

MENDELOVA UNIVERZITA V BRNĚ
AGRONOMICKÁ FAKULTA

DIPLOMOVÁ PRÁCE

BRNO 2015

ÁDÁM MIZSÉRI

Mendelova univerzita v Brně
Agronomická fakulta
Ústav techniky a automobilové dopravy



Vliv huštění pneumatik na tahové vlastnosti traktorů

Diplomová práce

Vedoucí práce:

Prof. Ing. František Bauer, CSc.

Vypracoval:

Bc. Ádám Mizséri

Brno 2015

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem práci: *Vliv huštění pneumatik na tahové vlastnosti traktorů* vypracoval samostatně a veškeré použité prameny a informace uvádím v seznamu použité literatury. Souhlasím, aby moje práce byla zveřejněna v souladu s § 47b zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách ve znění pozdějších předpisů a v souladu s platnou Směrnicí o zveřejňování vysokoškolských závěrečných prací.

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

Dále se zavazuji, že před sepsáním licenční smlouvy o využití díla jinou osobou (subjektem) si vyžádám písemné stanovisko univerzity, že předmětná licenční smlouva není v rozporu s oprávněnými zájmy univerzity, a zavazuji se uhradit případný příspěvek na úhradu nákladů spojených se vznikem díla, a to až do jejích skutečných výše.

V Brně, dne:.....

.....

podpis

Poděkování

Na tomto místě bych rád poděkoval Prof. Ing. Františku Bauerovi, CSc. za cenné připomínky a odborné rady, kterými přispěl k vypracování této bakalářské práce.

Abstrakt

V diplomové práci je popsán vztah mezi pojezdovým ústrojí a půdou a současné použité trendy v oblasti použití pneumatik. Jsou uvedeny a popsány jednotlivé typy konstrukce pneumatik. Hlavním cílem diplomové práce je vypracovat metodiku pro experimentální měření tahových vlastností traktoru a analyzovat změny tahové charakteristiky vlivem změn tlaku huštění v pneumatikách. Naměřena a vypočtená data jsou zpracovány regresní analýzou.

Klíčová slova:

Traktor, tlak huštění pneumatik, tahový výkon, OECD

Abstract

The thesis describes the bearing between the chassis and the land, and current trends used of tires. Are listed and described the different types of tire construction. The main objective of this thesis is to describe a methodology for the experimental measurement of the drawbar properties of the tractor and analyze changes in drawbar performance due changes in inflation pressure of the tires. Measured and calculated data are processed by regression analysis.

Key words:

Tractor, pressure of the tires, drawbar power, OECD

Obsah

1.	ÚVOD	6
2.	TERÉN.....	7
2.1	Průjezdnost terénu	7
2.2	Důvody utužení půdy	8
3.	Vztah mezi pojezdovým ústrojím a podložkou	9
3.1	Svislé namáhání pneumatik.....	9
3.2	Mechanika hnacího kola	11
4.	ZEMĚDĚLSKÉ PNEUMATIKY	13
4.1	Konstrukce pneumatik	13
4.1.1	Diagonální pneumatiky.....	14
4.1.2	Radiální pneumatiky	15
4.2	Označení pneumatik.....	16
4.3	Typy zemědělských pneumatik.....	18
4.4	Technologie Ultraflex firmy Michelin	18
4.5	Použití pneumatik.....	19
4.5.1	Centrální regulace tlaku	20
4.5.2	Nové technické řešení při nastavování tlaku huštění.....	21
4.5.3	Použití dvojmontáží	22
4.5.4	Dotížení pneumatik pomocí kapalinou	22
5.	TAHOVÁ CHARAKTERISTIKA	23
5.1	Měření tahových charakteristik.....	23
5.2	Změny tahové charakteristiky	24
5.2.1	Navýšení výkonu motoru.....	24
5.2.2	Převýšení točivého momentu.....	25
5.2.3	Změna hmotnosti vozidla.....	26
5.2.4	Změna tlaku huštění v pneumatikách	26
6.	CÍL PRÁCE	28
7.	METODIKA MĚŘENÍ.....	29
7.1	Použitá technika	29
7.2	Měření tahových vlastností	31

7.2.1	Použitá měřicí zařízení.....	32
7.3	Parametry motoru ze sítě CAN-Bus.....	33
7.4	Metodika vyhodnocení tahových zkoušek.....	36
8.	VYHODNOCENÍ MĚŘENÍ.....	37
8.1	Vyhodnocení tahových vlastností	40
8.2	Vyhodnocení tahové účinnosti.....	48
9.	DISKUZE	50
10.	ZÁVĚR	53
	Příloha 1 Tahová charakteristika traktoru JD 8320R při tlaku huštění pneumatik 160/140 kPa	
	Příloha 2 Tahová charakteristika traktoru JD 8320R při tlaku huštění pneumatik 120/100 kPa	

1. ÚVOD

Moderní a ziskové zemědělství je nepředstavitelné bez využití novodobých výkonných traktorů. Většina použitých traktorů mají kolový podvozek, jelikož tyto podvozky zodpovídají nejvíce podmínkám půdy v naší oblasti. Pneumatika je vzduchem plněná pružná část dopravních prostředků. Zajišťuje přenos sil mezi koly a podložkou, a působí hlavně jako primární odpružení vozidla. V zemědělství jsou tyto pneumatiky vystaveny velkému namáhání, což vyplývá z rostoucího výkonu zemědělských traktorů. Se svou kinetikou hraje důležitou roli v energetice vozidla. S volbou správného produktu můžeme snížit opotřebení pneumatik, snížit čas k dosažení práci, a hlavně snížit potřebu pohonných hmot. Důležitou výhodou je snížení utužení půdy, což je velice důležitým faktorem při použití těžkých energetických prostředků nesených a tažených strojů pro zpracování půdy.

Pro posouzení energetického prostředku musíme znát parametry, jako tahovou sílu, výkon, spotřebu v celém rozsahu pracovních režimů. Pro tento cíl jen nejvhodnější sestavení grafického průběhu tahového výkonu, prokluzu kol, měrné tahové spotřeby paliva a dalších parametrů v závislosti na tahové síle. Tato forma grafického znázornění se nazývá tahová charakteristika. Tahové vlastnosti traktoru mohou být ovlivněny převýšením točivého momentu, navýšením výkonu motoru, změnou umístění těžiště tahače a hmotností stroje, ale také snížením hustícího tlaku v pneumatikách.

Diplomová práce se zabývá vlivem konstrukci pneumatik a tlaku nahuštění na výstupní parametry energetických prostředků. Pro optimální využití traktorů v poslední době provozovatelé používají centrální huštění pneumatik pro zvýšení účinnosti práce a ekonomiku provozu traktoru.

2. TERÉN

Terén je část zemského povrchu tvořená terénním reliéfem, nezastavená nebo nezavodněný povrch mimo pozemní komunikace se zpevněným podložím. Může obsahovat tvarové nebo rostlinné překážky, které mohou pohyb vozidel znesnadnit nebo znemožnit. [15]

Suchý a tvrdý terén je snadno průjezdný bez ohledu na složení pro většinu vozidel, kdežto k jízdě slatinovým, rozbředlým nebo písčným terénem se hodí jen uzpůsobená terénní vozidla. Důležitou roli tedy hraje vlhkost a spolu s ní složení povrchu: obnažené soudružené (jemnozrnné) půdy, kupř. hlína, jsou v nakypřeném stavu náchylné k nasáknutí vodou a následnému rozbřednutí vlivem vnějšího mechanického namáhání: obnažené nesoudružené (drobno- až střednězrnné) půdy, kupř. písek s organickými pojivy, umožňují naopak v navlhlem stavu lepší průjezdnost než ve stavu vyschlém, šterkovité zeminy (zrna 2-32 mm) jsou dobře průjezdné za všech normálních okolností. [15]

2.1 Průjezdnost terénu

Průjezdnost terénu je schopnost kolového vozidla pohybovat se na poškozených nebo rozrušených komunikacích či v terénu. Tato schopnost je podmíněna konstrukcí vozidla, kvalitou a typem projížděného terénu. [25]

Z hlediska průjezdnosti terénem nejdůležitější fyzikální vlastnosti jsou:

- konzistence a plasticita: je to stav soudružené zeminy v závislosti na vlhkosti. Sítí-li se jemnozrnná zemina vodou, mění tato konzistenční stav od pevného, přes plastický a kašovité až po tekutý. Mezi jednotlivými konzistenčními stavy neexistují ostré hranice, jsou zavedeny tzv. hraniční vlhkosti, stanovené laboratorně, [20]
- zrnitost půdy: určují fyzikální frakcionizaci půdy. Ovlivňuje mechanické vlastnosti půdy (např. při orbě) a texturu. Určuje se pomocí sít, sedimentací, vyplavováním, nebo jiným způsobem. Takřka vždy dochází při určování zrnitosti k rozdělení na dvě frakce: jemnozrnnou a skelet. To se provádí u půdy suché po rozdrcení hrud na jemnou složku na sítích o průměru děr 2 mm. Výsledky se vyjadřují v % hmotnosti jednotlivých frakcí, [20]

Tab. 1 Velikosti zrn podle Atterberga (1912) [20, 25]

Frakce	Průměr zrna [mm]
Štěrk	>2
Hrubý písek	2 - 0,2
Jemný písek	0,2 - 0,02
Prach (kal)	0,02 - 0,002
Jíl	<0,002

- vlhkost půdy: je přirozená vlhkost zeminy, udává se v procentech, rozumí se pod tím množství vody, které lze odstranit vysoušením při 105°C po dobu 24 hodin. Je to poměr hmotnosti vody v hornině k hmotnosti pevné fáze, [20]
- Pórovitost: je definována jako poměr objemu pórů zeminy k celkovému objemu a udává se v procentech. Často se vyjadřuje také pomocí čísla pórovitosti, které se vyjadřuje poměrem objemu pórů k objemu zrn zeminy. [20]

2.2 Důvody utužení půdy

Autoři zabývající se tématem (STEFANOVITS, 1994; BIRKÁS, 1995; OLDEMAN, 1990) jednoznačně stanovily, že nejčastějším degradačním procesem probíhajícím v půdě jsou poškození půdní struktury a utužení půdy. Tyto nežádané procesy jsou nejvíce škodlivé a je obtížné jim zabránit. [18] Zhutnění půd je proces, ke kterému dochází mimo jiné při intenzivním hospodaření. Negativně ovlivňuje zejména produkční funkci půdy a vede tak k vysokým ztrátám na výnosech. Hlavním důvodem zhoršení půdní struktury je použití těžké zemědělské techniky, zpracování půdy a vynaložení tahové síly. Dalšími příčinami jsou i intenzivní zavlažování půdy a nesprávné zemědělské postupy mnohdy při nepříznivých povětrnostních podmínkách.

Je však zjištěno, že po ukončení nepříznivých vlivů (zatížení), se půda může samovolně regenerovat bez vnějších vlivů. Tento proces je ale velice pomalý, a nemůže dodržovat rovnováhu mezi degradací a regenerací.

Podle některých výzkumů bylo zjištěno, že zhutnění půdy kvůli použití těžké techniky se nejčastěji objeví v hloubce 30-50 cm, ale dosáhne i dále. Podle reprezentativních výzkumů 47% případů dosáhl nad 40 cm, 27% bylo mezi 40-50 cm, a při 26% z měření objevilo nežádoucí zhutnění ve větší hloubce než 50 cm. [18]

Podle těchto publikací můžeme říct, že nejvýznamnějším důvodem ztuhnutí půdy je ve vztahu mezi pneumatikami a podložkou.

3. Vztah mezi pojezdovým ústrojím a podložkou

Pohyb traktoru se vytvoří přenosem točivého momentu spalovacího motoru přes převodové ústrojí na pojezdové ústrojí. Pro zabezpečení posunu vozidla, hnací kolo musí být v stálém kontaktu s podložkou, aby zabezpečil dokonalý přenos hnací síly. [15, 18, 24]

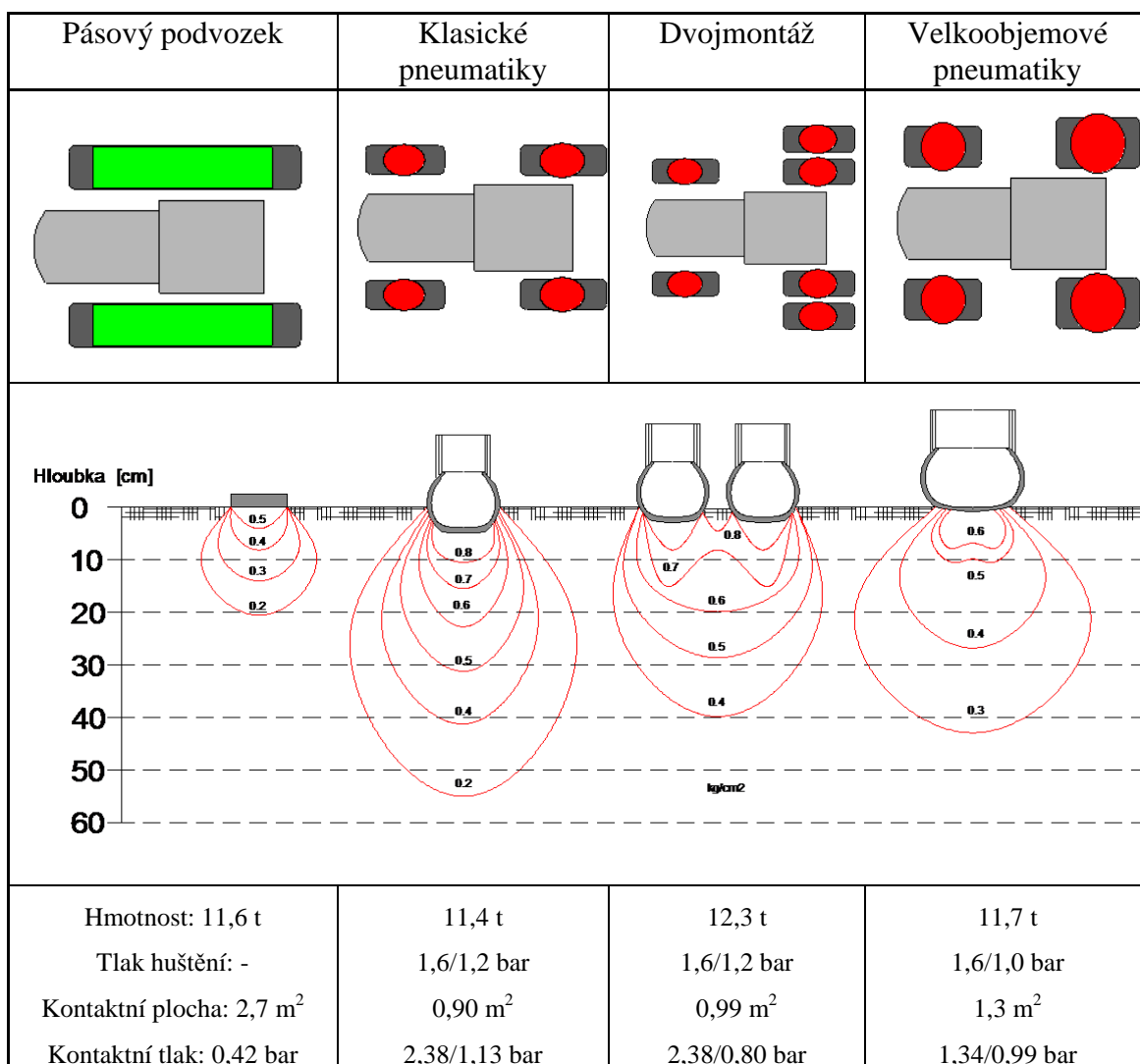
Podrobný popis odvalujícího se pneumatiky po měkké podložce je velice složitá problematika. Její složitost se skládá ze vzájemné deformace podložky a pneumatiky. Pneumatika se deformuje radiálně, tangenciálně a také do směru otáčení. Z důvodu deformace pneumatiky nastane relativní posun mezi pneumatikou a půdou, a současně se deformuje i podložka pod pneumatikou ve vodorovném a svislém směru. [18]

3.1 Svislé namáhání pneumatik

Pojezdové ústrojí se stýká s půdou v tzv. dosedací ploše, která je obecnou prostorovou plochou. Délka dosedací plochy ve směru pohybu se nazývá účinnou délkou nebo délkou záběru. Plocha otisku je charakterizována jako plocha rovinná, omezená obrysem vtlačení vzhledem povrchu půdy a vzniká tedy na podložkách s malou únosností. Poměr plochy styku a otisku se nazývá plností vzorku běhounu. [24] Plocha styku S_d je část plochy otisku, která je dána výstupky dezénu a přijde do styku s podložkou. [24]

Pod dosedací plochou vzniká v půdě elementární síla jako působení tíhové síly G na elementární plošky, což se nazývá tlak nebo napětí. Směr výsledného napětí je možno rozložit na normálový tlak (napětí) a na smykové napětí, jež působí v rovině elementární plošky. [24]

Tab. 2 Ukázka kontaktního tlaku pro různé typy podvozku [3, 5, 26]



Nepůsobí-li normálový tlak svisle vzhůru, můžeme ho rozložit na složku vodorovnou a svislou. Totéž můžeme udělat u smykového napětí. Výsledné svislé napětí v elementární ploše se nazývá kontaktní tlak a působí kolmo na rovinu podložky. Součet kontaktních tlaků se rovná normálové reakci Y_h na kolo. Součet výsledných vodorovných složek napětí je roven rozdílu hnací síly a síly odporu valení., tj. surné síly kola. [24]

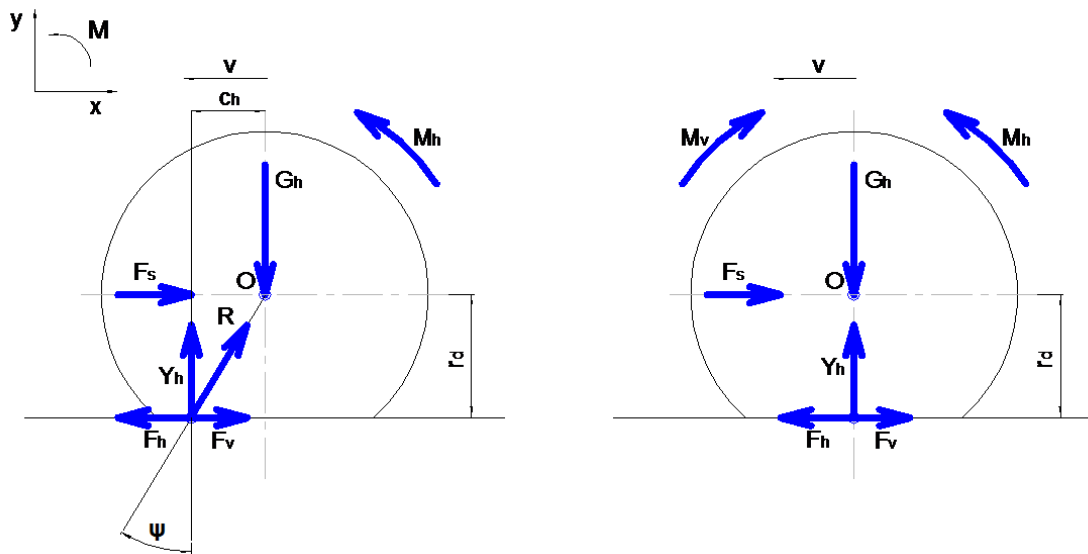
Velikost napětí σ závisí na hmotnosti a uspořádání podvozku, na vlhkosti, pórovitosti a druhu půdy, a postupně se snižuje v závislosti na hloubce. Při stojícím (statickém) namáhání křivky isobarického tlaku jsou symetrické podle svislé a vodorovné osy. Při surném, valivém pohybu se tato symetrie se rozruší (SÖHNE,

1953). Velikost, směr a hloubka působení napětí nejvíce závisí na velikosti svislého zatížení pneumatiky G , což je ekvivalentní s normálovou reakcí podložky Y . Vznik křivek konstantního tlaku je stejně ovlivněn s velikostí hustičího tlaku v pneumatikách. Poměr normálové reakce Y a plochy otisku S_O se označuje jako kontaktní tlak q . Obvykle se uvádí střední hodnota kontaktního tlaku q_s podle vztahu: [3, 18, 24]

$$q_s = \frac{Y}{S_O} \quad [\text{Pa}]$$

3.2 Mechanika hnacího kola

Na odvalujícího se kolo působí tyto vnější účinky: tíha traktoru G_h , suvná síla od rámu vozidla F_s , normálová reakce podložky na kolo Y_h , odpor valení F_v a hnací síla F_h .



Obr. 1 Síly působící na hnací kolo[3]

Tyto vnější účinky působící na kolo musí splnit podmínky rovnováhy k bodu O. [3, 24]

$$\sum F_x = 0, F_s + F_v - F_h = 0$$

$$\sum F_y = 0, Y_h - G_h$$

$$\sum M_O = 0, M_h + r_d \cdot F_v - r_d \cdot F_h - c_h \cdot Y_h = 0$$

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

Y_h – normálová reakce podložky [N]

F_v – síla odporu valení [N]

F_s – surná reakce od rámu [N]

R – výslednice normálové reakce a odporu valení [N]

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

F_h – hnací síla [N]

M_h – hnací moment [N]

r_d – dynamický poloměr [m]

Valení kola je vyvolán hnacím momentem M_h . Normálová reakce je předsunuta před střed kola o hodnotu c_h . Hnací síla F_h vzniká působením hnacího momentu M_h jako reakce podložky na kolo a směr je shodný se směrem pohybu kola. Velikost je dána vztahem:

$$F_h = \frac{M_h}{r_d} \text{ [N]}$$

Protože normálová reakce Y_h je posunuta o vzdálenost c_h , vytváří moment odporu valení:

$$M_v = Y_h \cdot c_h \text{ [Nm]}$$

Poměr c_v/r_d pro určitý typ kola a podložky je téměř konstantní, a nazývá se součinitelem odporu valení f :

$$f = \frac{c_v}{r_d} = \text{tg } \psi \text{ [-]}$$

Kde: f – součinitel odporu valení [-]

Ψ – úhel odporu valení [°]

Potom můžeme napsat, že síla odporu valení F_v :

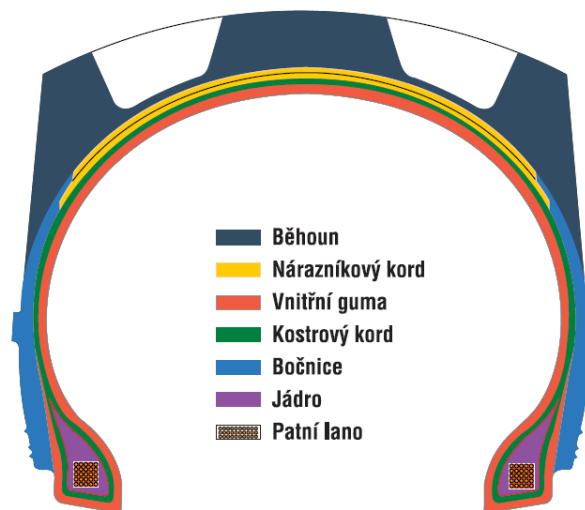
$$F_v = f \cdot Y_h = f \cdot G_h \text{ [N]}$$

4. ZEMĚDĚLSKÉ PNEUMATIKY

Pneumatika je vzduchem plněná pružná součást kol dopravních prostředků. Zajišťuje přenos sil mezi podložkou a dopravním prostředkem, působí jako primární odpružení. Přenáší na podložku hmotnost traktoru a přípojného nářadí, hnací a brzdící momenty a boční síly. Od moderních traktorových pneumatik můžeme očekávat přenos velké hnací síly, zabránění nežádoucího utužení půdy a dobré jízdní vlastnosti v silniční dopravě. [6]

4.1 Konstrukce pneumatik

Pneumatiky se skládají z pláště, případně z duše a pláště. Plášť tvoří vnější část pneumatiky, a je nasazen na vnějším obvodu ráfku. Uvnitř pneumatiky bývá duše, ale v dnešní době se však většinou používají bezdušové pneumatiky. Nejběžnějším materiálem pro výrobu pneumatik je vulkanizovaná guma na kostře z textilních a ocelových kordů. Pneumatika se skládá z běhounu, kostry, bočnic, patky a nárazníkové vrstvy. [23]



Obr. 2 Konstrukce pneumatiky [14]

Běhoun je část pneumatiky, která je ve styku s podložkou, je opatřená dezénem na povrchu. Pro hnací pneumatiky se volí dezén se záběrovými zuby, které zlepšují přenos sil. Pro přípojná vozidla se často používá dezén s podélnými drážkami. U traktorových pneumatik důležitou vlastností dezénu je schopnost samočištění. [23]

Bok pneumatik je tvořen z přírodní nebo syntetických pryží, spojuje běhoun s patkami pneumatiky a chrání kostru před mechanickým poškozením. [23]

Spodní část pláště je patka pneumatiky. Je zesílená ocelovými lanky, a doléhá na ráfek. Přenáší síly mezi ráfkem a pneumatikou, a v případě bezdušových pneumatik zajišťuje utěsnění vzduchu. [23]

Část pneumatiky nacházející se pod běhounem se nazývá nárazník. Je zpevněna pevnými ocelovými lanky, mezi vrstvami pryže. Obepínají pneumatiku po celém obvodu, zvyšují odolnost proti průrazu. U některých typů automobilu se používají více vrstvy, u nákladních automobilů tři až čtyři nárazníkové vrstvy. [23]

Pneumatiky z hlediska konstrukci kostry můžeme rozdělit do dvou skupin. Nejčastější typy jsou diagonální, radiální, ale existuje i třetí typ, kombinace těchto dvou. Konstrukce této vrstvy ovlivňuje nejvíce vlastnosti pneumatiky, kupř. styčná plocha, nosnost a valivý odpor. [23]

4.1.1 Diagonální pneumatiky

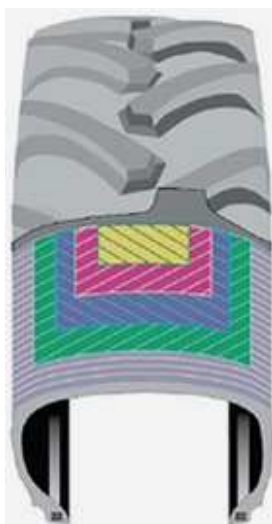
U diagonální pneumatiky jsou vlákna kostry uspořádány diagonálně. Jednotlivé vrstvy jsou kladeny křížem mezi dvěma patkami, a svírají úhel 30-40° s podélnou osou běhounu. V dnešní době se tento typ pneumatiky téměř nepoužívá. Nevýhody diagonální stavby pneumatiky v porovnání s radiální je: nižší hodnota bočního smykového tření, horší mechanická účinnost přenosu hnacích sil, menší styčná plocha s vozovkou a má menší nosnost. Mezi výhody patří vyšší pevnost (boční stabilita), samočistící kapacita na bahnitém terénu a vyšší odolnost proti poškození boční stěny. [3, 13]



Obr. 3 Diagonální traktorová pneumatika [8]

4.1.2 Radiální pneumatiky

Byly objeveny v roce 1946, bylo to způsobeno zvýšenými nároky na provoz. Při radiální konstrukci pneumatik vlákna vnitřní vrstvy kordy jsou kladena kolmo na podélnou osu, a vnější vrstvy svírají úhel 10-30° s podélnou osou. [3] Tyto vnější vrstvy přinášejí větší strukturální pevnost. V obvodovém směru je kostra navíc stabilizována několika vrstvami nárazníku. Nárazník vytváří pevný základ pro běhounu pneumatiky, boky pláště jsou však velmi pružné. Mezi nejvýznamnější kladné vlastnosti pneumatik patří: o 10-15% vyšší tahový výkon, o 5-10% nižší spotřeba paliva a o 15-25% větší styčná plocha s vozovkou. [8, 13, 1]



Obr. 4 Radiální traktorová pneumatika [8]

4.2 Označení pneumatik

Označení pneumatik se řídí podle předpisů EHK, ale existují i zvláštní firemní označení. [3] Nejvýznamnějšími parametry pneumatik jsou šířka pneumatiky D, výška profilu H a průměr ráfku v palcích. Tyto velikosti dříve byli udávané v palcích, ale u dnešních pneumatik se vyjádří v milimetrech, a označují velikosti pláště bez zatížení. U diagonálních pneumatik se tyto rozměry oddělili s dvěma pomlčkami, a u radiálních s písmenem R. Významným parametrem je profilové číslo, které vyjadřuje poměr výšky profilu k šířce (H/D). [1, 3]

Velikost maximální zatížení traktorových pneumatik se udává s indexem nosnosti LI (Load Index) v závislosti na tlaku huštění a rychlosti pomocí kategorie rychlosti SI (Speed Index). Čím je pneumatika širší, a má větší průměr, tím má větší nosnost. Avšak zvýšení vnějšího průměru omezuje konstrukce traktoru, proto u těžkých a vysokovýkonných traktorů se používají pneumatiky s nižším profilovým číslem (širší a nižší profil). [1]

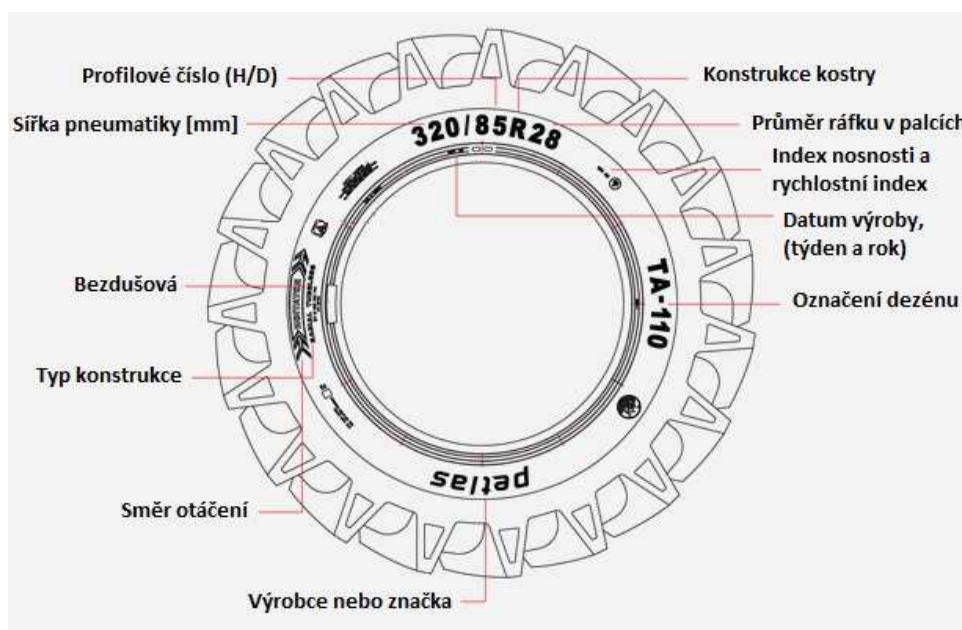
Tab. 3 Označení rychlostních symbolů [8]

Rychlostní symbol	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	B	D	E	F	G	J
Maximální rychlost [km·h ⁻¹]	5	10	15	20	25	30	35	40	50	65	70	80	90	100
Rychlostní symbol	K	L	M	N	P	Q	R	S	T	U	H	V	W	Y
Maximální rychlost [km·h ⁻¹]	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200	210	240	270	300

Tab. 4 Označení indexů nosnosti [8]

LI	kg	LI	kg	LI	kg	LI	kg	LI	kg
108	1000	128	1800	148	3150	168	5600	188	10000
109	1030	129	1850	149	3250	169	5800	189	10300
110	1060	130	1900	150	3350	170	6000	190	10600
111	1090	131	1950	151	3450	171	6150	191	10900
112	1120	132	2000	152	3550	172	6300	192	11200
113	1150	133	2060	153	3650	173	6500	193	11500
114	1180	134	2120	154	3750	174	6700	194	11800
115	1215	135	2180	155	3875	175	6900	195	12150
116	1250	136	2240	156	4000	176	7100	196	12500
117	1285	137	2300	157	4125	177	7300	197	12850
118	1320	138	2360	158	4250	178	7500	198	13200
119	1360	139	2430	159	4375	179	7750	199	13600
120	1400	140	2500	160	4500	180	8000	200	14000
121	1450	141	2575	161	4625	181	8250	201	14500
122	1500	142	2650	162	4750	182	8500	202	15000
123	1550	143	2725	163	4875	183	8750	203	15500
124	1600	144	2800	164	5000	184	9000	204	16000
125	1650	145	2900	165	5150	185	9250	205	16500
126	1700	146	3000	166	5300	186	9500	206	17000
127	1750	147	3075	167	5450	187	9750	207	17500

Kromě rozměrů jsou ještě vyznačeny: značka nebo výrobce a komerční název, směr otáčení, či je to s duší nebo bezdušová (TB, TL), datum výroby ve formě týden a rok, označení dezénu. [1]



Obr. 5 Boční označení traktorových pneumatik [8]

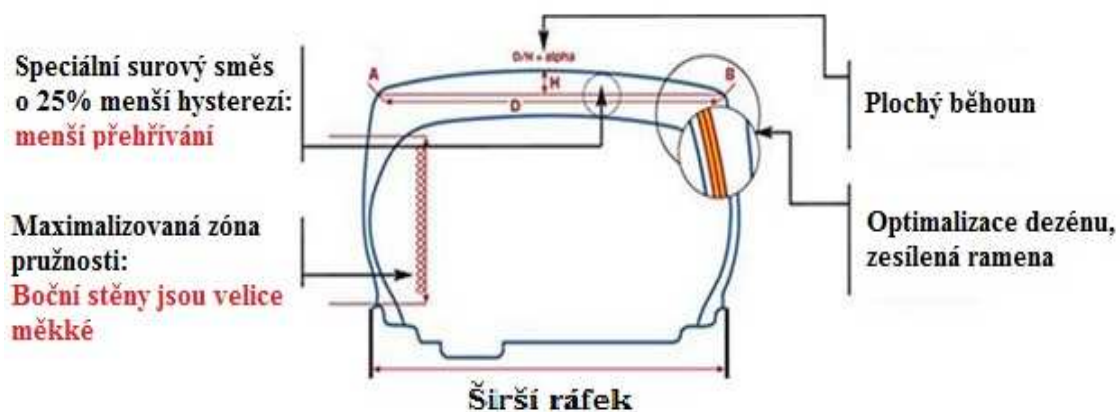
4.3 Typy zemědělských pneumatik

Výrobci zemědělských pneumatik nabízejí různé typy plášťů pro různé typy práce, aby si provozovatelé strojů mohli vybrat pneumatiky pro optimální využití stroje. [3, 14]

- Terra pneumatika: je určena pro těžké terénní stroje. Má zesílenou boční vrstvu oproti klasické radiální pneumatice, která zvýší odolnost proti prorazení.
- Flotační pneumatika: je to pneumatika s nízkým profilovým číslem. Umožňuje snížení husticího tlaku, zvětší plochu otisku na podložce, a s tím sníží tlak na půdu. Má velkou účinnost přenosu tahové síly.
- Kultivační pneumatika: je to úzká pneumatika, usnadňuje jízdu v řádcích mezi rostlinami.

4.4 Technologie Ultraflex firmy Michelin

V roce 2004 uvedla firma Michelin na trh první pneumatiku, vyrobenou technologií Ultraflex. Technologie se spočívá v tom, že se vyrábí nízkoprofilové a velkoobjemové pneumatiky, u kterých bočnice jsou velice ohebné a měkké. Tyto bočnice umožňují menší husticí tlak, čímž se zvýší plocha otisku na půdě, a lépe se rozkládá zátěž. Následkem toho je, že se snižuje zhutnění půdy, snižuje se prokluz a zlepšují se tahové vlastnosti. Koruna pneumatiky je rovná, a je vyroben ze specifické směsi s lepšími hysterezními vlastnosti. Výhodou technologie Ultraflex je zvýšení trakce na mokré i suché půdě, uspoříme čas a palivo, přitom zachovává dobré jízdní vlastnosti i na silnici. S technologií Ultraflex výrobce nabízí kompletní řešení pro celé pracovní cykly v široké nabídce rozměrů. [3, 9]



Obr. 6 Technologie Ultraflex [9]

Pro výkony traktorů do 160 koní je to řada XeoBib, u které byl snížen tlak z 240 kPa na hodnotu nižší než 100 kPa, a pro výkonovou třídu od 250 do 380 koní je určena řada AxioBib s tlakem sníženým pod 160 až do 40 kPa při nízkém zatížení. [3, 9]

Pro sklízecí mlátičky a sklízecí řezačky nabízí firma Michelin pneumatiky CereXBib a MegaXBib s technologií Ultraflex.

Řady SprayBib a AgriBib Row Crop jsou pro samojízdné postřikovače a pro techniku ochranu rostlin.

Pro vlečené stroje a návěsovou techniku jsou k dispozici flotační pneumatiky řady CargoXBib High flotation. [9]

4.5 Použití pneumatik

V praxi jsou na traktorové pneumatiky ze strany provozovatele kladeny vysoké požadavky. Správnou volbou a s optimálním použitím lze zlepšit většinu z těchto vlastností.

Tab. 5 Požadavky na traktorové pneumatiky [19, 26]

Použití v dopravě	Obecné požadavky	Použití na polích
Dobré jízdní vlastnosti	Možnost víceúčelové využití	Velká dosedací plocha
Vysoká rychlost	Vysoká nosnost	Vysoká účinnost přenosu tahového výkonu
Dobré odpružení	Dlouhá životnost	Malý valivý odpor
Nízký valivý odpor	Jednoduchá údržba	Schopnost samočištění
Vzhled		Ochrana rostlin

U všech produktů nastanou výrobní závady, a nejsou výjimky ani pneumatiky. Počet těchto případů je zanedbatelný. Mnohem častěji vzniknou závady při nesprávném použití. Nejčastější příčinou poruch je nesprávně zvolený index nosnosti, a pneumatika je přetížena, přičemž se opotřebovává mnohem rychleji. Často nastane namontování pneumatik opačným směrem otáčení, nebo nastane mechanické poškození. Častá chyba ze strany provozovatelů je špatné nastavení hustícího tlaku. Je důležité, aby pro všechny stroje a typy práce zemědělci používali pneumatiky doporučené výrobcem, a dodržovali předpisy výrobců. [2]

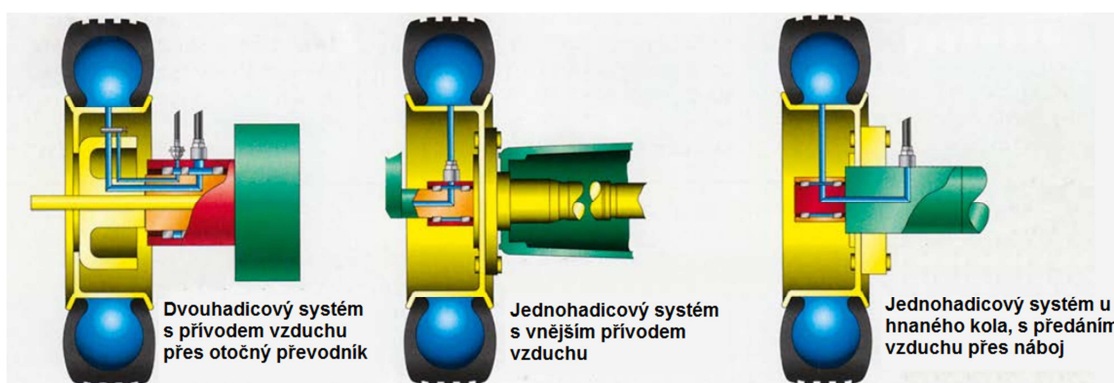
4.5.1 Centrální regulace tlaku

Plnou tahovou sílu při rozdílných terénních podmínkách zabezpečují systémy centrálního regulování tlaku. Vnější zdroj huštění není vždy k dispozici (hlavně na polích). Huštění i podhuštění je možné provést jenom při stání, a zabere relativně hodně času. Proto se používají u traktorů a samojízdných strojů automaticky nebo manuálně ovládané regulátory tlaku. Mezi výhody centrálního huštění pneumatik patří vysoká rychlost huštění i poklesu tlaku a možnost manipulovat tlakem i během jízdy. Nevýhodou je vysoká pořizovací cena. [12, 22]

- Integrovaná regulace tlaku: Od vzduchojemu kompresoru brzdového systému vzduch je přiveden k náboji kol do utěsněného prostoru mezi dvěma kotouči (stojící a rotující s kolem). V ráfku je vytvořeno vedení, které přivede stlačený vzduch k ventilům. Směr proudění vzduchu se změní při dohuštění nebo podhuštění. Celý proces je ovládán a zkontrolován pomocí palubního počítače

traktoru. Někteří výrobci (Steuerungstechnik StG) nabízejí systémy centrálního regulace tlaku, které automaticky nastavují tlak huštění pneumatik podle naplánované trasy pomocí GPS navigátoru v závislosti na vlastnosti terénu. [16]

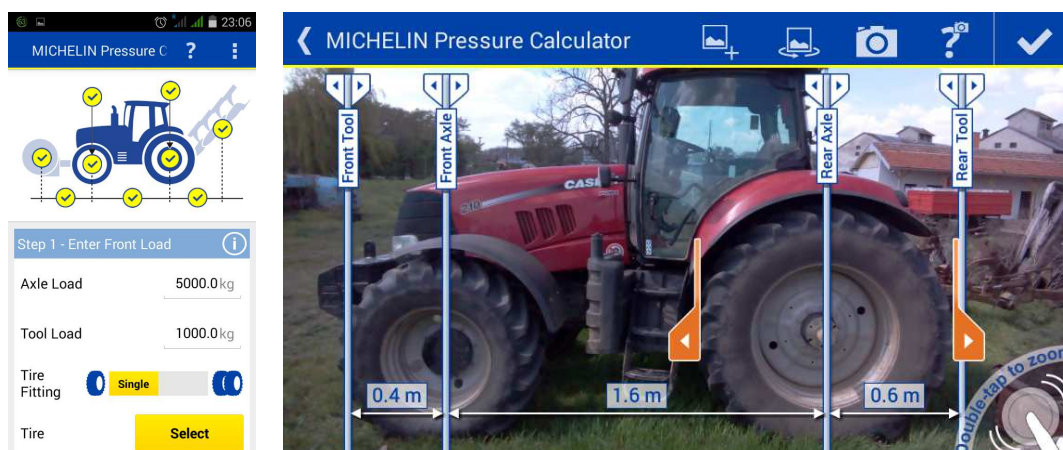
- Dodatečně instalovaná regulace tlaku: Existují dva typy dodatečně instalovaných systémů. Do první skupiny patří výrobky, které umožňují manipulaci s tlakem huštění při stání. Jsou to mechanické, nebo poloautomatické systémy, u kterých lze regulovat buď jednotlivě, nebo u všech kol předem nastavené tlaky. Do druhé skupiny patří systémy, u kterých lze manipulovat s tlakem i při jízdě. Jsou to automatické systémy, jedno- nebo dvouhadicové pneumatické prvky, které přivádějí a odvádějí stlačený vzduch buď přes náboj kola, nebo přes otočných hadic a rychlospojek do ventilu kol. Hadice jsou udrženy na blatníky traktoru. [16]



Obr. 7 Funkční schéma centrálního regulaci tlaku [16]

4.5.2 Nové technické řešení při nastavování tlaku huštění

V roce 2015 na mezinárodním zemědělském veletrhu Sima v Paříži Michelin představil svou aplikaci na mobilní telefony. Do aplikace je třeba vyplnit údaje o aktuální traktorové soupravě, jako např. zatížení jednotlivých náprav, hmotnost taženého nástroje, a vybrat rozměry používané pneumatiky. V druhém kroku je potřebné vyfotit traktorovou soupravu, a software automaticky vypočítá vzdálenosti mezi jednotlivými nápravami a pracovními stroji, a navrhuje optimální tlak huštění pneumatik při daných podmínkách. [11] Podobnou technologii zavedl i výrobce pneumatik Firestone v roce 2014 na veletrhu Agritechnika v Hannoveru. [10]



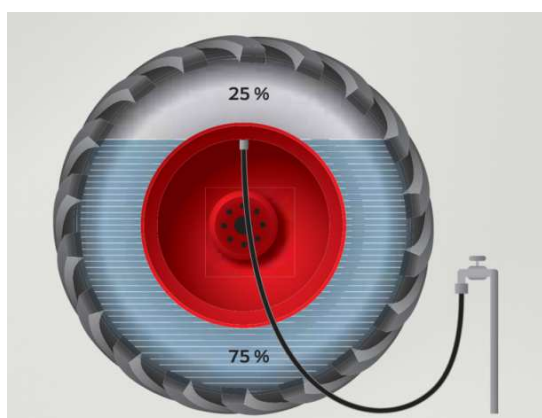
Obr. 8 Aplikace Michelin Pressure Calculator

4.5.3 Použití dvojmontáží

Jiná možnost zvýšení připadajícího kontaktní plochy na nápravu je použití dvojmontáží kol. Tuto techniku lze použít na jedné nebo obou nápravách traktoru. Pomocí dvojmontáže zvýšíme kontaktní plochu traktoru s podložkou, dosáhneme větší hmotnosti traktoru a můžeme převést větší tahovou sílu. Dvojmontáže se používají především při práci na mokřem pozemku a při tahových pracích. [29]

4.5.4 Dotížení pneumatik pomocí kapalinou

V některých případech je nezbytné zvýšit zatížení pneumatik pro zvýšení trakce. Plnění pneumatik tekutinou je jednoduchou a nenákladnou cestou. Pneumatiku je možné naplnit do 75% jejího objemu. V zimním období musí být tekutina dostatečně ošetřena proti zmrznutí. [14]



Obr. 9 Dotížení pneumatiky s kapalinou [14]

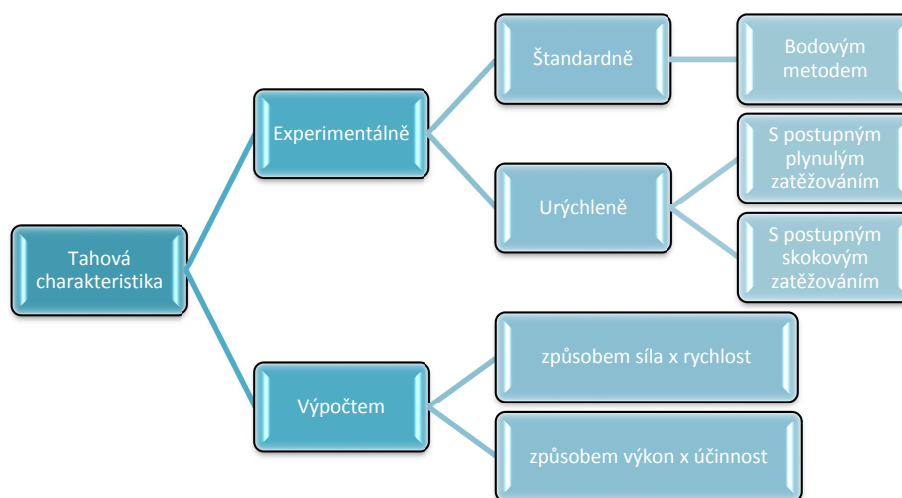
5. TAHOVÁ CHARAKTERISTIKA

V zemědělství jsou vozidla určena většinou na tahání pracovních strojů. Využíváme je jako mobilní zdroje tahové síly. U těchto vozidel je velice důležité znát jejich tahové vlastnosti. Ucelený přehled o tahových vlastnostech traktorů dává tahová charakteristika. [24]

Tahová charakteristika je grafické znázornění průběhu výkonu P_t , prokluzu kol δ , měrné tahové spotřeby paliva m_{pt} , rychlosti v a popř. dalších parametrů v závislosti na tahové síle F_t . Podle těchto parametrů v celém rozsahu pracovních režimů lze objektivně posoudit tahové vlastnosti traktoru. Do tahové charakteristiky se vynášejí hodnoty získané při měření tahových vlastností na více převodových stupňů. [24]

$$P_t; v; \delta; M_p; m_{pt} \dots = f(F_t)$$

Potřebné hodnoty pro vynesení jednotlivých veličin do tahové charakteristiky můžeme získat měřením, nebo výpočtem.



Obr. 10 Možnosti získávání dat [24]

5.1 Měření tahových charakteristik

Měření tahových vlastností se provádí podle OECD Code 1 a 2. (Organisation for Economic Co-operation and Development), ale normy ČSN ISO 789-9 a ČSN 30 0415 stejně definují postup a podmínky tahových zkoušek. Tyto normy definují zkušební dráhu pro tahové zkoušky, jako vodorovný, čistý a suchý betonový povrch, nebo

živičný povrch, strniště nebo půda připravený k setí. Pro brzdění zkoušeného traktoru se používá speciální brzdící (zatěžovací) vozidlo, který umožňuje plynule změnit brzdnu sílu, a udržovat na požadovanou zátěž po dobu měření. Při zkoušení na nezpevněném terénu a polních zkouškách lze použít i jiný traktor. Ve výbavě brzdícího vozidla jsou snímače a měřicí přístroje pro získávání a uložení dat. Při polních měření nelze zabránit vlivy vnějších okolností, jako stav povrchu zkušební dráhy, opotřebení pneumatik a povětrnostní podmínky. [3, 24, 7]

Aby byli vyloučené tyto nežádané vlivy, začali testovat i tahové vlastnosti traktorů laboratorními metodami na válcových dynamometrech, v nichž lze imitovat různé pracovní režimy vozidla. Výhodou těchto zkušeben je, že měření jsou opakovatelné bez nepříznivých vlivů. [3, 24]

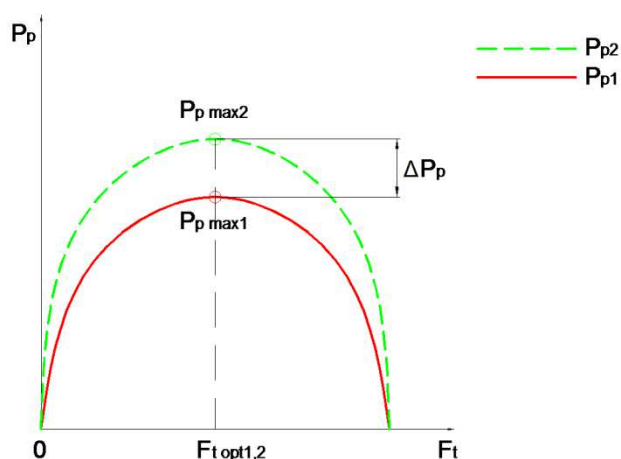
Při tahových zkouškách se zjišťují veličiny, které charakterizují základní technicko-exploatační vlastnosti vozidla. Některé veličiny se odměřují přímo při zkouškách, jiné se vypočítávají podle naměřených hodnot. Při zkoušce měřicí zařízení naměří a zaznamenává hodnoty buď kontinuálně, nebo uloží průměrné hodnoty naměřené na zkušební dráze při ustáleném pohybu měřené soupravy. Po měření naměřené a vypočtené hodnoty se vynášejí do grafu, tzv. tahové charakteristiky.[3, 24]

5.2 Změny tahové charakteristiky

Průběh tahového výkonu ovlivňuje pracovní podmínky traktoru a jeho technické parametry. Proto pro jedno vozidlo neexistuje jenom jedna tahová charakteristika. Při různém nastavení, a při různých pracovních podmínkách můžeme naměřit a sestrojít jinou tahovou charakteristiku. Pro znázornění změn v tahových charakteristikách se používají potenciální charakteristiky, které jsou při všech tahových silách maximálně dosažitelné tahové výkony. [3]

5.2.1 Navýšení výkonu motoru

Výkon motoru se mění při jeho částečném zatížení, při opotřebení a při použití motoru s přeplněním nebo bez přeplnění. Elektronika řízení motoru umožňuje přechod na charakteristiku s vyšším výkonem. Při měření změn tahových výkonů všechny ostatní parametry a měřicí podmínky mají být konstantní.

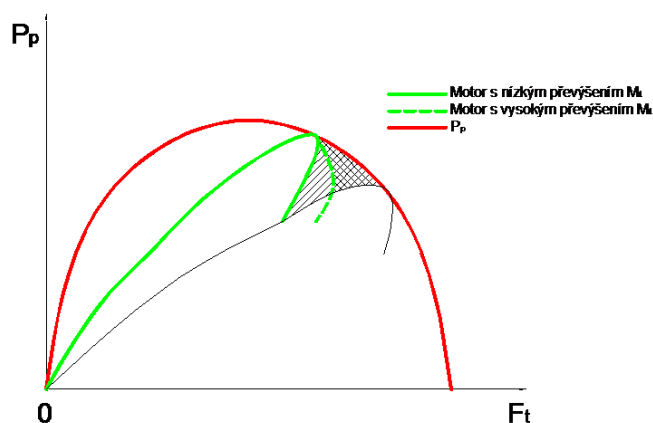


Obr. 11 Změna potenciální charakteristiky při navýšení výkonu motoru [24]

Při navýšení výkonu motoru maximální dosažitelná tahová síla se nemění. Navýšením výkonu motoru se zvýší tahový výkon, a dostaneme potenciální charakteristiku P_{p2} . Výkonu motoru bez navýšení odpovídá obalový křivka P_{p1} . Rozdíl mezi oběma potenciální výkony $\Delta P_p = P_{p2} - P_p$ odpovídá navýšení výkonu motoru. [3, 24]

5.2.2 Převýšení točivého momentu

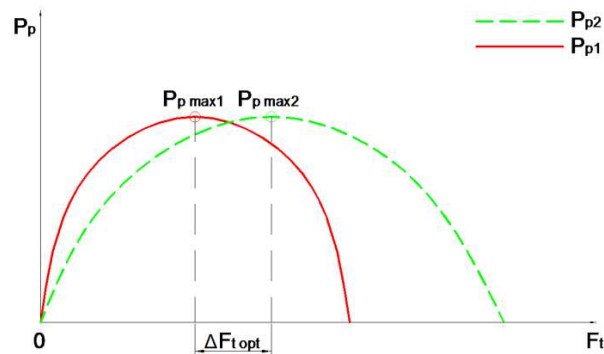
Ztrátové plochy v charakteristice potenciálního výkonu jsou ovlivněny převýšením točivého momentu. Při použití motoru s vyšším převýšením točivého momentu dojde k dokonalejšímu pokrytí plochy potenciální tahové charakteristiky, a tím k vyššímu využití výkonu motoru. [3]



Obr. 12 Změna potenciální charakteristiky u motoru s vysokým převýšením točivého momentu [3]

5.2.3 Změna hmotnosti vozidla

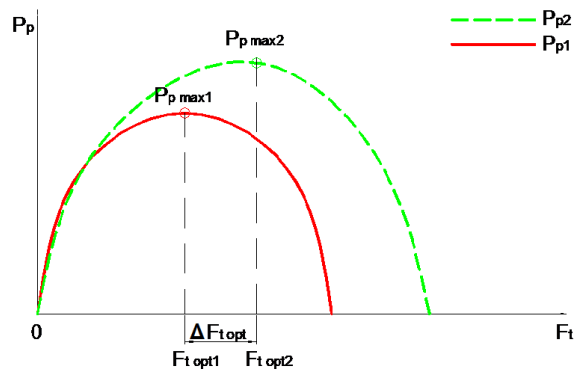
Hmotnost traktoru se mění velice často, a to s použitím závaží na rozdílných místech a s připojením nářadí. Zvýšíme-li hmotnost vozidla z m_{c1} na m_{c2} při zachování stejného rozložení hmotnosti a ostatních parametrů vozidla i podložky maximální výkon motoru $P_{p \max}$ zůstává stejný, ale dosažitelná maximální tahová síla se zvýší úměrně se zvýšením hmotnosti. Přínosem je zvýšení optimální tahové síly o $\Delta F_{t \text{ opt}}$ z $F_{t \text{ opt1}}$ na $F_{t \text{ opt2}}$. [24]



Obr. 13 Změna potenciální charakteristiky při zvýšení hmotnosti traktoru [3]

5.2.4 Změna tlaku huštění v pneumatikách

Vlivem snížení tlaku v pneumatikách na pozemku dojde ke snížení prokluzu kol. Zvýší se maximální dosažitelný tahový výkon traktoru, a následně i tahová síla. Zvýší se tahová účinnost, což se projevuje ve snížení měrné tahové spotřeby. Při snížení tlaku v pneumatikách se dojde ke zvýšení valivého odporu, s čímž se zvýší opotřebení pneumatik. [3]



Obr. 14 Změna potenciální charakteristiky při snížení tlaku v pneumatikách [3]

6. CÍL PRÁCE

Cílem diplomové práce bylo uvést současný stav v konstrukci pneumatik a vypracovat metodiku pro experimentální měření tahových vlastností traktoru při různých tlacích huštění pneumatik, naměřené a vypočtené hodnoty tabulkově a graficky zpracovat. Naměřené a vypočtené hodnoty pomocí regresní analýzy zpracovat. Ze získaných průběhů regresních funkcí formulovat závěr.

Významné ukazatele tahových vlastností jsou: tahový výkon, tahová síla, rychlost, měrná tahová spotřeba paliva a tahová účinnost.

7. METODIKA MĚŘENÍ

Cílem tahových zkoušek bylo změřit vliv huštění pneumatik kolového traktoru na průběh tahových charakteristik. Měření byla prováděna podle níže uváděné metodiky.

7.1 Použitá technika

Zkoušky byly prováděny s kolovým traktorem John Deere 8320R a jako brzdné vozidlo byl traktor s pásovým podvozkem John Deere 8320RT. Použité pneumatiky byly Michelin 600/70 R30 MachXbib na přední a Michelin 710/70 R42 MachXbib na zadní nápravě. Měření byla prováděna na dvou hustících tlacích:

1. měření: přední pneumatiky 160 kPa, zadní 140 kPa,
2. měření: přední pneumatiky 120 kPa, zadní 100 kPa.

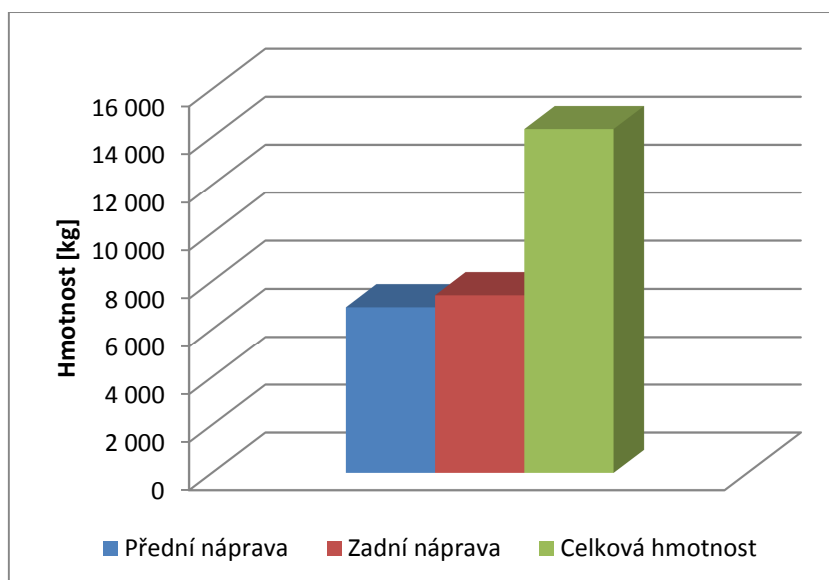
Tab. 6 Vybrané parametry traktoru JD8320R [4]

Označení	
Výrobce:	John Deere
Typ:	8320R
Pohon:	4K4
Motor	
Výrobce:	John Deere
Vstřikovací systém:	Vznětový, vysokotlaký Common Rail
Přeplňování:	Turbodmychadlem
Rok výroby:	2010
Počet motohodin:	3,2
Jmenovitý výkon [kW/koní]:	239/320
Max. výkon bez navýšení [kW/koní]:	255/347
Jmenovitý výkon s navýšením [kW/koní]:	261/355
Jmenovité otáčky:	2 100 min ⁻¹
Max. točivý moment:	1 419 Nm při 1 500 min ⁻¹
Počet válců:	6
Počet ventilů:	24
Vrtání [mm]:	118,4
Zdvih [mm]:	136
Kompresní poměr:	16,3
Objem motoru [cm ⁻¹]:	9 000
Převodovka	
Typ:	Powershift
Počet převodů:	16F/5R

Při měření tahových vlastností traktor byl vybaven standardním závažím vpředu 1000 kg a s možným maximálním závažím v zadních kolech 925 kg. Před zahájením tahových zkoušek byly naměřeny rozvory jednotlivých náprav, hmotnost traktoru, a hmotnost připadající na jednotlivé nápravy. Traktor byl zvážen na mostové váze v zemědělském podniku Vrbovec.

Tab. 7 Rozložení hmotnosti a rozměry traktoru [4]

Hmotnost	
Na přední nápravě [kg]	6 920
Na zadní nápravě [kg]	7 420
Celkem [kg]	14 340
Rozměry	
Rozchod na přední nápravě [mm]	1 810
Rozchod na zadní nápravě [mm]	1 860
Rozvor [mm]	3 020



Obr. 15 Rozložení hmotnosti mezi nápravy

Celková hmotnost traktoru JD 8320R byla 14340kg. 48% celkové hmotnosti traktoru připadalo na přední nápravu a 52% na zadní nápravu. Z naměřených hodnot hmotnosti se spočítá vzdálenost a podélné osy traktoru od osy přední nápravy.

$$a = \frac{Y_2 \cdot L}{G} \text{ [m]}$$

Vzdálenost podélné osy těžiště od osy přední nápravy činí 1,56 m, z čeho vyplývá i vzdálenost osy zadní nápravy od podélné osy těžiště, což činí 1,46 m.

7.2 Měření tahových vlastností

Cílem měření bylo naměřit tahovou charakteristiku traktoru JD 8320R při rozdílném tlaku huštění pneumatik. Velikost tlaku huštění byla v souladu s dovolenými hodnotami uváděnými výrobcem. Průběh měření odpovídalo normám ČSN ISO 789-7 a ČSN 30 0415.

Měření tahových vlastností bylo realizováno na pozemku v katastru obce Vrbovec. Na pozemku zůstalo strniště po sklizni hrachu s odstraněnou slámou. Na pozemku byl vyměřen 50m úsek, na kterém docházelo k měření tahové charakteristiky. Před měřicím úsekem byla dostatečně dlouhá dráha pro ustálení měřicích parametrů a dosáhnutí požadované rychlosti.

Zkoušky byly prováděny na převodových stupních 5, 7, 9 při tlaku huštění v pneumatikách přední nápravy 140 kPa a zadní nápravy 160 kPa, při tlaku huštění přední nápravy 100 kPa a v zadní 120 kPa. Měření byla prováděna s konstantní brzdící silou. Jako zdroj brzdící síly byl využit traktor JD 8320RT, výška spojovacího lana mezi měřeným a brzdícím traktorem byla 580 mm v obou připojovacích místech. Nylonové tažné lano bylo spojeno s tenzometrickým snímačem síly Hottinger U2A.



Obr. 16 Měření tahových vlastností traktoru JD 8320R

Měření probíhalo v jednom směru jízdy. Současně s tahovou silou byly naměřeny veličiny z externích a interních snímačů nainstalované na měřicí soupravu. Během měření veličiny z interních snímačů byly získány připojením na datovou sběrnici CAN-Bus, a byly ukládány do paměti měřicího počítače. Externí snímače měřicího systému tvořili modul GPS a spouštěcí infračervený modul, označující počátek a konec měřicího úseku. Odečítání a ukládání dat probíhalo s frekvencí 20 Hz.

7.2.1 Použitá měřicí zařízení

Pro získávání dat při tahových zkouškách, traktor byl vybaven externími snímači, jejichž signály byly zpracovány měřicí soupravou CompactRio. Kromě externích snímačů byly některá data využívány z interních snímačů traktoru pomocí datové sběrnice CAN-Bus. Připojením na interní sběrnici CAN-Bus byla ukládány do paměti měřicího počítače, jako popř. spotřeba paliva, otáčky motoru, teoretická rychlost, zatížení motoru a aktuální zatížení motoru.

Pro měření tahové síly byl použit tenzometrický snímač síly HOTTINGER U2A. Snímač je vhodný k měření v rozsahu 20 t. Před měřením bylo měřicí zařízení ocejchováno podle regresní přímky chyb. Tenzometr byl spojen tažným lanem mezi

měřený a brzdící traktor. Průběh tahové síly bylo možné sledovat v reálném čase na obrazovce měřicího počítače.



Obr. 17 Tenzometrický snímač Hottinger U2A

Pro měření skutečné rychlosti na střechy traktoru byl umístěn GPS přijímač, který zabezpečil lokalizaci měřicí soupravy.

Na rám měřicího traktoru byl osazen optický snímač firmy *ifm* pro indikaci začátku a konce měřeného úseku. Reflexní plochu tvořily páry značení na začátku a konci měřicího úseku.

Měřicí ústředna byla postavena na prvcích společnosti National Instruments. Systém se skládal ze šasi, do kterého byly vkládány ostatní moduly, jako Real-time kontrolér, modul vstupu tenzometru, CAN-Bus modul, RS232 modul pro čtení dat z GPS přijímače a modul digitálních vstupů.

7.3 Parametry motoru ze sítě CAN-Bus

Při tahových zkouškách byly sledovány některé veličiny získávané z datové sběrnice traktoru CAN-Bus. Jsou to významné parametry motoru, aktuální točivý moment $M_{t \text{ akt}}$ a zatížení udávaná v %. Pro ověření těchto údajů byla potřeba provést laboratorní zkoušky pro měření otáčkové charakteristiky.



Obr. 18 Traktor JD 8320R při měření otáčkové charakteristiky v laboratoři Ústavu techniky a automobilové dopravy na Mendelu Brně

Měření probíhalo v laboratoře Ústavu techniky a automobilové dopravy na Mendelu v Brně. Vířivý dynamometr V 500 byl spojen se zadním vývodovým hřídelem traktoru pomocí kloubového hřídele. Otáčky vývodového hřídele byly 1000 min^{-1} . Pomocí tohoto spoje bylo možné brzdit motor traktoru, a měřit točivý moment motoru M_t . Pomocí počítačového programu byla zkouška řízená automaticky. Měřené údaje byly snímány a ukládány do paměti měřicího počítače s frekvencí 18 Hz. Otáčky dynamometru byly měřeny pulzním snímačem LUN 1326.02-8, který je zabudována do dynamometru. Z naměřených hodnot můžeme sestrojít jmenovitou otáčkovou charakteristiku motoru a průběh aktuálního točivého momentu a zatížení motoru.

Efektivní výkon motoru:

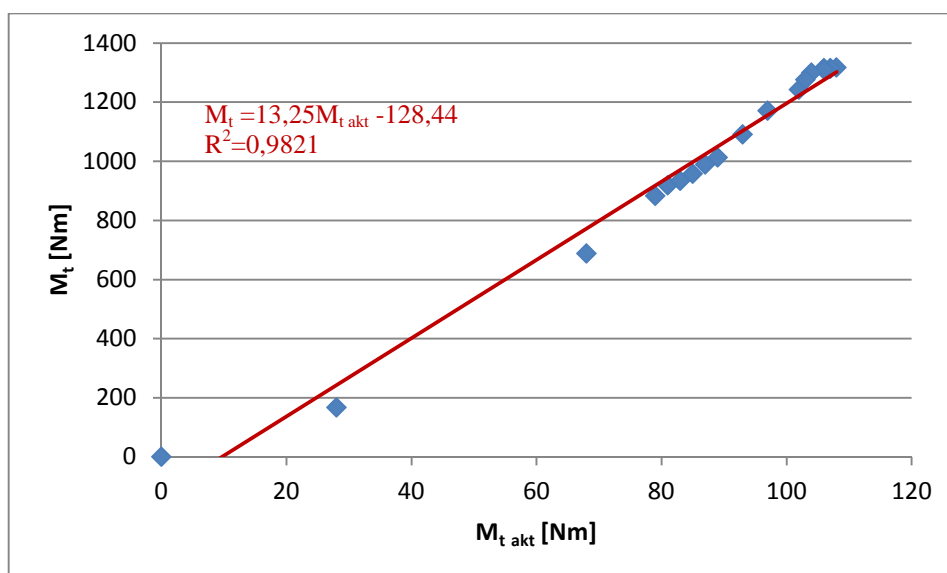
$$P_e = M_t \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{n}{60} \cdot 10^{-3} \text{ [kW]}$$

Kde: M_t – točivý moment motoru [Nm]

n – otáčky motoru [min^{-1}]

Tab. 8 Výsledky měření jmenovité otáčkové charakteristiky [4]

Otáčky motoru	Točivý moment	Výkon motoru	Zatížení motoru	$M_{t \text{ akt}}$
[min^{-1}]	[Nm]	[kW]	[%]	[%]
2187	166,7	38,2	40	28
2156	688	155,3	92	68
2106	882,2	194,6	100	79
2086	918,7	200,7	100	81
2068	933,9	202,2	100	83
2047	957,3	205,2	100	85
2026	988,5	209,7	100	87
2005	1012,9	212,7	100	89
1904	1090,9	217,6	100	93
1805	1170,8	221,3	100	97
1705	1241,7	221,7	100	102
1605	1317,2	221,4	100	108
1564	1312,8	215	100	107
1506	1314,5	207,3	100	107
1444	1314,9	198,8	100	106
1405	1310	192,8	100	106
1304	1299,5	177,4	100	104
1205	1275,8	161	100	103



Obr. 19 Vztah mezi aktuálním točivým momentem a skutečným točivým momentem

Pomocí rovnici regresní přímky můžeme přiřadit každému aktuálnímu točivému momentu $M_{t \text{ akt}}$ správnou hodnotu točivého momentu M_t :

$$M_t = 13,25 \cdot M_{t \text{ akt}} - 128,44 [\text{Nm}] .$$

7.4 Metodika vyhodnocení tahových zkoušek

Pro sestrojení tahové charakteristiky bylo potřebné provést výpočty podle naměřených hodnot. Takovým způsobem dostaneme tahový výkon P_t , měrná tahová spotřeba m_{pt} , prokluz kol δ a tahová účinnost η_t .

Tahový výkon:

$$P_t = \frac{F_t \cdot v_p}{3,6} \text{ [kW]}$$

Kde: F_t – tahová síla [kN]

v_p – pojezdová rychlost [$\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$]

Měrná tahová spotřeba paliva:

$$m_{pt} = \frac{Q_h \cdot \rho}{P_t} \cdot 10^{-3} \text{ [g} \cdot \text{kW}^{-1} \cdot \text{h}^{-1}\text{]}$$

Kde: Q_h – hodinová spotřeba paliva [$\text{l} \cdot \text{h}^{-1}$]

ρ – hustota paliva [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]

P_t – tahový výkon [kW]

Prokluz kol:

$$\delta = 1 - \frac{v_p}{v_t} \cdot 100 \text{ [%]}$$

Kde: v_p – pojezdová rychlost [$\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$]

v_t – teoretická rychlost [$\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$]

Tahová účinnost:

$$\eta_t = \frac{P_t}{P_e} \cdot 100 \text{ [%]}$$

Kde: P_t – tahový výkon [kW]

P_e – efektivní výkon motoru [kW].

8. VYHODNOCENÍ MĚŘENÍ

Tahové zkoušky traktoru John Deere 8320R s různými tlaky huštění pneumatik byly provedeny v katastru obce Vrbovec dle uvedené metodiky:

- Tlak huštění: přední pneumatiky 160 kPa, zadní pneumatiky 140 kPa (standardní),
- Tlak huštění: přední pneumatiky 120 kPa, zadní pneumatiky 100 kPa (podhuštěné).

Traktor byl zkoušen na převodových stupních 5, 7, 9. Naměření dat probíhalo s frekvencí 20 Hz, a následně byly zprůměrněny pro jednotlivé průjezdy měřeným úsekem. Měření probíhalo při ustálených podmínkách v celém rozsahu měření při plné dávky paliva.

Tab. 9 Varianty měření

Varianta měření	Tlak v předních pneumatikách	Tlak v zadních pneumatikách	Převodové stupně
	[kPa]	[kPa]	
1. standardní	160	140	5, 7, 9
2. podhuštěno	120	100	5, 7, 9

Naměřené a vypočtené hodnoty pro 1. variantu nastavení hustícího tlaku jsou znázorněny v tabulce 10 a pro 2. variantu s podhuštěnými pneumatiky v tabulce 11.

Tab. 10 Naměřené a vypočtené hodnoty tahové charakteristiky při tlaku huštění 160 kPa a 140 kPa [4]

Převodový stupeň	Tahová síla	Rychlost teoretická	Rychlost pojezdová	Prokluz	Výkon tahový	Spotřeba paliva	Měrná tahová spotřeba	Otáčky motoru	Aktuální moment motoru	Zatížení motoru	Výkon motoru	Tahová účinnost
	[kN]	[km·h ⁻¹]	[km·h ⁻¹]	[%]	[kW]	[l/h]	[g·kW ⁻¹ ·h ⁻¹]	[min ⁻¹]	[%]	[%]	[kW]	[%]
5. standardní	7,4	5,7	5,5	3,6	11,3	19,1	1393,8	2189	26	38	27,7	40,8
	100,7	5,6	2,9	48,9	81,1	52,7	536,0	2150	73	99	179,2	45,2
	75	5,6	4,4	21,6	91,7	44,1	396,9	2160	62	84	141,7	64,6
	94,3	5,6	3,5	37,4	91,7	50,4	453,5	2153	70	95	169,7	54,0
	90,8	5,6	3,7	33,8	93,3	49,5	437,6	2154	69	93	165,7	56,3
	77,1	5,6	4,3	23,1	92,1	45,0	403,1	2160	63	86	146,2	62,9
	27,4	5,7	5,4	5,5	41,1	23,6	473,7	2184	33	46	51,2	80,2
48,3	5,8	5,2	8,9	69,8	33,1	391,2	2174	56	77	122,9	56,7	
7. standardní	47,6	7,6	6,9	9,2	91,2	40,6	367,1	2163	56	78	124,4	73,3
	91,2	7,3	5	31,7	126,7	57,3	373,2	2073	82	100	201,7	62,7
	102,2	6,8	3,4	50,3	96,5	61,3	523,9	1942	92	100	217,4	44,3
	53,1	7,6	6,7	11,1	98,8	42,9	358,1	2162	60	82	135,6	72,8
	83,5	7,4	5,4	27,2	125,3	55,1	362,9	2117	78	100	190,4	65,7
	72,7	7,6	5,9	21,7	119,1	51,2	354,5	2153	71	97	173,2	68,7
	89,5	7,3	4,9	32,5	121,8	57,0	386,0	2080	82	100	200,1	60,8
	89,2	7,3	4,9	32,2	121,4	57,0	387,3	2079	82	100	200,4	60,5
	101,6	6,8	3,3	51,5	93,1	61,2	542,1	1955	91	100	217,4	42,8
90,2	7,2	4,9	33	122,8	57,5	386,4	2070	83	100	202,4	60,6	
9. standardní	9,2	10,2	9,9	2,5	25,3	22,5	733,7	2185	32	44	46,4	54,5
	87,5	8,4	5,6	33,1	136,1	61,8	374,6	1787	98	100	220,8	61,6
	50,6	10,1	8,9	11,2	125,1	50,5	333,0	2153	70	95	169,8	73,6
	96,2	6,6	3,8	42,7	101,5	52,6	427,3	1417	106	100	196,5	51,6
	91,1	7,9	4,9	38,2	124,0	61,7	410,5	1693	103	100	222,2	55,8
	97	6,9	3,8	44,2	102,4	55,2	444,8	1470	107	100	204,1	50,1
	90,5	8	5,4	33	135,8	61,7	375,0	1714	102	100	222,0	61,1
	72,3	8,7	7,1	18,5	142,6	59,1	341,9	1996	89	100	216,5	65,8
64,8	8,8	7,5	14,8	135,0	57,7	352,6	2083	81	100	200,8	67,2	

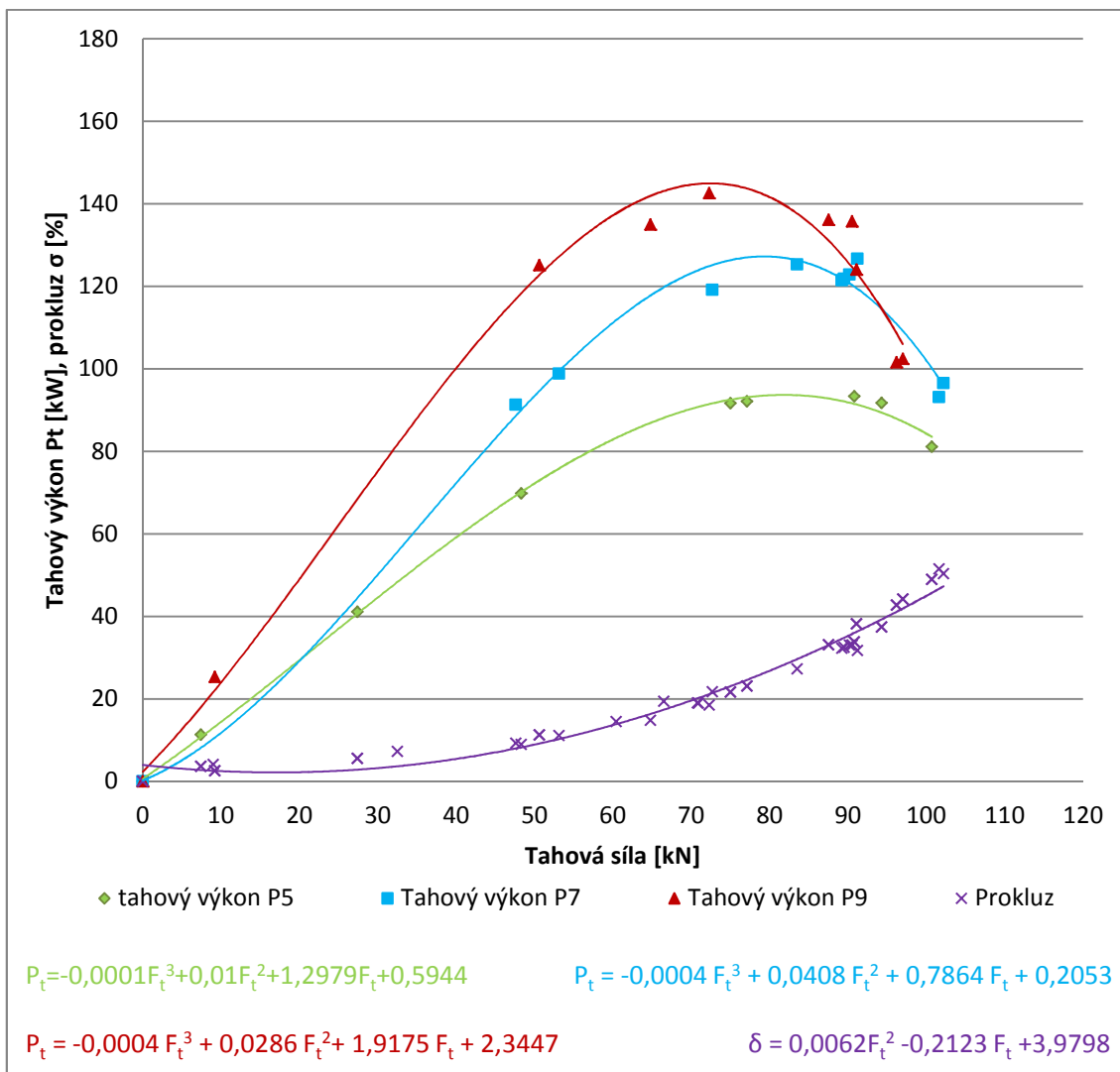
Tab. 11 Naměřené a vypočtené hodnoty tahové charakteristiky 20 kPa a 100 kPa [4]

Převodový stupeň	Tahová síla	Rychlost teoretická	Rychlost pojezdová	Prokluz	Výkon tahový	Spotřeba paliva	Měrná tahová spotřeba	Otáčky motoru	Aktuální moment motoru	Zatížení motoru	Výkon motoru	Tahová účinnost
	[kN]	[km·h ⁻¹]	[km·h ⁻¹]	[%]	[kW]	[l/h]	[g·kW ⁻¹ ·h ⁻¹]	[min ⁻¹]	[%]	[%]	[kW]	[%]
5. podhuštěno	8,5	5,7	5,5	4,4	13,0	19,5	1238,8	2188	26	38	29,2	44,4
	100,9	5,6	3,4	39,6	95,3	51,9	449,3	2151	72	98	176,0	54,1
	105	5,6	2,6	53,6	75,8	53,9	586,4	2137	75	100	185,0	40,9
	79,5	5,7	4,4	21,3	97,2	45	382,1	2159	63	85	145,9	66,5
	93,2	5,6	3,8	31,8	98,4	49,6	415,9	2154	69	93	166,0	59,2
	68,5	5,7	4,6	19,1	87,5	40,8	384,6	2164	56	78	124,7	70,1
	35,2	5,7	5,3	7,6	51,8	26,6	423,5	2180	38	52	67,4	76,8
	51,2	5,7	5,1	10,6	72,5	34,7	394,7	2173	56	77	123,3	66,9
62,6	5,9	5,2	14	90,4	39	355,8	2169	61	84	138,9	71,2	
7. podhuštěno	8,2	7,7	7,4	3,8	16,9	19,9	974,0	2188	27	39	31,3	53,8
	85,3	7,4	5,6	24,8	132,7	55,3	343,8	2113	78	100	191,3	69,3
	103,2	6,9	3,6	47,2	103,2	61	487,6	1974	90	100	216,8	47,6
	103,1	6,9	3,7	46,9	106,0	60,9	474,1	1980	90	100	216,7	48,8
	89,3	7,3	5,2	28,4	129,0	56,4	360,7	2091	81	100	197,3	65,3
	94,7	7,2	4,9	32,9	128,9	58,1	371,9	2058	84	100	205,1	62,8
	37,6	7,6	7	7,6	73,1	32,9	371,3	2173	46	63	90,8	80,5
	28,7	7,6	7,2	5,5	57,4	28,1	403,9	2178	47	63	91,6	62,6
65,6	7,8	6,8	13,2	123,9	47,6	316,9	2151	69	96	165,0	75,0	
9. podhuštěno	8,2	10,2	9,8	4,1	22,3	22,6	835,3	2184	32	44	45,9	48,6
	85,3	8,7	6,5	25,2	154,0	61,7	330,5	1857	95	100	219,2	70,2
	74,7	9,5	7,6	19,7	157,7	59,8	312,8	2020	88	100	213,1	74,0
	94,6	7,9	5,2	33,4	136,6	61,6	371,9	1678	104	100	222,3	61,4
	98,9	7	4,4	37,1	120,9	57,2	390,4	1508	107	100	209,7	57,6
	94	8	5,6	30,1	146,2	61,7	348,1	1713	102	100	221,9	65,8
	32,5	9,37	8,6	8,3	77,6	43,6	463,3	2145	69	100	167,3	46,4
68,6	9,1	8,1	10,7	154,4	59,6	318,6	2045	84	97	205,7	75,0	

8.1 Vyhodnocení tahových vlastností

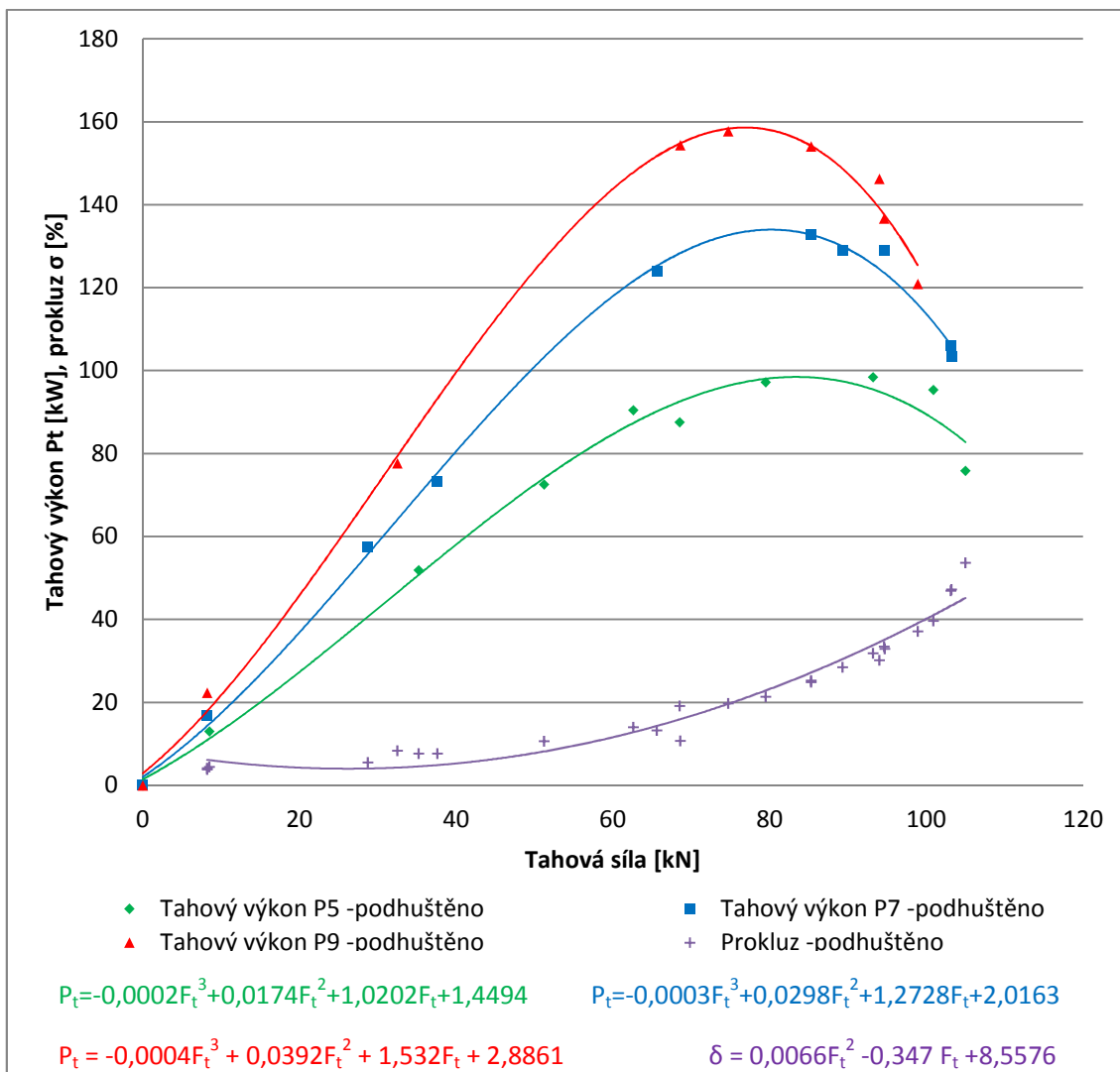
Naměřené hodnoty tahového výkonu v závislosti na tahové síle při standardním nahuštění jsou vyneseny do grafu (obr. 10). Z grafu tahového výkonu je zřejmé, že traktor dosáhl nejvyšší tahový výkon v převodovém stupni 9, což bylo 142,6 kW při tahové síle 12,3 kN a při prokluzu 18,5 %.

Největší dosažitelná tahová síla při standardním nahuštění pneumatik byla 102,2kN při prokluzu 50,3% při zařazeném převodovém stupni 7. Při největším tahové síle byl naměřen tahový výkon 96,5 kW.



Obr. 20 Průběh tahového výkonu a prokluzu při tlaku nahuštění 160 kPa a 140 kPa

Průběh tahového výkonu při podhuštěných pneumatikách je znázorněn na obrázku 21. Maximální změřený tahový výkon byl 157,7 kW při tahové síle 74,7 kN při prokluzu 19,7% a při 7. převodovém stupni.

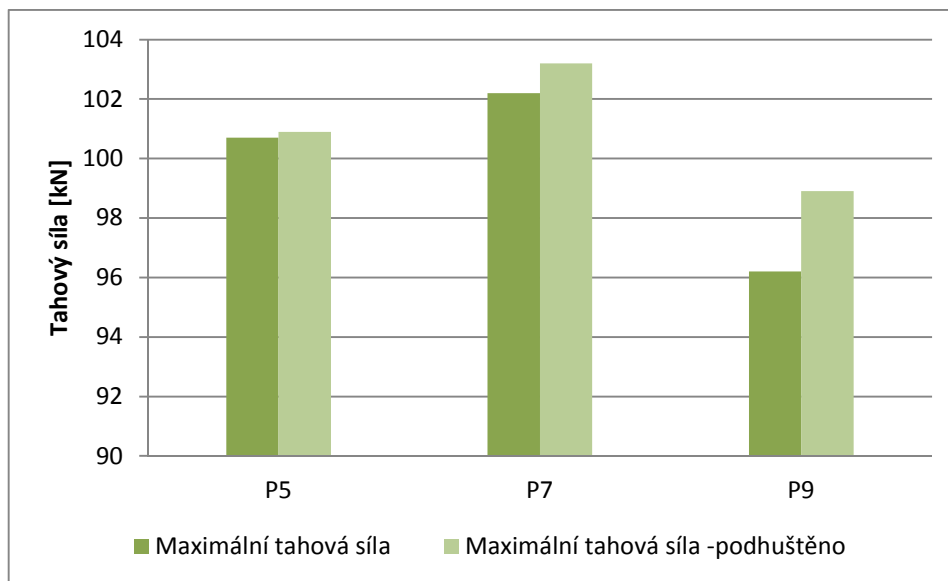


Obr. 21 Průběh tahového výkonu a prokluzu při tlaku nahuštění 120 kPa a 100 kPa

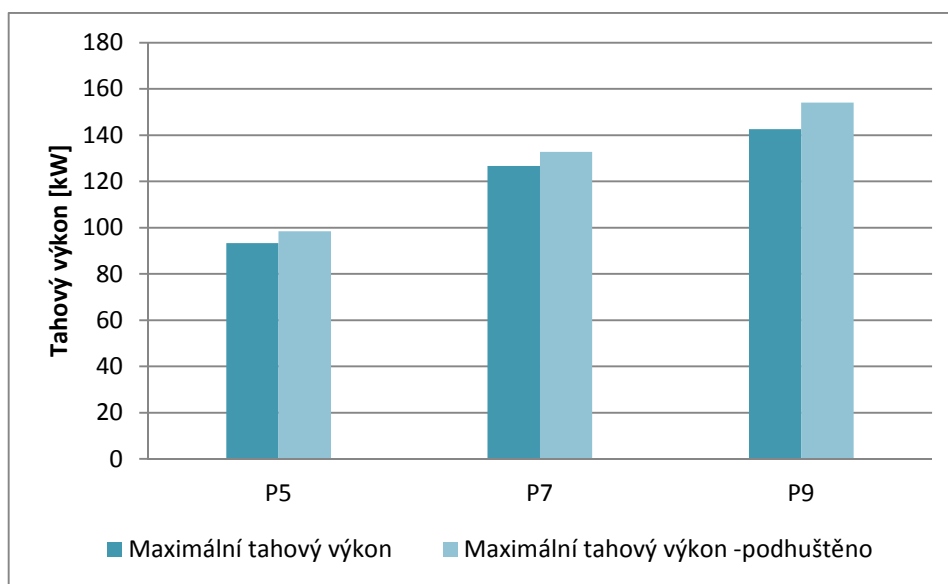
Maximální tahová síla při podhuštěných pneumatikách byla 105 kN při tahovém výkonu 75,8 kW. Nejvyšší hodnota prokluzu byla 53,6% při 5. převodovém stupni.

Dosažitelné tahové výkony a tahové síly jsou znázorněny na obrazech 22 a 23 při rozdílných nahuštění pneumatik. Z grafu lze vyčíst nepatrný rozdíl v maximálních tahových silách při jednotlivých převodových stupních při různém tlaku pneumatik. Maximální tahová síla se zvýšila o 0,19% při 5. převodovém stupni, o 0,97% při převodovém stupni 7, a o 2,81% při převodovém stupni 9.

Mnohem výraznější je zvýšení tahového výkonu při použití podhuštěných pneumatik, při 5. převodovém stupni, zvýšilo se o 5,47%, při 7. převodovém stupni o 8,6% a při převodovém stupni 9 o 10,59%.



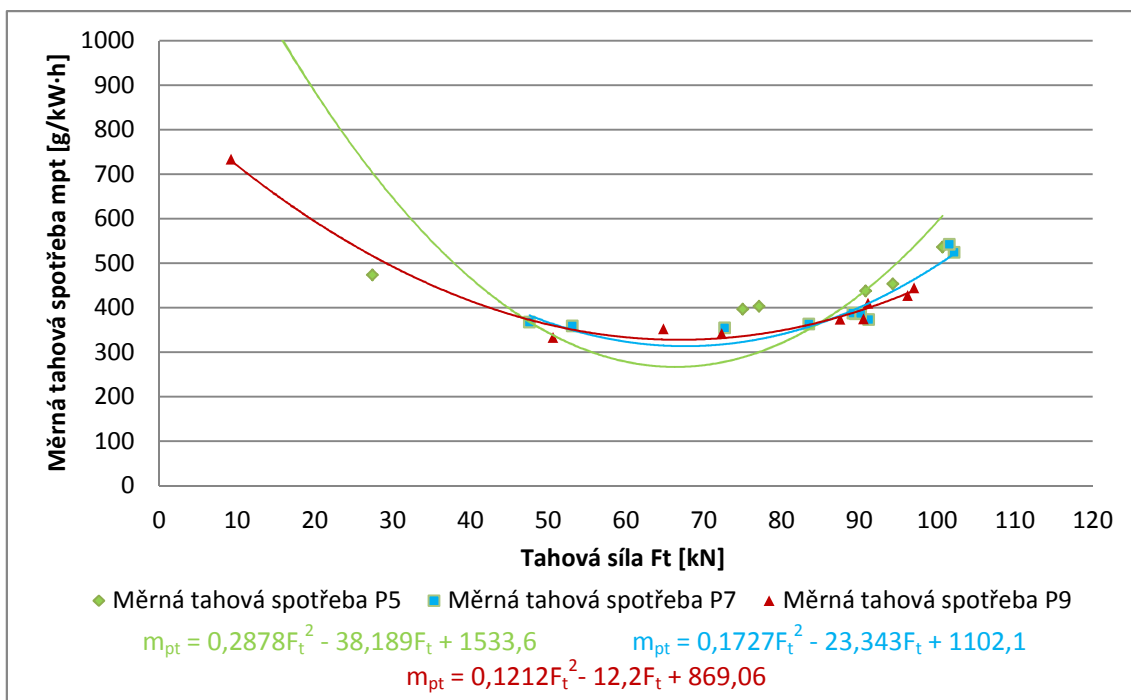
Obr. 22 Maximální dosažitelná tahová síla při různých tlacích huštění pro jednotlivé převodové stupně



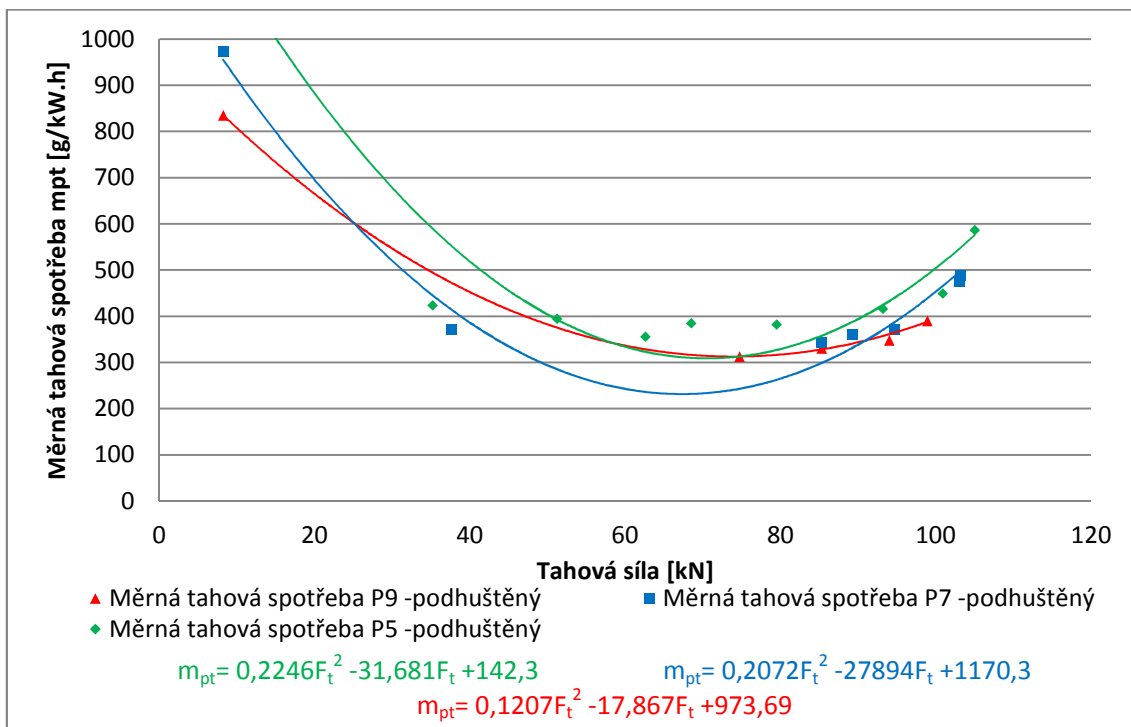
Obr. 23 Maximální dosažitelný tahový výkon při různých tlacích huštění pro jednotlivé převodové stupně

Z grafických znázornění na obrázku 24. a 25. měrných tahových spotřeb paliva je zřejmé, že nejmenší měrné tahové spotřeby byly dosaženy v oblastech nejvyšších tahových výkonů. Při hustícím tlaku pneumatik u přední nápravy 160 kPa a u zadní 140 kPa při převodovém stupni 9 maximální naměřený tahový výkon byl 142,6 kW, a při tom měrná tahová spotřeba paliva byla $341,9 \text{ g} \cdot \text{kW}^{-1} \cdot \text{h}^{-1}$. Po podhuštění pneumatik na tlak 120 kPa na 100 kPa maximální tahový výkon se zvýšil na 157,7 kW při měrné

tahové spotřeby paliva $312,8 \text{ g}\cdot\text{kW}^{-1}\cdot\text{h}^{-1}$. To znamená, že měrná tahová spotřeba se snížila o 9,3%.

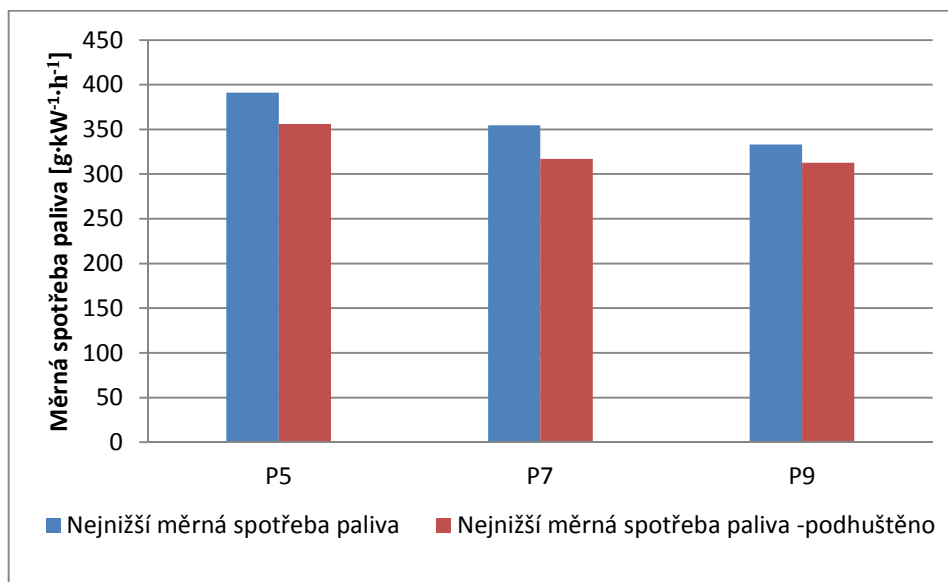


Obr. 24 Průběh měrné tahové spotřeby paliva při nahuštění tlaku 160 kPa a 140 kPa



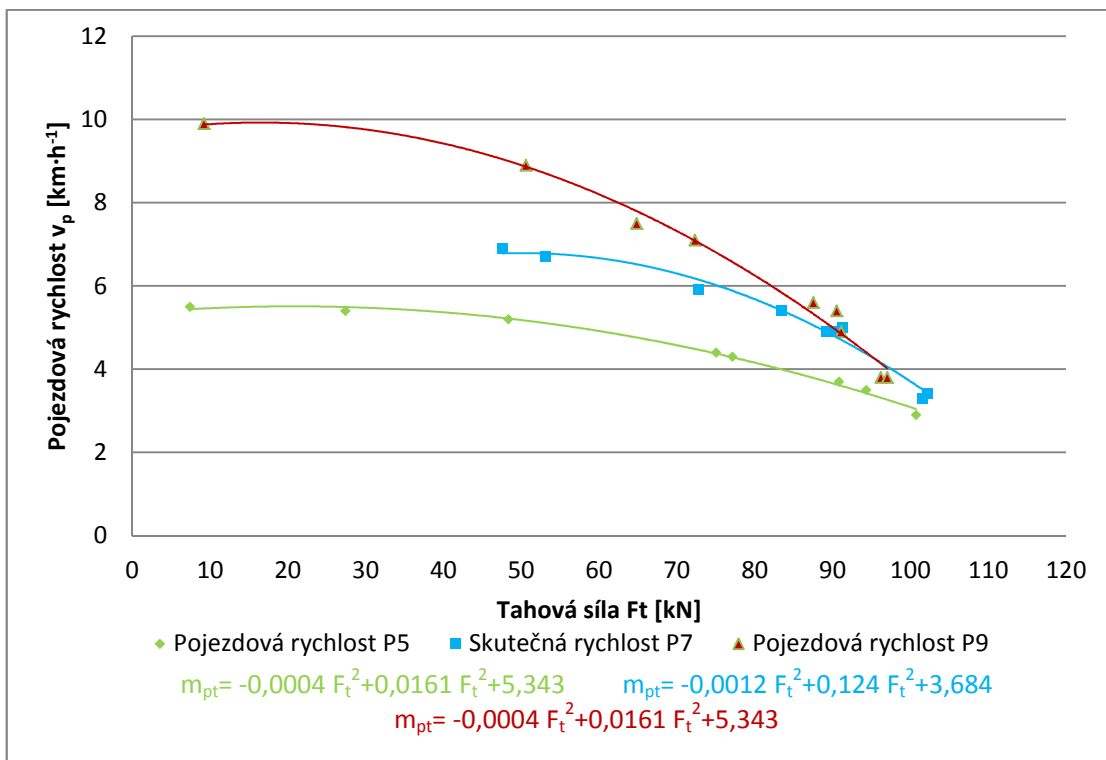
Obr. 25 Průběh měrné tahové spotřeby paliva při nahuštění tlaku 120 kPa a 100 kPa

Změny měrné tahové spotřeby paliva v závislosti na huštění pneumatik jsou znázorněny na obrázku 26. Měrná spotřeba paliva při převodovém stupni 5 se snížila o 9,95 %, při převodovém stupni 7 o 11,86 % a při převodovém stupni 9 o 6,45 %, díky snížení hustícího tlaku pneumatik.

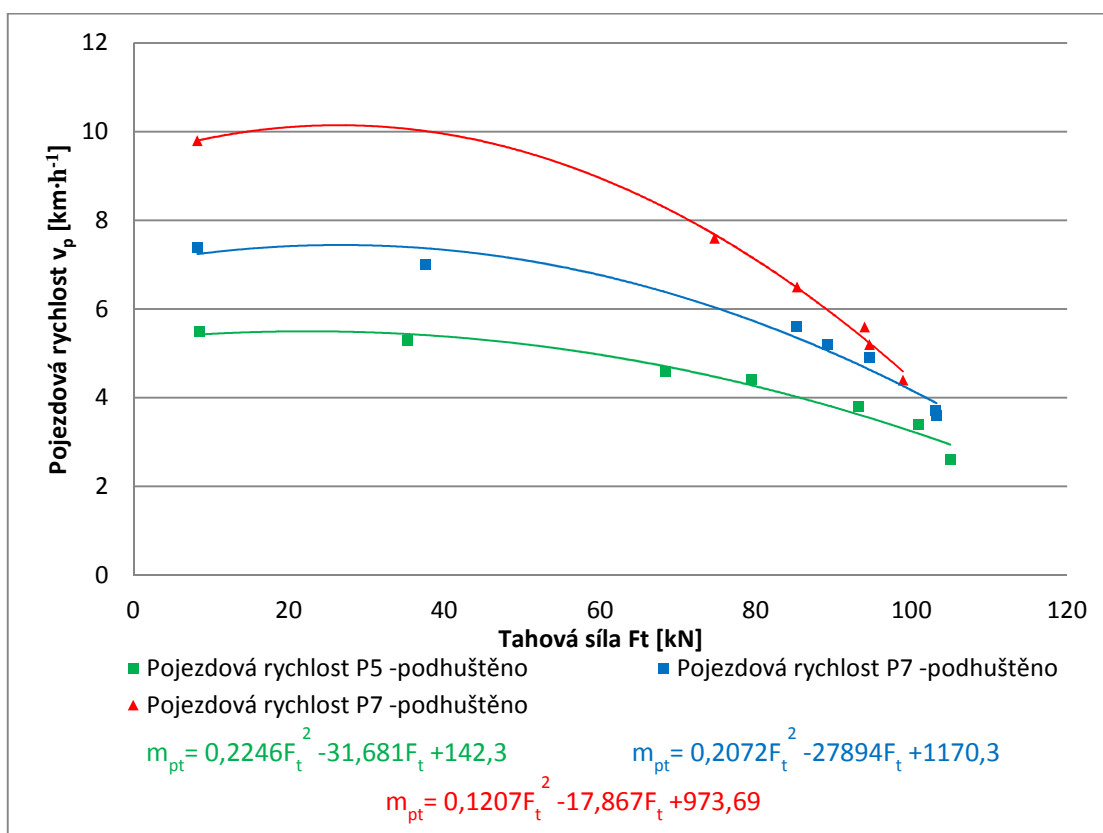


Obr. 26 Změna měrné tahové spotřeby paliva při různých tlacích huštění pro jednotlivé převodové stupně

Z hlediska výkonnosti traktorové soupravy při zpracování půdy hlavním parametrem je pojezdová nebo pracovní rychlost. Pojezdová rychlost je největší při nejnižších tahových výkonech a tahových silách. Postupně se sníží s rostoucí tahovou silou.



Obr. 27 Průběh pojezdové rychlosti při nahuštění tlaku 160 kPa a 140 kPa

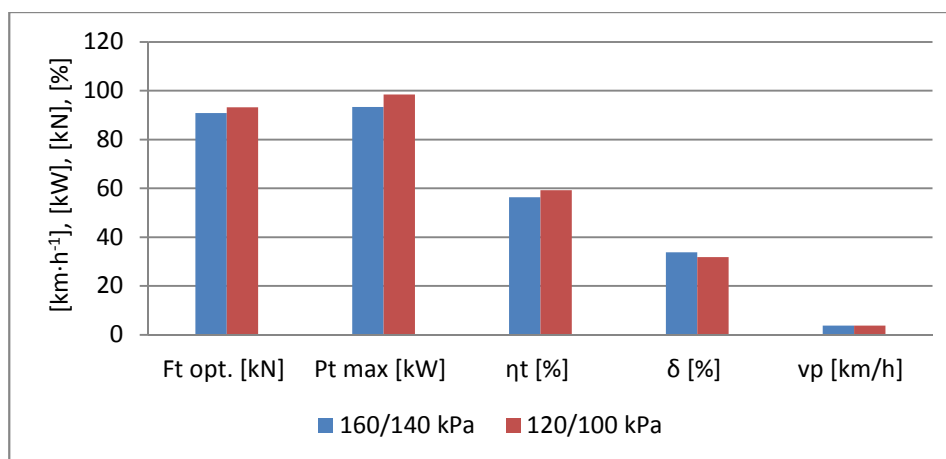


Obr. 28 Průběh pojezdové rychlosti při nahuštění tlaku 120 kPa a 100 kPa

Z důvodu snížení hustičího tlaku v pneumatikách se změnili optimální provozní podmínky traktoru u všech měřených převodových stupňů. Tyto změny jsou znázorněny v následujících tabulkách a grafech o měřených veličinách při optimální tahové síle jednotlivých převodových stupňů.

Tab. 12 Tahové vlastnosti při optimální tahové síle, převodový stupeň P5

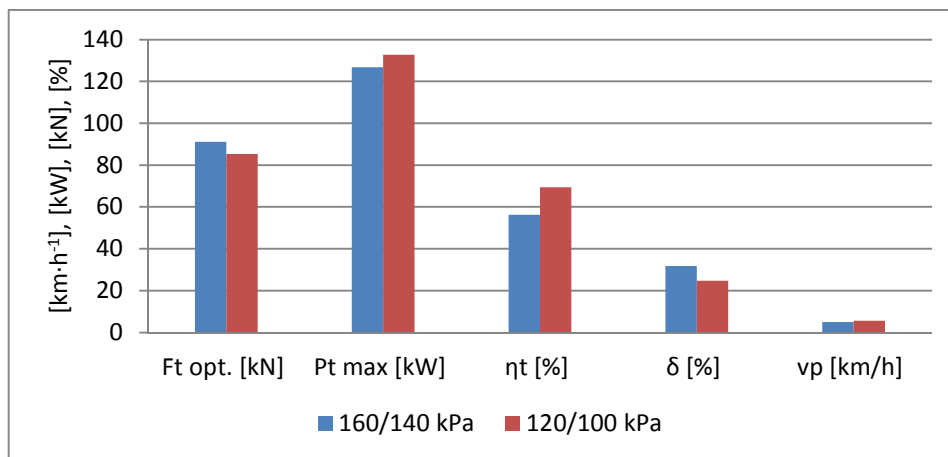
P5	$F_{t\ opt}$	$P_{t\ max}$	η_t	δ	v_p
	[kN]	[kW]	[%]	[%]	[km·h ⁻¹]
160/140 kPa	90,8	93,3	56,31	33,8	3,7
120/100 kPa	93,2	98,4	59,26	31,8	3,8



Obr. 29 Porovnání tahových vlastností traktoru, převodový stupeň P5

Tab. 13 Tahové vlastnosti při optimální tahové síle, převodový stupeň P7

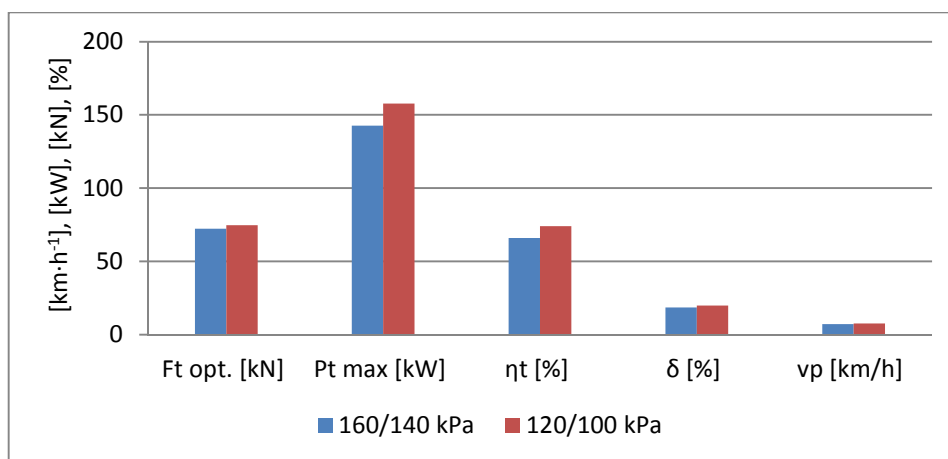
P7	$F_{t\ opt}$	$P_{t\ max}$	η_t	δ	v_p
	[kN]	[kW]	[%]	[%]	[km·h ⁻¹]
160/140 kPa	91,2	126,7	56,31	31,7	5
120/100 kPa	85,3	132,7	69,36	24,8	5,6



Obr. 30 Porovnání tahových vlastností traktoru, převodový stupeň P7

Tab. 14 Tahové vlastnosti při optimální tahové síle, převodový stupeň P9

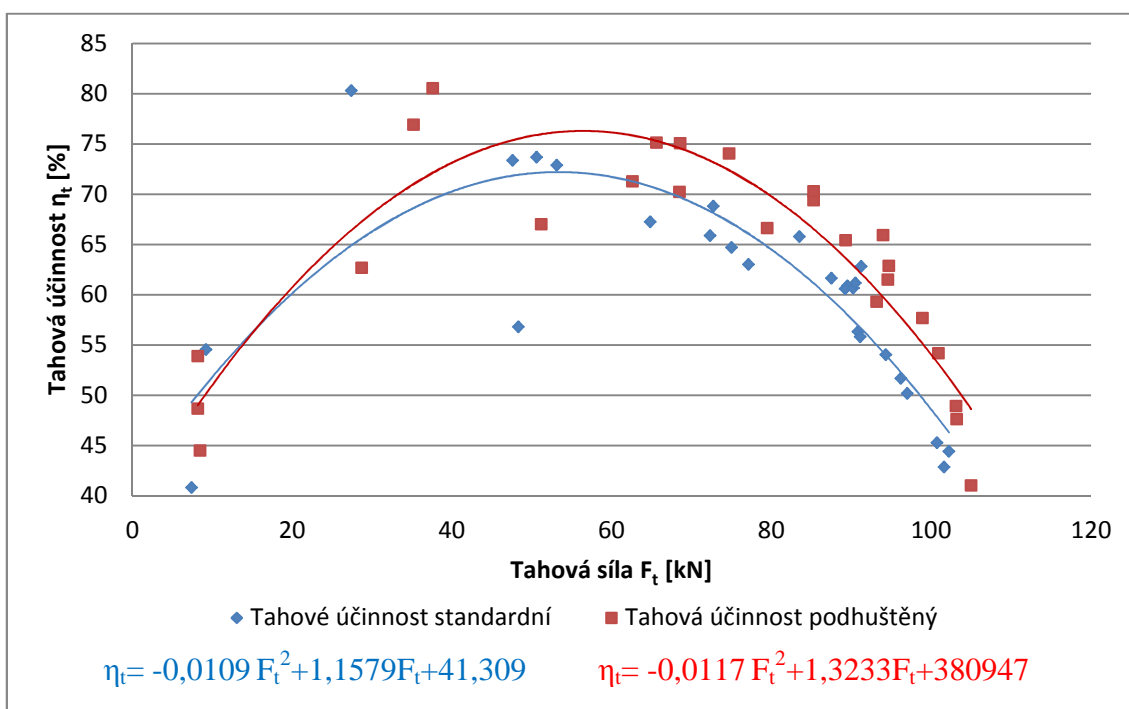
P9	F _{t opt}	P _{t max}	η _t	δ	v _p
	[kN]	[kW]	[%]	[%]	[km·h ⁻¹]
160/140 kPa	72,3	142,6	65,85	18,5	7,1
120/100 kPa	74,7	157,7	74	19,7	7,6



Obr. 31 Porovnání tahových vlastností traktoru, převodový stupeň P7

8.2 Vyhodnocení tahové účinnosti

Tahová účinnost traktoru ukazuje efektivitu přenosu energie od motoru na tažené zařízení traktoru. Průběh tahové účinnosti je totožné s potenciální charakteristikou traktoru. [18]



Obr. 32 Změna tahové účinnosti při různých tlacích huštění pneumatik

Z grafu je zřejmé, že vlivem podhuštění pneumatik se zvýšila maximální dosažitelná tahová účinnost traktoru a maximální tahová síla v rozsahu měření.

9. DISKUZE

Podobná měření tahové charakteristiky probíhalo se stejným traktorem John Deere 8320R v laboratoři NTTL (University of Nebraska Tractor Test Laboratory) pro oficiální ověření tahových vlastností dle OECD. Tahové vlastnosti byly naměřeny na betonové podložce při použití dvojmontáží. [20]

Tab. 15 Podmínky měření dle OECD [20]

Parametr	Hodnota
Zadní pneumatiky 4x v palcích	480/80R50
Přední pneumatiky 2x v palcích	420/85R34
Tlak huštění zadních pneumatik [kPa]	75
Tlak huštění předních pneumatik [kPa]	180
Výška zapojení lana [mm]	520
Hmotnost traktoru (celková) [kg]	11741
Hmotnost připadající na přední nápravu [kg]	4661
Hmotnost připadající na zadní nápravu [kg]	7080

V tabulce 16 jsou zpracovány výsledky měření dle OECD pro převodové stupně 5, 7, 9 při otáčkách motoru 2100 min⁻¹.

Tab. 16 Tahové vlastnosti při maximálním tahovém výkonu při vybraných převodových stupních [20]

Převodový stupeň	Maximální tahový výkon	Optimální tahová síla	Rychlost	Prokluz
	[kW]	[kN]	[km·h ⁻¹]	[%]
P5	138,97	104,83	4,77	12
P7	171,15	95,37	6,46	8
P9	180,69	72,97	8,92	4,2

Na obrázku 34 - 36 jsou znázorněny dosažené maximální tahové výkony, optimální tahové síly, rychlosti při optimální tahové síle a prokluzu kol. Je zřejmé, že tahové vlastnosti traktoru při měření NTTL jsou výrazně lepší. Optimální tahová síla byla 104,83 kN při převodovém stupni 5, přičemž maximální dosažený tahový výkon byl 138,97 kW, při 12% prokluzu kol. Pojezdová rychlost při optimální tahové síle byl 4,77 km·h⁻¹.

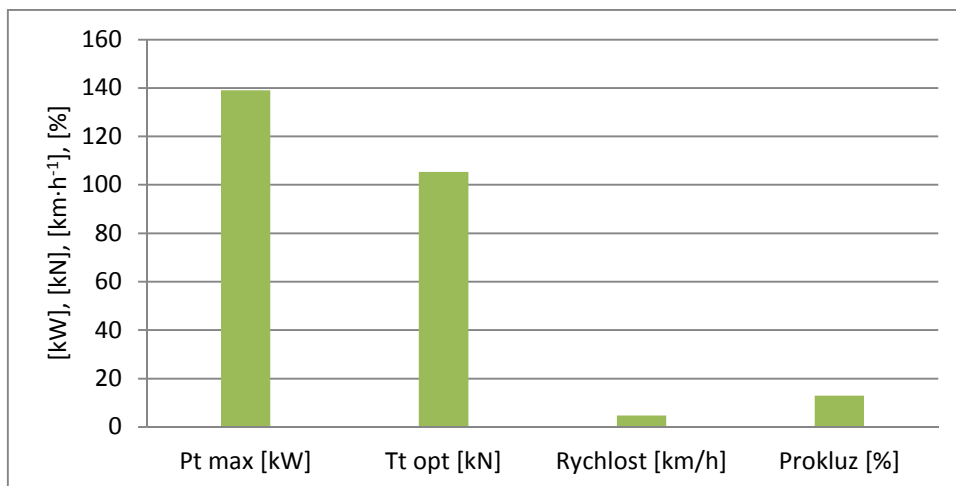
Při zařazeném převodovém stupni 7 optimální tahová síla byla 95,37 kN, maximální tahový výkon byl 171,15 kW při jezdové rychlosti 6,46 km·h⁻¹ a prokluzu kol 8%.

Při převodovém stupni 9, optimální tahová síla byla 72,97 kN, při tahovém výkonu 180,69 kW, s jezdovou rychlosti 8,92 při prokluzu kol 4,2%.

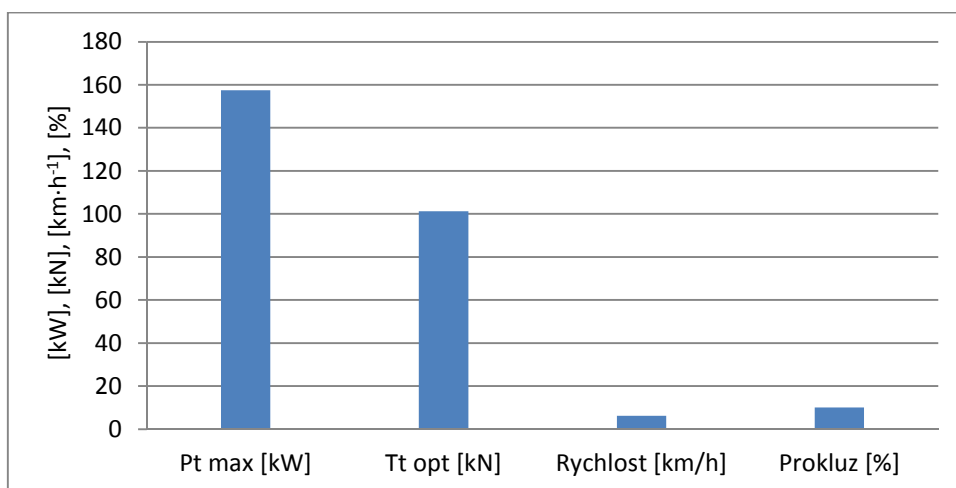


Obr. 33 Traktor JD 8320R při měření tahových vlastností NTTL [20]

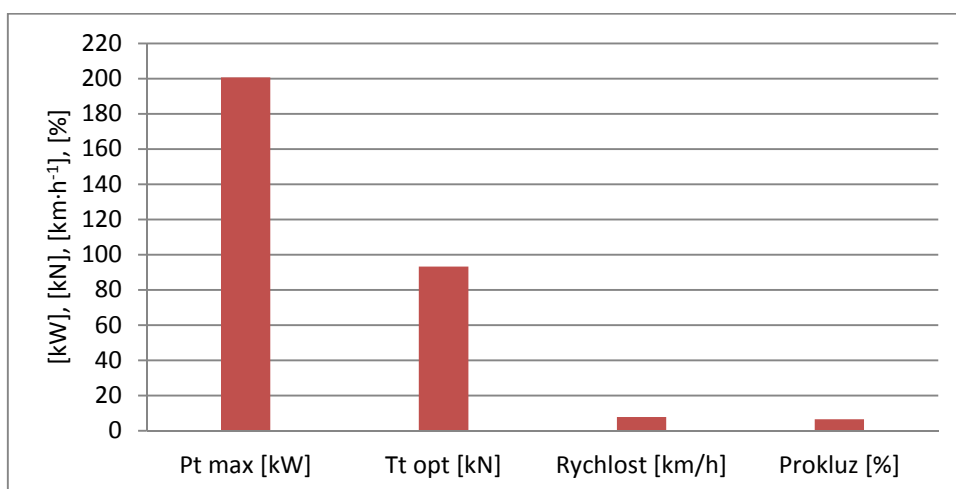
Traktor dosáhl výrazně větší tahový výkon, při větší tahové síle. Optimální jezdová rychlost byla větší při všech měřených převodových stupňů. Prokluz při optimální tahové síle byl výrazně menší. Příčinou jiných naměřených hodnot tahových vlastností jsou jiné podmínky měření, jako větší součinitel záběru na betonovou podložku, jak na strništi, a použití dvojmontáže, a rozdílné tlaky huštění pneumatik.



Obr. 34 Tahové vlastnosti traktoru dle NTTL, převodový stupeň P5



Obr. 35 Tahové vlastnosti traktoru dle NTTL, převodový stupeň P7



Obr. 36 Tahové vlastnosti traktoru dle NTTL, převodový stupeň P9

10. ZÁVĚR

Při snížení hustícího tlaku v pneumatikách se zvětší styčná plocha pojezdového ústrojí na půdě, a dojde ke snížení tlaku v půdě. Změny jsou patrné i v tahové charakteristice traktoru John Deere 8320R s pneumatiky na přední nápravě Michelin 710/70 R42 MachXBib a na zadní nápravě Michelin 600/70 R30 MachXBib.

Při snížení tlaku nahuštění v pneumatikách přední nápravy ze 160 kPa na 140 kPa, a zadní nápravy ze 120 kPa na 100 kPa, došlo ke zvýšení maximálního tahového výkonu při 9. převodovém stupni o 10,58%, z 142,6 kW na 157,7 kW. Stejně se zvýšila maximální dosažitelná tahová síla o 2,73%, z 102,2 kN na 105 kN.

Z hlediska ekonomiky provozu traktoru je nejvýznamnějším parametrem spotřeba paliva. Se snížením tlaku v pneumatikách se nepatrně snížila i měrná spotřeba paliva. Při maximálním dosaženém tahovém výkonu při převodovém stupni 9 se snížila měrná tahová spotřeba paliva z 341,9 $\text{g}\cdot\text{kW}^{-1}\cdot\text{h}^{-1}$ na 312,8 $\text{g}\cdot\text{kW}^{-1}\cdot\text{h}^{-1}$. Snížení hustícího tlaku v pneumatikách se projevuje i ve snížení prokluzu kol.

Podle měření NTTL stejný traktor na zadní nápravě s dvojmontáží pneumatikami 480/80 R50 (v palcích) s hustícím tlaku 75 kPa a na přední nápravě 420/85 R34 (v palcích) s hustícím tlaku 180 kPa na betonovém podložce dosáhl nejvyšší tahový výkon při zařazeném převodovém stupni 180,69 kW, přičemž optimální tahový výkon byl 72,97 kN při rychlosti 8,92 $\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$ s prokluzem kol 4,2%.

Szeznam použité literatúry

- [1] ANTOS G., 2009, *Milyen a jó traktorgumi?* [online], vyd: 16. 4. 2009, dostupné z <http://www.haszonagrar.hu/mezogepek/201-milyen-a-jo-tractorgumi.html>
- [2] BÁLIMT TÓTH J., 2011, *A gumiabroncs lelke a légnyomás*, Agrárágazat, 2011/Prosinec, 62-66 s.
- [3] BAUER F. (ed.), 2013, *Traktory a jejich využití*. 2. vyd. Praha: Profi Press, 223 s. ISBN 978-80-86726-52-6
- [4] BAUER F. (ed.), 2010, *Vyhodnocení měření kolového traktoru John Deere 8320 R a pásového traktoru John Deere 8320 RT ve vozidlových laboratořích a v terénu*, Brno, (nepubl.), Mendelova Univerzita v Brně, Ústav techniky a automobilové dopravy
- [5] BEKKER M.G., 1955, *Theory of land locomotion* [online]. Michigan: University of Michigan Press. Dostupné z: <http://babel.hathitrust.org/cgi/pt?id=mdp.39015000986904;view=1up;seq=87>
- [6] BENEŠ P., 2009, *Přínos změny tlaku v pneumatikách* [online]. [cit. 2009-10-23]. Dostupné z: <http://zemedelec.cz/prinos-zmeny-tlaku-v-pneumatikach/>
- [7] FENYVESI L., SZENTE M., 2011, *A dynamometer vehicle for testing off-road vehicles, tractors*, Járművek és Mobilgépek, 2011, 43-48 s
- [8] Firemní materiál, 2013, *Starmax, Tire guide*, [online]. Dostupné z: <http://www.starmaxx.com/en/technology-and-support/tire-guide/>
- [9] Firemní materiál, 2014, *10 years of Michelin Ultraflex Technology*, Boulogne, 30. 9. 2014
- [10] Firemní materiál, 2014, *Technical Data Firestone Agricultural Tyres*, [online]. Dostupné z: <http://www.firestone.eu/agri/hu/news/tyre-pressure-app>
- [11] Firemní materiál, 2015, *A Michelin a Sima nemzetközi mezőgazdasági kiállításon*, Paříž, 22. 2, 2015
- [12] Firemní materiál, *Fendt 900 Vario*, [online]. Dostupné z: http://fendt.wz.cz/900vario_cz-neu.pdf
- [13] Firemní materiál, *Hankook*, [online]. Dostupné z: <http://www.hankooktire.eu.com/hu/technologia/gumiabroncsok-tipusai/szerkezet-szerint.html>
- [14] Firemní materiál, 2013, *Mitas, Zemědělské pneumatiky*, [online]. Dostupné z: http://www.bestdrive.cz/cs/download/52-mitas_agri_databook_cz_12th.pdf

- [15] GREČENKO A., 1994, *Vlastnosti terénních vozidel*. Vyd. 1. V Praze: Vysoká škola zemědělská, 118 s. ISBN 80-213-0190-2.
- [16] HAJDÚ J., 2014, *A központi guminyomás-szabályozás előnyei az erőgépeken*, 2014/červenec, 34-35 s.
- [17] HOY R. M., 2009, *Nebraska OECD traktor test 1963–Summary 660 John Deere 8320R 16 speed diesel*, [online]. Dostupné z: http://tractortestlab.unl.edu/c/document_library/get_file?uuid=58b2f38d-11c7-408a-ba9b-601ef7945710&groupId=4805395&pdf
- [18] KISS Zs.P., 2002, *Mezőgazdasági gumibroncsok talajfizikai hatásának vizsgálata*, Debrecen. disertační práce (nepubl.), University of Debrecen, vedoucí práce Dr. Csizmadia Zoltán
- [19] LAJB L., Antos G., *A korszerű traktor gumibroncsokról*, Agrárágazat, 2007/Březen, 70-73 s.
- [20] MARSCHALCO M. (ed.), *Geologie-výukové multimediální texty* [online]. Dostupné z: <http://geologie.vsb.cz/geologie/Textov%C3%A1%20multimedi%C3%A1ln%C3%AD%20C4%8D%C3%A1st.htm>
- [21] *OECD Code 2*, 2014, [online]. Dostupné z: <http://www.oecd.org/tad/code/02-Code%202-Final-July%202014.pdf>
- [22] Prikner P., 2012, *Vliv zatížení pneumatik na půdu*, [online]. [cit. 2012-10-26]. Dostupné z <http://zemedelec.cz/vliv-zatizenych-pneumatik-na-pudu/>
- [23] SAJDL J., *Konstrukce pneumatiky*, [online], ISSN 1804-2554, dostupné z: <http://cs.autolexicon.net/articles/konstrukce-pneumatiky/>
- [24] SEMETKO J. (ed.), 1986, *Mobilné energetické prostriedky 3*, Vydavateľstvá Príroda, Bratislava, 453 s.
- [25] SOBOTKOVÁ Š., 2002, *Průjezdnost kolových vozidel v závislosti na únosnosti terénu*. Brno. Habilitační práce (nepubl.), Univerzita obrany
- [26] SZENTE M., *A motor teljesítményének számítása, mérése, jelleggörbék felvétele*, Budapest, přednáška, (nepubl.), Budapest University of Technology and Economics
- [27] ŠMERDA T., BAUER F., SEDLÁK P., 2007, *Vliv pneumatik na tahové vlastnosti traktoru a spotřebu paliva*. Agromagazin. 2007. sv. 8, č. 1, s. 68-71. ISSN 1214-0643.

- [28] ŠTRUSA V., BAUER F., 2000, *Vliv pneumatik na pracovní vlastnosti traktorových souprav*. Zemědělská technika. 2000. sv. 46, č. 2, s 47. ISSN 0044-388
- [29] VARGA V., 2012, *Traktorok gumibroncsozásá*, Agrárágazat, 2012/Říjen, 68-70 s.

Seznam obrázků

Obr. 1 Síly působící na hnací kolo [3]	11
Obr. 2 Konstrukce pneumatiky [14]	13
Obr. 3 Diagonální traktorová pneumatika [8]	15
Obr. 4 Radiální traktorová pneumatika [8]	16
Obr. 5 Boční označení traktorových pneumatik [8]	17
Obr. 6 Technologie Ultraflex [9]	19
Obr. 7 Funkční schéma centrálního regulaci tlaku [16]	21
Obr. 8 Aplikace Michelin Pressure Calculator	22
Obr. 9 Dotížení pneumatiky s kapalinou [14]	22
Obr. 10 Možnosti získávání dat [24]	23
Obr. 11 Změna potenciální charakteristiky při navýšení výkonu motoru [24]	25
Obr. 12 Změna potenciální charakteristiky u motoru s vysokým převýšením točivého momentu [3]	25
Obr. 13 Změna potenciální charakteristiky při zvýšení hmotnosti traktoru [3]	26
Obr. 14 Změna potenciální charakteristiky při snížení tlaku v pneumatikách [3]	27
Obr. 15 Rozložení hmotnosti mezi nápravy	30
Obr. 16 Měření tahových vlastností traktoru JD 8320R	32
Obr. 17 Tenzometrický snímač Hottimger U2A	33
Obr. 18 Traktor JD 8320R při měření otáčkové charakteristiky v laboratoři Ústavu techniky a automobilové dopravy na Mendelu Brně	34
Obr. 19 Vztah mezi aktuálním točivým momentem a skutečným točivým momentem	35
Obr. 20 Průběh tahového výkonu a prokluzu při tlaku nahuštění 160 kPa a 140 kPa	41
Obr. 21 Průběh tahového výkonu a prokluzu při tlaku nahuštění 120 kPa a 100 kPa	42
Obr. 22 Maximální dosažitelná tahová síla při různých tlacích huštění pro jednotlivé převodové stupně	43
Obr. 23 Maximální dosažitelný tahový výkon při různých tlacích huštění pro jednotlivé převodové stupně	43
Obr. 24 Průběh měrné tahové spotřeby paliva při nahuštění tlaku 160 kPa a 140 kPa	44
Obr. 25 Průběh měrné tahové spotřeby paliva při nahuštění tlaku 120 kPa a 100 kPa	44
Obr. 26 Změna měrné tahové spotřeby paliva při různých tlacích huštění pro jednotlivé převodové stupně	45

Obr. 27 Průběh pojezdové rychlosti při nahuštění tlaku 160 kPa a 140 kPa	46
Obr. 28 Průběh pojezdové rychlosti při nahuštění tlaku 120 kPa a 100 kPa	46
Obr. 29 Porovnání tahových vlastností traktoru, převodový stupeň P5.....	47
Obr. 30 Porovnání tahových vlastností traktoru, převodový stupeň P7.....	48
Obr. 31 Porovnání tahových vlastností traktoru, převodový stupeň P7.....	48
Obr. 32 Změna tahové účinnosti při různých tlacích huštění pneumatik	49
Obr. 33 Traktor JD 8320R při měření tahových vlastností NTTL [20].....	51
Obr. 34 Tahové vlastnosti traktoru dle NTTL, převodový stupeň P5	52
Obr. 35 Tahové vlastnosti traktoru dle NTTL, převodový stupeň P7	52
Obr. 36 Tahové vlastnosti traktoru dle NTTL, převodový stupeň P9	52

Seznam tabulek

Tab. 1 Velikosti zrn podle Atterberga (1912) [20, 25].....	8
Tab. 2 Ukázka kontaktního tlaku pro různé typy podvozku [3, 5, 26].....	10
Tab. 3 Označení rychlostních symbolů [8]	16
Tab. 4 Označení indexů nosnosti [8].....	17
Tab. 5 Požadavky na traktorové pneumatiky [19, 26]	20
Tab. 6 Vybrané parametry traktoru JD8320R [4].....	29
Tab. 7 Rozložení hmotnosti a rozměry traktoru [4].....	30
Tab. 8 Výsledky měření jmenovité otáčkové charakteristiky [4]	35
Tab. 9 Varianty měření	37
Tab. 10 Naměřené a vypočtené hodnoty tahové charakteristiky při tlaku huštění 160 kPa a 140 kPa [4] 38	
Tab. 11 Naměřené a vypočtené hodnoty tahové charakteristiky 20 kPa a 100 kPa [4]	39
Tab. 12 Tahové vlastnosti při optimální tahové síle, převodový stupeň P5	47
Tab. 13 Tahové vlastnosti při optimální tahové síle, převodový stupeň P7	47
Tab. 14 Tahové vlastnosti při optimální tahové síle, převodový stupeň P9	48
Tab. 15 Podmínky měření dle OECD [20].....	50
Tab. 16 Tahové vlastnosti při maximálním tahovém výkonu při vybraných převodových stupních [20]..	50