (14)$$

, kde v_t je rychlost valení a v_x reálná rychlost. Analogie výpočtu prokluzu může být pomocí hodnot ideálních a reálných otáček kola traktoru na daném povrchu. Na hodnotu prokluzu má zásadní vliv styčná plocha pneumatiky a podložky, vyšší hodnoty styčné plochy pozitivně působí na prokluz, který klesá.

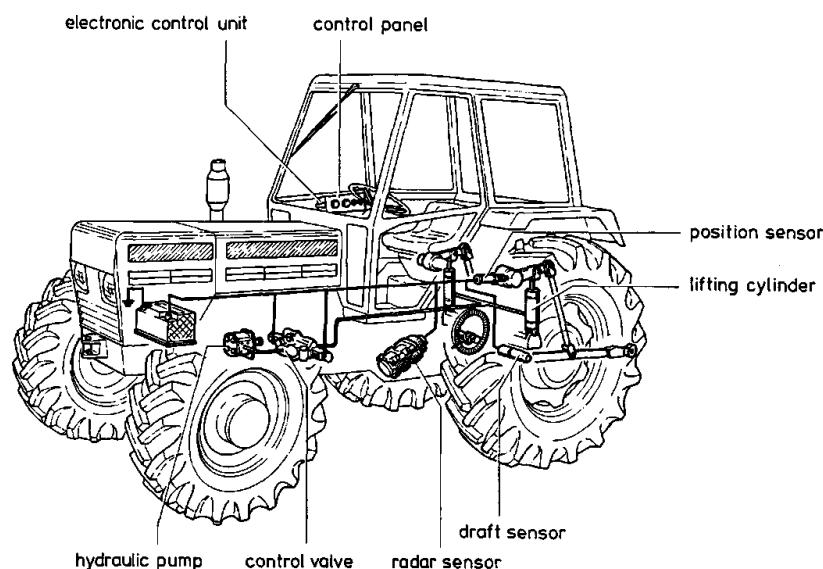


Obr. 16 – Závislost prokluzu traktorového kola na trakčních parametrech (Tijink, 1988),
upraveno

Z obr. 16 je patrné, že maximální tahová síla představuje maximální prokluz a nulovou hodnotu účinnosti. Pro zajištění ekonomické a časové bezúhonnosti je tedy třeba mít co nejnižší hodnoty prokluzu stroje.

Sledování rychlosti hnacího kola (rychlost valení) je snadno odečitatelné, problémem se jeví odečítání rychlosti reálné. Tijink (1988) uvádí, že pro praktické využití se dají využít tzn. Dopplerovy radary. Jedná se o optický systém využívající Dopplerův jev. Radar vysílá mikrovlnný signál, který se odrazí od požadovaného cíle a pak vyhodnocuje změnu frekvence vráceného signálu mezi přijímačem a vysílačem. Výsledná odchylka poskytuje přesné měření

rychlosti traktoru vzhledem k radaru. Dopplerovy radary se mimo jiné používají v zemědělství v automatických řídicích systémech některých strojů pro úpravu dávky tak, aby byla dodržena požadovaná dávka aplikace na danou plochu při změně rychlosti, např. postřikovače (Tijink, 1988). V roce 1985 byl na Agritechnice v Frankfurtu představen systém na ovládání zařízení traktoru s kontrolou prokluzu. V tomto systému počítá elektronika prokluz měřením rychlosti reálné pomocí Dopplerova snímače a rychlosti ideální (teoretická bez prokluzu) měřením vývodového hřídele traktoru. Pokud prokluz překročí nastavenou mez, je vyslán signál k přizvednutí soupravy, což způsobí dotížení zadních hnacích náprav a odlehčení práce (např. orba) a tím se zmenší prokluz.



*Obr. 17 – Elektronický systém ovládání zařízení s kontrolou prokluzu (Tijink, 1988),
upraveno*

Dnešní elektrohydraulické systémy traktorů umožňují regulaci na mezní prokluz. Tato regulace pracuje na stejném principu s tím, že teoretická rychlost soupravy je měřena snímačem, který sleduje otáčky hnacích kol. Obsluha si nastaví požadovaný procentuální limit prokluzu a nastane-li ztráta rychlosti, dojde pomocí hydraulických ramen k přenosu části tíhy stroje na traktor (Bauer et al., 2013). Výhodou elektrohydraulických systémů je možnost regulaci na mezní prokluz kombinovat s ostatními regulačními systémy.

Na zkypleném poli bývá zajištění co nejmenšího prokluzu nejsložitější, limitní hodnota prokluzu by v tomto případě neměla přesahovat 15 % (Janulevičius a Damanauskas, 2015). Prokluz lze eliminovat pomocí přidavné zátěže nebo zvětšením kontaktní plochy pneumatiky. Wong (2009) ovšem zdůrazňuje, že je-li prokluz v terénu menší než 5–7 %, jedná se

o neefektivní využití výkonu traktoru vzhledem k tahovému výkonu, resp. jeho účinnosti. Větší zatížení nápravy má tendenci k menšímu prokluzu a díky tomu značná část energie je spotřebována na pohyb přebytečné hmoty. Z výše uvedeného je patrné, že větší kontakt mezi pneumatikou a půdou zapříčiňuje menší riziko zhutnění půdy a zmenšuje hodnotu valivého odporu. Na základě toho může kontaktní plocha ovlivnit i výnos pěstované plodiny. Hodnota tlaku v pneumatikách je stěžejní pro efektivní chod traktoru vzhledem k trakci i ekologického hlediska půdy (Janulevičius a Damanauskas, 2015). Podle výsledků experimentu (Šmerda a Čupera, 2010) lze dojít k závěru, že nízké nahuštění pneumatiky má největší vliv na tahový výkon traktoru s přípojným strojem, kde je vyžadována nízká rychlost pojezdu a vysoká tažná síla. Zároveň poukazují, že nízké nahuštění pneumatiky nemusí vždy zaručovat tento závěr. Obecně lze však říct, že nižší tlak huštění pneumatik při stejném zatížení a pojezdové rychlosti, způsobuje větší hodnoty tahového výkonu.

6.3 Trakční koeficient

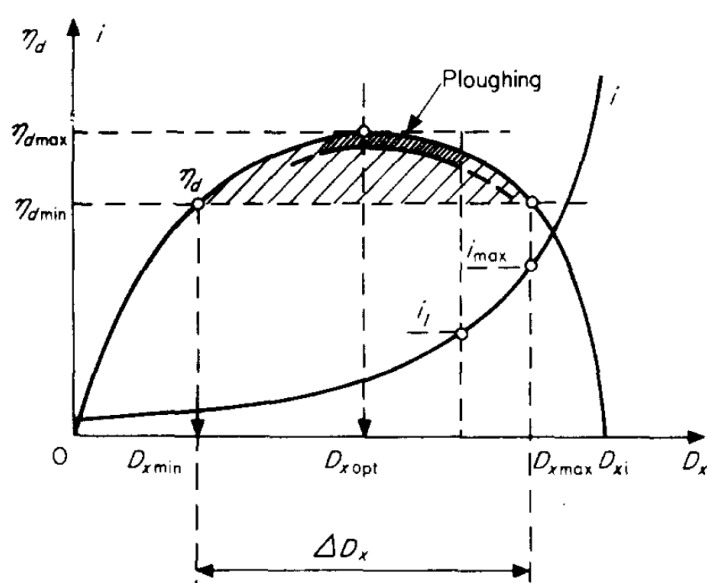
Trakční koeficient vyjadřuje poměr tahové síly a zatížení kol. Wong (2008) uvádí, že tento vztah je používán při hodnocení tahových vlastností terénních vozidel:

$$\mu_{tr} = \frac{F_t}{W_d} \quad (15)$$

, kde F_t je tahová síla, W_d normálové zatížení kol a μ_t trakční koeficient. Ze vzorce je patrné, že s rostoucí hmotností zatížení poháněných kol klesá trakční koeficient. Podle Grečenka (1968) umožňuje trakční koeficient transformovat účinky tahových sil na vlastnosti hnacích kol a tím určit prokluz, a obráceně. Battiato a Diserens (2017) testovali tahové vlastnosti tří traktorů o výkonech v rozmezí 40 až 132 kW a zatížení od 24 do 68 kN. Autoři došli k závěru, že trakční koeficient se zvyšuje s prokluzem a mírně snižuje s narůstajícími tlaky v pneumatikách. Dále autoři poukázali na skutečnost, že se zvyšujícím se zatížením klesá trakční koeficient. Potvrdili tak závislost zatížení, tlaků v pneumatikách a prokluzu na tahových vlastnostech.

6.4 Tahová síla

Jednou z nejdůležitějších aspektů traktoru je jeho tahová síla (např. orba, jiná příprava půdy atd.). Tahová síla je ovlivněna mnoha faktory, například zatížením traktoru, druhem, typem a velikostí pneumatik, způsobem zapojení přípojného stroje na 3bodovém závěsu, charakteristiky přípojného stroje (hloubka, záběr atd.), rychlostí pojezdu, vlastnostmi terénu atd. Při vyšší rychlosti pojezdu je aplikována menší tahová síla a naopak. (Tijink, 1988) uvádí, že vhodné zatížení motoru při hluboké orbě by mělo být 90 % jmenovitých otáček motoru a 90 % točivého momentu vzhledem k jmenovitým otáčkám.



Obr. 18 - Závislost tahové síly na tahové účinnosti (Grečenko, 1968), upraveno

Z obr. 18 lze odečíst optimální tahovou sílu pro maximální tahovou účinnost při orbě. Křivka i značí prokluz.

Grečenko označil pro měření tahových charakteristik dva typy zkoušek:

- Se zatěžováním kontinuálně se měnící silou
- Se zatěžováním traktoru konstantní silou

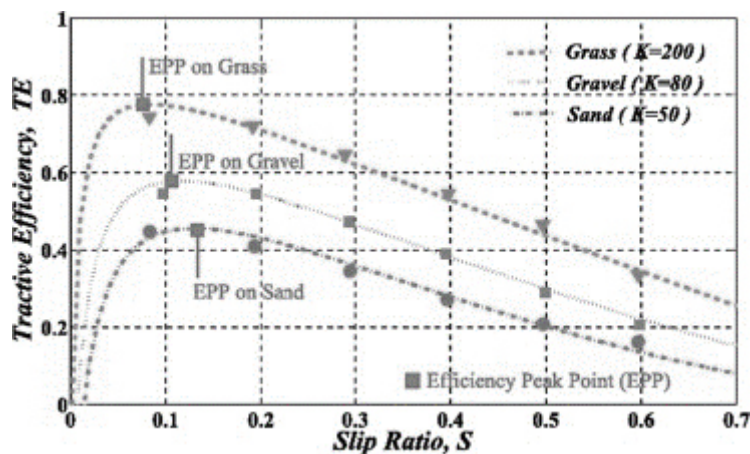
Stále častěji se provádí měření na válcových dynamometrech. Jejich nesporná výhoda spočívá v možnosti měření i jiných vlastností a následná simulace vyhodnocených dat. Tahová charakteristika zobrazuje tahovou sílu, rychlost, spotřebu, případně prokluz a jiné.

6.5 Tahová účinnost

Jak je traktor schopen přeměnit svůj výkon motoru na tahový výkon charakterizuje veličina tahová účinnost (Wong, 2008), která je dána vztahem:

$$\eta_t = \frac{P_t}{P_{emax}} \quad (16)$$

, kde P_t je tahový výkon a P_{emax} je maximální hodnota efektivního výkonu motoru. Z níže uvedeného obrázku č.14 je patrné, že maximální tahová účinnost na různých površích neodpovídá maximálnímu ani minimálnímu prokluzu. Závisí na typu půdy.



Obr. 19 - Závislost tahové účinnosti na prokluzu na různých površích (Jayoung a Jihoung, 2014), upraveno

Battiato a Diserens (2017) se zabývali také působícími vlivy na tahovou účinnost a došli ve svých testech k závěrům, že se snižujícím se prokluzem roste tahová účinnost. Nejvyšší hodnoty účinnosti tří testované traktory v závislosti na výkonu a zatížení dosahovaly při prokluzech 8–12 % pro testovaný traktor č. 1; 6 % pro traktor č. 2 a rozmezí 6–7 % pro traktor č. 3. Autoři uvádí, že při nízkém vzrůstu prokluzu dochází k většímu smykovému posunu půdy, a to má vliv na větší hodnoty tahové účinnosti, avšak v daném limitním rozmezí, po jehož překročení dochází k prudkému poklesu účinnosti. Podobně jako prokluz ovlivňuje tahovou účinnost valivý odpor. Grečenko (1968) uvádí, že tahová účinnost roste se snižujícím se valivým odporem. Battiato a Diserens (2017) dále zkoumali působení tlaku v pneumatikách a zatížení kol na tahovou účinnost. Došli k výsledkům, že rostoucí tlak v pneumatice znamená nižší tahovou účinnost.

Pro vyhodnocení tahových zkoušek je nutné znát průměr jednotlivých hodnot naměřených tahových sil podle vztahu:

$$F_t = \frac{\int_0^{S_0} F_t \cdot ds}{S_0} \quad (17)$$

Dále průměrnou rychlost jízdy a tahový výkon. Tyto veličiny lze určit pomocí výše uvedeného obecného vztahu (3). Měrná spotřeba paliva se určí pomocí vztahu (4). Prokluz kol lze určit pomocí vztahu (5).

Bauer et al. (2013) uvádí, že u náprav s diferenciálem se hnací síla dělí podle tíhy připadající na jednotlivá kola. Vyskytuje-li se rozdílné svislé zatížení kol, budou také rozdílné prokluzy. Střední hodnota prokluzu se tedy stanoví dle vztahu:

$$\delta_n = \frac{\delta_L + \delta_P - 2\delta_L \cdot \delta_P}{2 - (\delta_L + \delta_P)} \quad (18)$$

Při tahových zkouškách je důležitým ukazatelem závislost prokluzu na tahové síle, či na součiniteli záběru. Součinitel záběru je definován jako poměr hnací síly ku tíze traktoru, hnací síla jako součet tahové síly a valivého odporu (Bauer et al., 2013):

$$\mu = \frac{F_h}{G} = \frac{F_t + F_v}{G} \quad (19)$$

Pro vyjádření vztahu prokluzu kol na součiniteli záběru se vychází z působící hnací síly F_h ve styčné ploše pneumatiky S_o na podložku a následná integrace po délce styčné plochy l_s (Bauer et al., 2013):

$$F_h = \int_0^{l_s} dF_h = \int_0^{l_s} \tau(j) \cdot b \cdot dx \quad (20)$$

Plochu pneumatiky s podložkou lze podle Grečenka (1994) definovat jako obdélníkovou plochu vyjádřenou vztahy:

$$S_0 = b \cdot l_s = \sqrt{\frac{b_k \cdot S_0}{c_4 \cdot d_k}} \cdot \sqrt{\frac{c_4 \cdot d_k \cdot S_0}{b_k}} \quad (21)$$

, kde b_k vyjadřuje šířku pneumatiky a d_k průměr nezátížené pneumatiky – obě hodnoty jsou tabulkové z katalogu. S_0 určuje styčnou plochu a c_4 bezrozměrný součinitel, který má hodnoty pro pneumatiky:

radiální - 0,39

diagonální - 0,36

Deformaci lze vyjádřit vztahem:

$$j_k = j_0 + k_j \cdot q_s \quad (22)$$

Její řešením lze získat rovnici prokluzu vyjádřenou vztahem:

$$\delta = \frac{j_k}{2 \cdot l \cdot \mu_m} \cdot \frac{3 \cdot \mu_m \cdot \mu - 2 \cdot \mu^2}{\mu_m - l \cdot \mu} \quad (23)$$

Tuto rovnici je nutno doplnit o vlastnosti, které ovlivňují prokluz, tím jsou koheze půdy c , deformace j_k a úhel vnitřního tření ϕ :

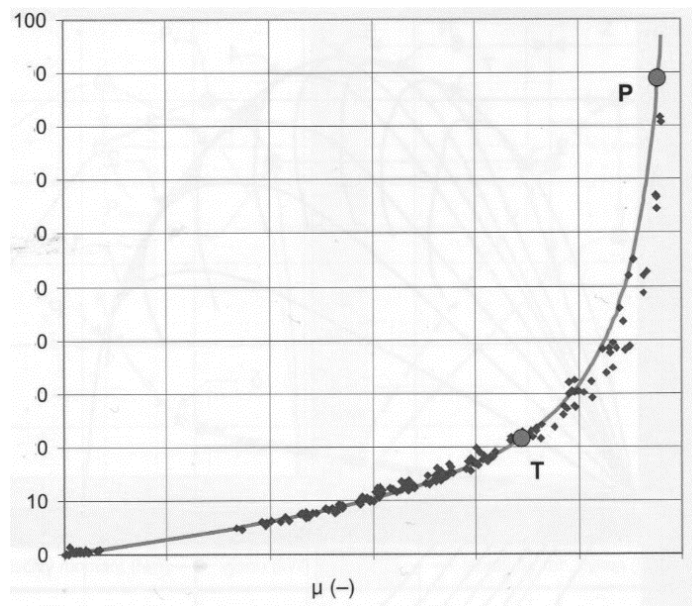
$$j_k = \delta_k \cdot l \quad (24)$$

$$\mu_m = \frac{c}{q_s} + \tan \phi \quad (25)$$

, kde δ_k označuje prokluz, q_s střední měrný tlak a δ_m maximální součinitel záběru. Po výsledné úpravě lze pomocí rovnice určit prokluz kol stroje, který je zatížen určitým tahovým odporem (Bauer et al., 2013). Obecná rovnice má tvar:

$$\delta = \frac{\delta_k}{2 \cdot \mu_m} \cdot \frac{3 \cdot \mu_m \cdot \mu - 2 \cdot \mu^2}{\mu_m - \mu} \quad (26)$$

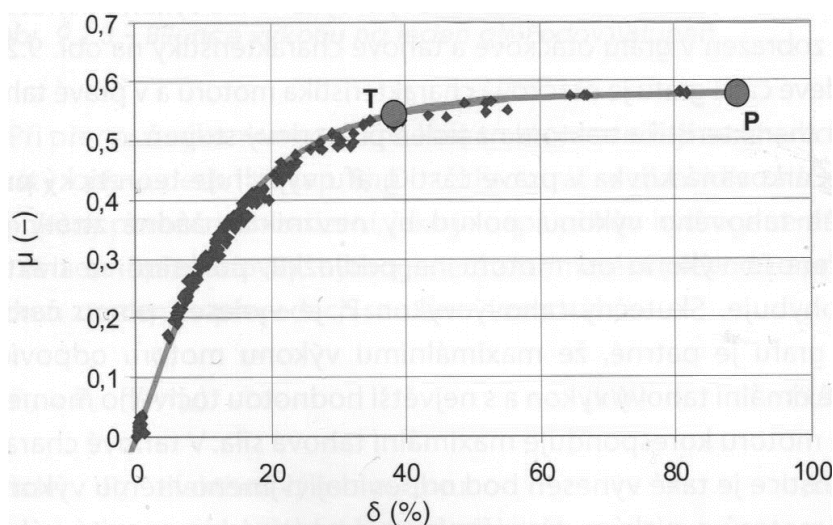
Poté se naměřené hodnoty prokluzu a součinitele záběru vynesou do grafu.



Obr. 20 - Prokluzová křivka kol traktoru JD 7820 v závislosti na součiniteli záběru, měřeno na válcovém dynamometru (Bauer et al., 2013), upraveno

Po vynesení hodnot do grafu se vhodně stanoví body T a P. Následným dosazováním souřadnic těchto zvolených bodů do obecné rovnice lze pomocí dvou rovnic o dvou neznámých určit hledané parametry prokluzu a součinitele záběru (Bauer et al., 2013).

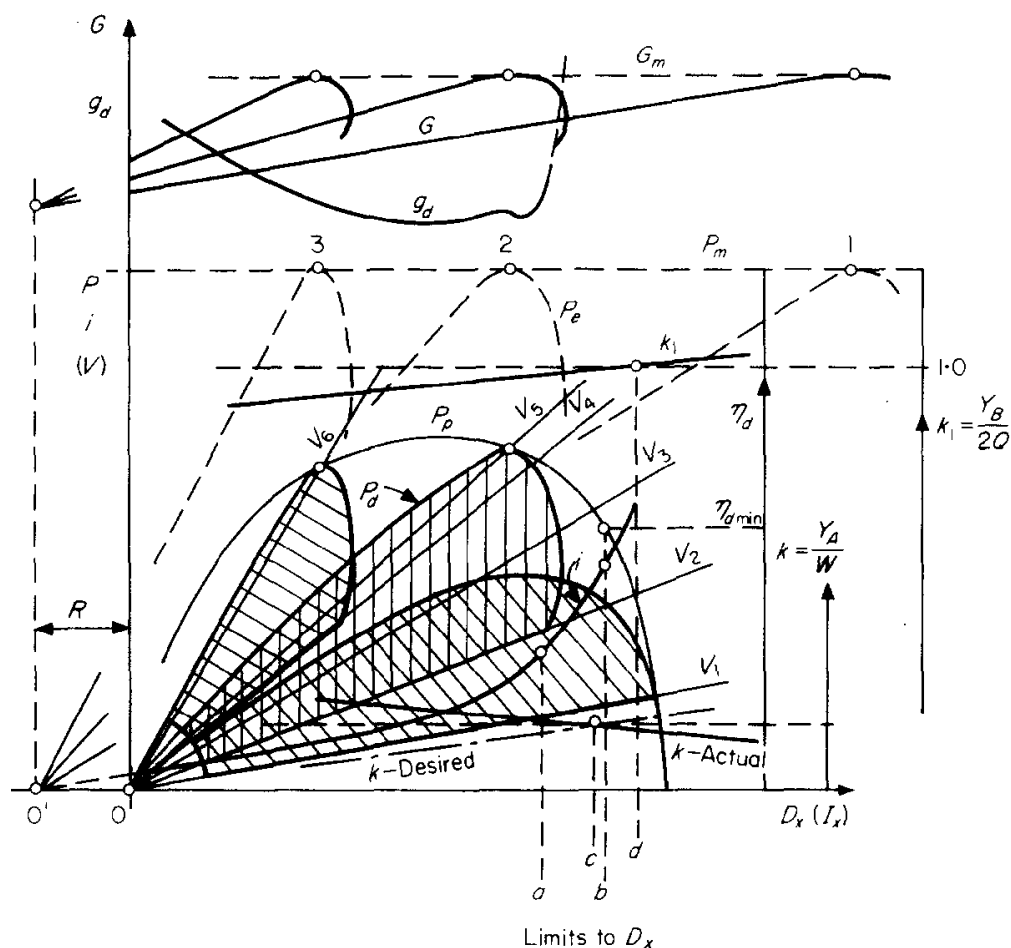
Převrácená hodnota této závislosti – tedy závislost součinitele záběru na prokluzu, se nazývá prokluzová křivka a díky ní lze opačným způsobem určit limitní tíhové a tahové zatížení při stanovené hodnotě prokluzu. Bauer et al. (2013) uvádějí, že pro vypočtení koeficientů těchto křivek lze využívat i statistické metody.



Obr. 21 - Průběh součinitele záběru traktoru JD 7820 v závislosti na prokluzu kol (Bauer et al., 2013), upraveno

6.6 Tahová charakteristika

Tahová charakteristika poskytuje ucelený přehled o tahových vlastnostech traktorů.



Obr. 22 - Tahová charakteristika a faktory ovlivňující tahovou schopnost traktoru
(Grečenko, 1968), upraveno

Z grafu je patrné, že měřený traktor měl stupňovitou převodovku a měření probíhalo na třech převodových stupních. Je zde vyneseno průběh tahového výkonu na jednotlivé převodové stupně v závislosti na tahové síle. Dále měrná spotřeba paliva a rychlost v rámci jednotlivých převodových stupňů. Křivka P_d (nový standard Pt) představuje tahový výkon a křivka P_m jmenovitý výkon motoru. Obalová křivka P_p vyjadřuje potenciální tahový výkon. Toho však nelze dosáhnout z důvodu použití stupňovité převodovky, z grafu jsou patrné ztrátové plochy pod křivkou potenciálního výkonu. Tyto plochy jsou zapříčiněné nutností použití spojky při přecházení u mechanických převodovek. U převodovky s plynulou změnou poměru se tahový výkon pohybuje v oblasti potenciálního výkonu.

Tahový výkon traktoru kromě prostředí, ve kterém pracuje, ovlivňují také technické vlastnosti traktoru. Dle Bauera et al. (2013) jsou nejdůležitějšími parametry ovlivňující změnu tahové charakteristiky:

- Převýšení točivého momentu
- Vliv typu převodovky
- Hmotnost
- Vliv navýšení výkonu
- Kombinovaný odběr výkonu
- Huštění pneumatik
- Konstrukce podvozku
- Vliv povrchu
- Omezení tahového výkonu výrobcem

Tahovou sílu a průjezdnost v terénu kolových traktorů lze zvýšit pomocí následujících prostředků (Grečenko, 1994):

- a. Uzávěrka diferenciálu – např. při prokluzu na jedné straně, orba, jízda do svahu
- b. Přídavnou zátěží – na všech suchých půdách a mokřích písčítých, přídavná zátěž by měla mít co největší podíl na hnacích kolech pro zajištění dobrých tahových vlastností
- c. Dvojmontáž – zlepšení tahových vlastností
- d. Provedení pneumatik – pro měkký a mazlavý terén je vhodné vyšší dezén pneumatiky, pro tvrdý podklad je vyšší dezén spojen se ztrátou trakce
- e. Větší počet hnacích náprav, polopásky, klecová kola atd. – zlepšení záběrových vlastností traktoru

7 Výsledky a diskuze – zhodnocení specifických faktorů pro individuální terénní podmínky s odkazem na platné vztahy v oboru terramechanika

Kolové traktory mají v zemědělství nezastupitelnou hodnotu pro pomoc zemědělcům při práci nejen na poli. Mají za sebou poměrně dlouhou historii, během níž se ustálily některé způsoby konstrukce. Požadavky společnosti na zemědělskou techniku jsou především ekologické a ekonomické. Traktory musí splňovat přísné emisní normy, jejich efektivita musí být co největší, a zvláště v polních pracích nesmí způsobovat škodlivou degradaci půdy – zhutnění, eroze atd. (Sunusi, 2020). Janulevičius a Damanauskas (2015) píše, že nejčastěji jsou traktory vybaveny pohonem všech kol a díky tomu tyto stroje disponují větším tahem a menším prokluzem. Dwyer et al. (1977) ve své práci uvádí, že traktor s pohonem všech kol bude mít výkon vždy větší o 20–25 %. Moitzi et al. (2013) se ve svém výzkumu zabýval energetickou bilancí při orbě nebo kultivaci s ohledem na zatížení brázd. Ve své práci si potvrdil předpoklad, že prokluz kol kriticky ovlivňuje spotřebu paliva a výkonnost. Dále uvádí, že využití technologie kontroly trakce u pluhů snižuje spotřebu paliva mezi 10–11,5 %. Keller et al. (2002) podotýká, že tzn. „On-land“ orba je možným řešením k ochraně zhutnění podloží. Pro dobré podmínky orby je nutné mít správně seřízené nářadí vůči traktoru (McLaughlin et al., 2008). U nesených pluhů se jedná především o nastavení třetího bodu a ramen. Nejsou zde žádoucí boční síly na plazy a pluh by měl být vodorovný s podložkou. Podle Taghavifar a Mardani (2013) je tahový výkon ovlivněn svislým zatížením kol, tlakem v pneumatikách a prokluzem. U problematiky zatížení kol Wong (2009) poznamenal, že větší zatížení nemusí mít vždy pozitivní dopad na efektivnost provozu. Dále uvádí, že prokluz by neměl klesnout v terénu pod 5–7 %. Ve své práci poznamenal, že značná část energie může být spotřebována na pohyb zátěže. Výsledky práce Battiaty a Diserense (2017) ukazují závislost tahové síly, trakčního koeficientu a tahové účinnosti na tlaku v pneumatikách a zatížení kol. Šmerda a Čupera (2010) dochází ve výzkumu k závěru, že nižší nahuštění pneumatik má pozitivní vliv na tahový výkon traktoru v agregaci s přípojným strojem, kde je vyžadována nízká pracovní rychlost. Zároveň poukazují na fakt, že nízké nahuštění pneumatik automaticky negarantuje lepší tahovou charakteristiku. Komandi (1999) ve své publikaci uvádí, že hnací moment primárně překonává valivý odpor a až sekundárně ovlivňuje plochu mezi kolem a půdou ve formě síly působící na půdu. Pope (1971) si ve své práci ověřil, že rychlost valení ovlivňuje odpor valení, zejména velké rychlosti. Podobných výsledků bylo dosaženo při ověřování

působení tlaku huštění pneumatik na hodnoty valivého odporu (Elwaleed et al., 2006). Je zřejmé, že se u vyšších hustících tlacích bude snižovat valivý odpor a opačně (Taghaviar a Mardani, 2013). Stejní autoři uvádí, že při zvyšujícím se vertikálním zatížení řádově vzrůstá valivý odpor. Sunusi et al. (2020) uvádí, že prokluzu lze zabránit pomocí elektronického systému kontroly trakce. Autor dále uvádí, že kontrola trakce zajišťuje, že síla mezi kolem a povrchem půdy se efektivně využívá ke zlepšení spotřeby, stability vozidla a říditelnosti. Současným cílem výzkumu v oblasti kontroly trakce je zaměření na individuální podmínky. Tedy maximalizovat tahový výkon, je-li na něj požadavek a na druhou stranu vhodně optimalizovat prokluz, pokud je požadavek na výkon nižší (Sunusi et al., 2020). Existují metody pro odhad prokluzu ještě předtím, než k němu dojde. Tento systém využívá například GPS-RTK, řídicí jednotku traktoru, senzory a algoritmy pro predikci prokluzu. Sunusi et al. (2020) uvádí, že současnou nevýhodou tohoto systému je podávaná informace pouze o orné půdě, a to může vést k nepřesným výsledkům.

Dwyer (1982) ve své práci uvedl, že kolové traktory mají své limity, především co se týče kontaktní plochy na půdu a z toho vyplývajících ostatních vlastností. Rackham a Blight (1985) testovali pásový traktor, traktory s pohonem jedné a dvou náprav na různých površích a došli k výsledkům, že pásový traktor dosahoval v každých podmínkách většího tahového potenciálu než kterýkoli z kolových traktorů. Z konstrukce podvozku pásového traktoru je patrné, že pásy mají větší kontaktní plochu s podložkou a lépe tak rozkládají tíhu traktoru, způsobují tedy menší tlak na půdu. Podle Culshawovi (1988) studie je možné v praxi použít pásový traktor o menší hmotnosti k táhnutí stejného přípojného stroje jako kolový traktor s identickým výkonem motoru.

Culshaw (1988) naproti tomu uvádí, že hlavní výhodou konvenčního traktoru oproti pásovému je jeho lepší obratnost, říditelnost a obecně větší univerzálnost. Ačkoliv mají pásové traktory lepší tahové vlastnosti a jsou šetrnější k půdě, jejich zastoupení v ČR je minimální. Autor BP se domnívá, že hlavními důvody jsou: jejich malá univerzálnost a cena. Kvůli větší mechanické složitosti pásových jednotek bývají kladeny větší nároky na čistotu hnacího ústrojí a na vniknutí cizích předmětů. Servisní mechanici uvádí, že na rozdíl od pneumatiky u pásu dochází i k vnitřnímu opotřebením. Náklady na údržbu a servis jsou tedy větší a společně s vyšší pořizovací cenou to může představovat handicap při koupi stroje. Pásové traktory mají mnohdy omezenou maximální rychlost a při jízdě po asfaltové komunikaci dochází k většímu opotřebením pásů. Pro obsluhu mohou představovat v jistých podmínkách provozu menší jízdní komfort v podobě vibrací, které pneumatiky lépe tlumí.

8 Závěr

V první části bakalářské práce bylo za úkol stručně seznámit čtenáře s trendem v oblasti konstrukce zemědělských traktorů. Byl popsán základní princip fungování spalovacího motoru s důrazem na ztráty výkonů. V části pojednávající o převodovém ústrojí byly popsány jednotlivé části traktoru.

V druhé části byly nastíněny metody trakčních a výkonových parametrů terénních vozidel. Práce popisuje provozní vlastnosti kolových traktorů. Prokluz, valivý odpor, parametry terénu, tahové vlastnosti. Také byly popsány pneumatiky a vývoj v této oblasti.

Ve třetí části bylo na základě odborné literatury provedeno zhodnocení specifických faktorů s odkazy na platné vztahy v oboru terramechanika. Diskutovány byly účinky prokluzu, valivého odporu, tlaku huštění v pneumatikách a kontroly trakce. Dále byly uvedeny rozdíly mezi kolovými a pásovými traktory a zhodnocení jejich výhod a nevýhod.

Spotřeba paliva tvoří zásadní část provozních nákladů traktoru. Při ročním nárůstu světové populace cca o 15 mil. obyvatel a neustále vyšší spotřebě pohonných paliv, lze předpokládat, že cena ropy do budoucna stále poroste. Dle mého názoru lze očekávat neustále větší požadavky na efektivitu provozu traktorů, a tak je zapotřebí důkladně testovat trakční vlastnosti a možnosti jejich zlepšení.

9 Seznam použitých zdrojů

Agriaffaires. [Online] [Citace: 1. leden 2021.] foto z inzerátu prodeje traktoru. <https://www.agriaffaires.cz/pouzite-zarizeni/traktor-zemedelsky/40544935/john-deere-7530-ap-50.html>.

Battiato, A., Diserens, E. 2017. Tractor traction performance simulation on differently textured soils and validation: A basic study to make traction and energy requirements accessible to the practice. *Soil and Tillage Research*. 2017, Sv. 166, stránky 18-32. ISSN: 0167-1987. doi: 10.1016/j.still.2016.09.005.

Bauer, F., Sedlák, P., Čupera, J., Polcar, A., Fajman, M., Šmerda, T., Katrenčík, J. 2013. *Traktory a jejich využití*. 2. Praha : Profi Press s. r. o., 2013. ISBN 978-80-86726-52-6.

Brant, V., Kroulík, M., Kapička, J., Lang, J., Petrus, D., Novotný, I. 2018. články: *web agromanual*. [Online] 2. červenec 2018. [Citace: 21. únor 2019.] <https://www.agromanual.cz/cz/clanky/technologie/pudni-blok-a-jeho-parametry-ve-vztahu-k-obhospodarovani-1-obecne-principy>. ISSN.

Brennenstul, M., Cholenský, D. 2015. *agrojournal*. [Online] 2015. <https://www.agrojournal.cz/clanky/charakteristika-pneumatiky-pro-zemedelstvi-38>.

Crolla, D. 2009. *Automotive Engineering: Powertrain, Chassis System and Vehicle Body*. 1th Ed. 2009. str. 850. ISBN: 978-3895783715.

Culshaw, D. 1988. Rubber tracks for traction. *Journal of Terramechanics*. 1988, Sv. 25, 1. ISSN: 0022-4898. doi: 10.1016/0022-4898(88)90063-8.

Dwyer, M.J. 1982. Agricultural engineering — State-of-the-art report. *Journal of Terramechanics*. 1982, Sv. 19, 1, stránky 9-29. ISSN: 0022-4898. doi: 10.1016/0022-4898(82)90025-8.

Dwyer, M.J., McAllister, M., Evernden, D.W. 1977. Comparison of the tractive performance of a tractor driving wheel during its first and second passes in the same track. *Journal of Terramechanics*. 1977, Sv. 14, stránky 1-10. ISSN: 0022-4898. doi: 10.1016/0022-4898(77)90022-2.

Elwaleed, A.K., Yahia, A., Zohandie, M., Ahmad, D., Kheiralla, A.F. 2006. Effect of inflation pressure on motion resistance ratio of a high-lug agricultural tyre. *Journal of Terramechanics*. 2006, Sv. 43, 2. ISSN: 0022-4898. doi: 10.1016/j.jterra.2004.08.006.

Grečenko, A. 1968. Predicting the performance of wheel tractors in combination with implements. *Journal of Agricultural Engineering Research*. 1968, Sv. 13, 1, stránky 49-63. ISSN: 0021-8634. doi: 10.1016/0021-8634(68)90120-0.

Grečenko, A., Prikner, P. 2014. Tire rating based on soil compaction capacity. *Journal of Terramechanics*. 2014, Sv. 52, stránky 77-92. ISSN: 0022-4898. doi: 10.1016/j.jterra.2013.08.001

Grečenko, A. 1967. Binomic slip-thrust equation for tractors on predominantly frictional soils. *Journal of Terramechanics*. 1967, Sv. 4, 4, stránky 37-54. ISSN: 0022-4898. doi: 10.1016/0022-4898(67)90020-1.

Grečenko, A. 1984. Operation on steep slopes: State-of-the-art report. *Journal of Terramechanics*. 1984, Sv. 21, 2, stránky 181-194. ISSN: 0022-4898. doi: 10.1016/0022-4898(84)90020-X.

Grečenko, A. 1994. *Vlastnosti terénních vozidel*. Praha : Česká zemědělská univerzita, 1994. ISBN 80-213-0190-2.

Grisso, R., Pitman, R., Perumpral, J. V., Vaughan, D., Robertson, G. T., Hoy, R. M. 2011. Gear Up and Throttle Down to Save Fuel. místo neznámé : VCE Publication, 2011, stránky 442-450. http://pubs.ext.vt.edu/442-450/442-450_pdf.pdf

İnce, E., Güler, M. 2020. On the advantages of the new power-split infinitely variable transmission over conventional mechanical transmissions based on fuel consumption analysis. *Journal of Cleaner Production*. 2020. ISSN: 09596526. doi: 10.1016/j.jclepro.2019.118795.

Janák, J. 2020. *Agroportal24h*. [Online] 30. prosinec 2020. https://www.agroportal24h.cz/clanky/soucasny-stav-v-konstrukci-traktorovych-pneumatik-zvladnou-vysoke-zatizeni-i-provoz-pri-snizenem-tlaku?fbclid=IwAR2urqXdYO-k7t7ONkLPUiGlis6qm4oAUToejgZNA7c7_OwKo8Dsi8KrhE.

Jandora, R. 2000. Maturitní otázky do fyziky. [Online] 2000. <http://radek.jandora.sweb.cz/fyzika.htm>.

Janulevičius, A., Damanauskas, V. 2015. How to select air pressures in the tires of MFWD (mechanical front-wheel drive) tractor to minimize fuel consumption for the case of reasonable wheel slip. *Energy*. Kaunas : Aleksandras Stulginskis University, Lithuania, 2015, stránky 691-700. ISSN: 0360-5442. doi: 10.1016/j.energy.2015.07.099.

Jayoung, K., Jihong, L. 2014. Intelligent slip-optimization control with traction-energy trade-off for wheeled robots on rough terrain. 2014, stránky 14-18. ISBN: 978-1-4799-6934-0. doi: 10.1109/IROS.2014.6942819.

Jedlička, M. 2016. *Agroportal24h*. [Online] 1. prosinec 2016. <https://www.agroportal24h.cz/clanky/mitas-aircell-zasadne-zrychluje-husteni-pneumatik>.

Karparvarfard, S.H., Rahmanian-Koushkaki, H. 2015. Development of a fuel consumption equation: Test case for a tractor chisel-ploughing in a clay loam soil. *Biosystems Engineering*. 2015, 130, stránky 23-33. ISSN: 1537-5110. doi: 10.1016/j.biosystemseng.2014.11.015.

Keen, A., Hall, N., Soni, P., Gholkae, M. D., Cooper, S., Feros, J. 2013. A review of the tractive performance of wheeled tractors and soil management in lowland intensive rice production. *Journal of Terramechanics*. 2013, Sv. 50, stránky 45-62. ISSN: 0022-4898. doi: 10.1016/j.jterra.2012.08.001.

Keller, T., Trautner, A., Arvidsson, J. 2002. Stress distribution and soil displacement under a rubber-tracked and a wheeled tractor during ploughing, both on-land and within furrows. *Soil and Tillage Research*. 2002, Sv. 68, stránky 39-47. ISSN: 0167-1987. doi: 10.1016/S0167-1987(02)00082-X.

- Komandi, G.. 1999. An evaluation of the concept of rolling resistance. *Journal of Terramechanics*. 1999, Sv. 36, 3, stránky 159-166. ISSN: 0022-4898. doi: 10.1016/S0022-4898(99)00005-1.
- Kumhála, F., Heřmánek, P., Mašek, J., Kvíz, Z., Honzík, I. 2007. *Zemědělská technika, stroje a technologie pro rostlinou výrobu*. Praha : Česká zemědělská univerzita v Praze, 2007. ISBN 978-80-213-1701-7.
- Kutzbach, H.D. 2000. Trends in power and machinery. *Journal of Agricultural and Engineering Research*. 2000, stránky 237-247. ISSN: 0021-8634. doi: 10.1006/jaer.2000.0574.
- McLaughlin, N. B., Drury, C. F., Reynolds W. D., Yang, X. M., Li, Y. X., Welacky, T. W., Steward, G. 2008. Energy inputs for conservation and conventional primary tillage implements in a clay loam soil. 2008. doi: 10.13031/2013.25231.
- Michal, J.. 2018. *Trakční vlastnosti trialových off-road vozidel, Diplomová práce*. Praha : ČZU, 2018.
- Miler, P. [Online] <https://slideplayer.cz/slide/11193191/>.
- Moitzi, G., Haas, M., Wagentristl, H., Boxberger, J., Gronauer, A. 2013. Energy consumption in cultivating and ploughing with traction improvement system and consideration of the rear furrow wheel-load in ploughing. *Soil and Tillage Research*. 2013, Sv. 134, stránky 56-60. ISSN: 0167-1987. doi: 10.1016/j.still.2013.07.006.
- Nortcliff, S. 2009. *The Soil: Nature, Sustainable Use, Management, and Protection. An Overview*. 2009. stránky 58-68.
- Obringer, L. A. 2020. How Self-inflating Tires Work. *auto.howstuffworks*. [Online] 29. prosinec 2020. <https://auto.howstuffworks.com/self-inflating-tire2.htm>.
- Plackett, C.W. 1985. A review of force prediction methods for off-road wheels. *Journal of Agricultural Engineering Research*. 31, 1985, Sv. 1, stránky 1-29. ISSN: 0021-8634. doi: 10.1016/0021-8634(85)90122-2.
- Pope, R.G. 1971. The effect of wheel speed on rolling resistance. *Journal of Terramechanics*. 1971, Sv. 8, stránky 51-58. ISSN: 0022-4898. doi: 10.1016/0022-4898(71)90075-9.
- Rackham, D.H., Blight, D.P. 1985. Four-wheel drive tractors—A review. *Journal of Agricultural Engineering Research*. 1985, Sv. 31, 3, stránky 185-201. ISSN: 0021-8634. doi: 10.1016/0021-8634(85)90087-3.
- Sajdl. [Online] [Citace: 29. prosinec 2020.] <https://www.autolexicon.net/cs/articles/ctis-central-tire-inflation-system/>.
- Sandu, C., Taheri, S., Taheri, S., Gorsich, D. 2019. Hybrid Soft Soil Tire Model (HSSTM). Part I: Tire material and structure modeling. *Journal of Terramechanics*. 2019, Sv. 86, stránky 1-13. ISSN 0022-4898. doi: 10.1016/j.jterra.2019.08.002.
- Sunusi, I., Zhou, J., Wang, Z., Sun, Ch., Ibrahim, E., Opiyo, S., Korouhou, T., Soomro, S. A., Sale, N. A., T.O., O.,. 2020. Intelligent tractors: Review of online traction control process. *Computers and Electronics in Agriculture*. 2020, 170. ISSN: 0168-1699. doi: 10.1016/j.compag.2019.105176.

- Svatoš, J., Frolík, J. 2000. *Základy zemědělské techniky*. České Budějovice : Jihočeská univerzita, Zemědělská fakulta, 2000.
- Šleger, V., Neuberger, P. 2011. *Dynamika s příklady od A do Z*. Praha : ČZU, 2011. ISBN 978-80-213-2167-0.
- Šleger, V., Neuberger, P. 2006. *Statika*. Praha : Česká zemědělská univerzita v Praze, 2006. ISBN 80-213-0855-9.
- Šmerda, T., Čupera, J. 2010. Tire inflation and its influence on drawbar characteristics and performance – Energetic indicators of a tractor set. *Journal of Terramechanics*. Brno : autor neznámý, 2010, stránky 395-400. ISSN: 0022-4898. doi: 10.1016/j.jterra.2010.02.005.
- Šmerda, T., Čupera, J., Bauer, F., Sedlák, P., Preč, M. 2009. zemědělec. [Online] Profi Press s. r. o., 2009. <https://www.zemedelec.cz/vykon-motoru-a-univerzalnost-stroje/>.
- Taghaviar, H., Mardani, A. 2013. Investigating the effect of velocity, inflation pressure, and vertical load on rolling resistance of a radial ply tire. *Journal of Terramechanics*. 2013, Sv. 50, stránky 99-106. ISSN: 0022-4898. doi: 10.1016/j.jterra.2013.01.005
- Taghavifar, H., Mardani, A. 2015. Evaluating the effect of tire parameters on required drawbar pull energy model using adaptive neuro-fuzzy inference system. *Energy*. 2015, stránky 586-593. ISSN: 0360-5442. doi: 10.1016/j.energy.2015.03.072.
- Tijink, F.G.J. 1988. *Load-Bearing Processes In Agricultural Wheel-Soil Systems*. 1988. Disertační práce. ISBN 9090019685.
- Trattoriweb. 2015. [Online] 1. Zář 2015. [Citace: 1. Leden 2021.] <https://www.trattoriweb.com/mitas-aircell-il-segreto-del-variogrip-pro/>.
- Wong, J.Y. 2009. *Terramechanics and Off-Road Vehicle Engineering, 2nd Ed: Terrain Behaviour, Off-Road Vehicle*. 2009. str. 488. ISBN: 978-0750685610.
- Wong, J.Y. 2008. *Theory of Ground Vehicles, 4th Ed*. 2008. str. 592. ISBN: 978-0470170380.
- Xiong, Yi., Tuononen, A. 2015. Rolling deformation of truck tires: Measurement and analysis using a tire sensing approach. *Journal of Terramechanics*. 2015, stránky 33-42. ISSN: 0022-4898. doi: 10.1016/j.jterra.2015.07.004.