

Česká zemědělská univerzita v Praze

Technická fakulta

**Faktory ovlivňující tahový výkon traktoru**

bakalářská práce

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Petr Šařec Ph.D.

Autor: Jan Dovol

PRAHA 2009

Vysoká škola: Česká zemědělská univerzita v Praze

Fakulta: technická

Katedra: využití strojů

Akademický rok: 2007/2008

## ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Student: **Dovol Jan**

Studijní obor: Zemědělská technika

Studijní zaměření:

Název práce: Faktory ovlivňující tahový výkon traktoru

### Zásady pro vypracování:

Cíl práce: Rozbor faktorů ovlivňujících tahový výkon traktoru a jeho optimalizace

Osnova práce:

1. Úvod
2. Cíl práce a použité metody
3. Tahový výkon traktoru a faktory ovlivňující jeho tahovou účinnost (charakteristika jednotlivých faktorů a jejich rozbor, optimalizace tahové účinnosti)
4. Závěry a doporučení

Metodika práce: Charakterizovat a analyzovat jednotlivé faktory ovlivňující tahový výkon traktoru a popsat zásady optimalizace tahové účinnosti.

Rozsah práce: 30 stran textu včetně obrázků, grafů a tabulek

Seznam doporučené odborné literatury:

1. Šařec P. – Šařec, O. *Využití mobilních strojů- podklady k přednáškám a cvičením*. ČZU, Praha, 2007. 99 s. ISBN 978-80-213-1681-2.
2. Zoz, F. M. et al. *Traction and Tractor Performance*. ASAE Distinguished Lecture Series No. 27, 2003
3. Pacejka, H. B. *Tyre and vehicle dynamics*. Butterworth-Heinemann, Oxford, 2002. ISBN 0-7506-5141-5.

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Petr Šařec, Ph.D.

Datum zadání bakalářské práce: 30.11. 2007

Termín odevzdání bakalářské práce: 30. 4. 2009



  
prof. Ing. Miroslav Kavka, DrSc.

vedoucí katedry

  
prof. Ing. Jiří Klíma, CSc.

děkan

V Praze dne 6. 12. 2007

**Prohlášení:**

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vykonal samostatně pod vedením doc. Ing. Petra Šarce Ph.D. a použil jsem pouze zdrojů, které jsem uvedl v použité literatuře.

V Praze 22.4.2009

Jan Dovol

### **Poděkování:**

Tímto děkuji vedoucímu práce, kterým byl doc. Ing. Petr Šařec Ph.D., za cenné rady a připomínky. Dále bych rád poděkoval rodičům za pomoc při tvorbě této práce a za podporu při studiu.

Jan Dovol

## **Faktory ovlivňující tahový výkon traktoru**

**Abstrakt:** Cílem této bakalářské práce je seznámit s působením některých základních faktorů, které ovlivňují tahový výkon traktoru. Zejména konstrukce traktoru, tedy rozložení jeho hmotnosti a přesun hmotnosti, použité trakční zařízení, druh nářadí a podmínky při kterých je operace vykonávána.

**Klíčová slova:** trakce, tah, tahový výkon, efektivita trakce, čistá trakce, hrubá trakce, odpor proti pohybu, prokluz, redukce trakce

## **Factors influencing drawbar power of tractor**

**Abstract:** The aim of this work is to inform about some basic factors that influence tractors drawbar power. Especially construction of tractor, than weight distribution and weight transfer, used traction device, type of implement and condition in which is operation practiced.

**Key words:** traction, pull, drawbar power, tractive efficiency, net traction, gross traction, motion resistance, slip, travel reduction

<b>1.</b>	<b>ÚVOD.....</b>	<b>1</b>
<b>2.</b>	<b>CÍL PRÁCE .....</b>	<b>2</b>
<b>3.</b>	<b>TRAKČNÍ ZAŘÍZENÍ.....</b>	<b>3</b>
3.1	TRAKCE .....	3
3.1.1	Vznik trakční síly .....	3
3.1.2	Prokluz .....	4
3.1.3	Posuv půdy .....	5
3.1.4	Mechanika trakce .....	6
3.1.5	Trakční parametry .....	13
3.1.5.1	Prokluz - koeficient redukce trakce - TRR.....	13
3.1.5.2	Poměr tah ku zatížení - koeficient čisté trakce - NTR.....	14
3.1.5.3	Efektivita trakce - TE.....	14
3.1.5.4	Koeficient hnací síly (hrubé trakce) - GTR.....	15
3.1.5.5	Koeficient valivého odporu (odporu proti pohybu) - MRR.....	15
3.1.6	Analýza trakčních parametrů.....	15
3.2	TRAKČNÍ VÝKONNOST .....	20
3.2.1	Vliv půdy.....	21
3.2.2	Vliv nahuštění pneumatik.....	21
3.2.3	Vliv rozměru pneumatiky.....	22
3.2.4	Vliv zatížení pneumatiky.....	23
3.2.5	Porovnání kola a pásu.....	23
3.3	PNEUMATIKY TRAKTORŮ .....	25
3.3.1	Konstrukce pneumatiky.....	25
3.3.2	Deformace pneumatiky a terénu.....	27
3.3.3	Rozložení tlaku pod pneumatikou .....	28
3.3.4	Kapacita zatížení pneumatik .....	30
3.3.5	Tuhostní, tlumící a pružící vlastnosti pneumatik.....	30
<b>4.</b>	<b>TRAKTOR .....</b>	<b>31</b>
4.1	MECHANIKA TRAKTORU .....	31
4.1.1	Těžiště traktoru.....	31
4.1.2	Přesun hmotnosti .....	32
4.2	VÝKONNOST TRAKTORU .....	35
4.2.1	Výkony traktoru .....	36
4.2.2	Tahová účinnost - PDE.....	37
4.2.3	Optimalizace dotížení traktoru .....	38
<b>5.</b>	<b>ZÁVĚR .....</b>	<b>42</b>
5.1	ZÁVĚR .....	42
5.2	DOPORUČENÍ .....	43

## 1. Úvod

Traktor je energetický prostředek používaný v zemědělství, v porovnání s ostatními zemědělskými stroji, po nejdélejší část roku, to je mimo jiné dáno tím, že se využívá v agregaci s různými druhy nářadí. Jeho význam je tedy značný, efektivita jeho provozu přes různé pracovní úkony se tak významně promítá do celkové efektivity produkce. Název „traktor“ pochází z angličtiny a je odvozen od „trakčního motoru“, přesněji v anglickém jazyce to je „tractor“ a „traction engine“. To vypovídá o tom, jak důležitá byla pro traktor právě trakce, neboť traktory byly využívány hlavně jako tahače. Traktor může přeměnit a dále předat výkon svého motoru pomocí vývodového hřídele, pomocí vnějších okruhů hydraulické soustavy a nebo právě formou tahu. Přesto, že tah je nejdéle a nejčastěji využíván, tak efektivita přeměny výkonu motoru na výkon tahový je ve srovnání s vývodovým hřídelem a hydraulickou soustavou nejnižší! Proto se práce bude zabývat faktory, které ovlivňují tahový výkon traktoru.



## **2. Cíl práce**

Tato práce si klade za cíl shrnout některé základní poznatky ohledně tahové účinnosti a tahového výkonu traktoru a to včetně základů jeho optimalizace.

Pozornost bude věnována tomu, jak je tahový výkon traktoru ovlivňován použitým trakčním zařízením, tedy pásy nebo pneumatikami, jejich rozměrem, zatížením a tlakem huštění (pro pneumatiky). Práce také pojednává o vlivu půdy a celkové koncepce traktoru, zejména rozložení hmotnosti, rozvoru náprav a to ve vztahu k přesunu hmotnosti a zatížení trakčního zařízení. Cílem a tedy výsledkem této práce by mělo být zjištění, jak lze nejen dosáhnout vyšší hodnoty tahového výkonu, ale i jak dosáhnout vyšší efektivity přeměny výkonu motoru na výkon tahový. Práce vychází zejména z anglosaské metodiky a terminologie.

### 3. Trakční zařízení

Trakčním zařízením (také hnací zařízení) jsou jím rozuměny kola, ocelové nebo pryžové pásy a tak dále, tedy zařízení, které je v kontaktu s podložkou, pohání vozidlo pomocí reakce od podložky.

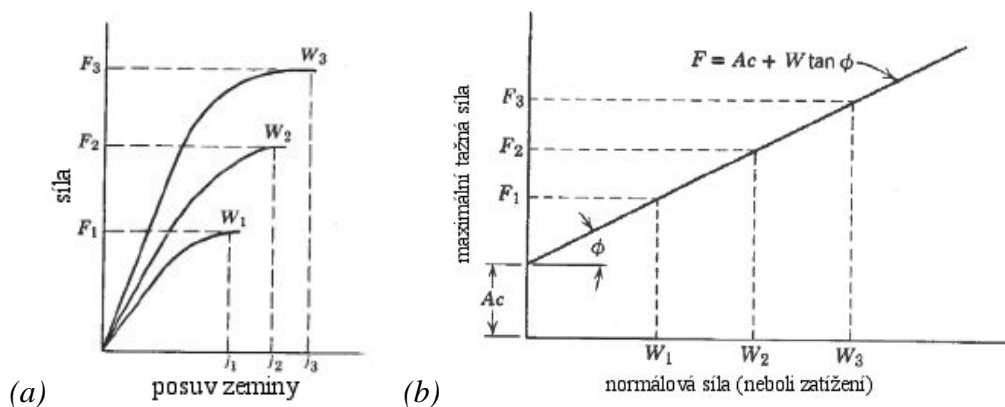
#### 3.1 Trakce

Trakce umožňuje pohyb vozidla. Trakci rozlišujeme čistou (NT) a hrubou (GT), neboli tahovou sílu a hnací sílu (také nazývanou teoretický tah).

##### 3.1.1 Vznik trakční síly

Porozumět tomu, jak pásy nebo pneumatiky vyvíjejí trakční sílu na deformovatelném povrchu, jako je například půda, lze pomocí experimentu, jehož výsledky jsou na obrázku 3.1.

Obrázek 3.1 graf - (a) závislosti posuvu zeminy na tažné síle pro různá zatížení kola, (b) parametry půdy  $c$  a  $\Phi$  mohou být určeny z grafu závislosti maximální tažné síly a zatížení [Goering, Carroll E., Marvin L Stone, David W. Smith, and Paul K. Tumquist., 2003]



Pro několik hodnot zatížení  $W$  je určena maximální síla  $F$ , kterou podložka přenesení, když bude tato síla vynesena do grafu společně se zatížením, které jí odpovídá, výsledkem bude graf na obrázku 3.1 (b). Je vidět, že se jedná o lineární závislost, dále pak že hodnota maximální síly  $F$  nikdy nenabývá hodnoty nula, zatím co zatížení  $W$  ano. Dostaneme tedy vztah:

$$F_{\max} = A \cdot c + W \cdot \tan \Phi \quad (\text{r. 3.1})$$

Kde:

$F_{\max}$  [N] maximální trakční síla jakou dokáže půda přenést

$A$  [m<sup>2</sup>] kontaktní plocha

$C$  [-] koeficient koheze půdy

$W$  [N] Zatížení (reakce od podložky)

$\Phi$  [°] úhel vnitřního tření

Vydělením této rovnice plochou  $A$ , což je kontaktní plocha, výsledkem bude vztah pro maximální smykové napětí  $\tau_{\max}$ :

$$\tau_{\max} = \frac{F_{\max}}{A} = c + \frac{W}{A} \cdot \tan \Phi = c + p \cdot \tan \Phi \quad (\text{r. 3.2})$$

Kde navíc:

$\tau_{\max}$  [Pa] maximální smykové napětí

$p$  [Pa] normálové napětí

Tento pokus ukazuje, že je to také jedna z možností, jak určovat vlastnosti půdy. Půdy s vysokým obsahem jílovitých částic mají vysokou kohezi neboli soudržnost, tato vlastnost půdy klesá s rostoucím obsahem písčité složky. S rostoucím obsahem písčité částice ale roste úhel vnitřního tření, který je naopak u jílovitých půd velmi malý. [Goering, Carroll E., Marvin L Stone, David W. Smith, and Paul K. Tumquist., 2003]

Sílu, kterou je trakční zařízení, například kolo, schopno vyvinout, lze snadno určit pomocí jednoduchých fyzikálně-mechanických vztahů (z rychlosti pohybu a výkonu na nápravě). Tato hodnota je však pouze teoretická. Maximum trakční síly může být pouze tak velké, jako maximum síly, kterou je podložka schopna přenést. Ta je potom tedy dána styčnou plochou, napětími v půdě a úhlem vnitřního tření, které jsou dány složením půdy.

### 3.1.2 Prokluz

Prokluz je definován následujícím způsobem:

$$s = \frac{v_t - v_a}{v_t} = 1 - \frac{v_a}{v_t} = 1 - \frac{v_a}{r \cdot \omega} \quad (\text{r. 3.3})$$

Kde  $v_t$  je rychlost teoretická, taková jaká by odpovídala rychlosti otáčení například kola,  $v_a$  je rychlost aktuální, neboli skutečná rychlost jakou se vozidlo pohybuje,  $r$  je poloměr valení a  $\omega$  je úhlová rychlost kola. Všechny proměnné jsou snadno měřitelné kromě poloměru valení  $r$ , který je obtížně definovatelný. Poloměr valení  $r$  je definován podle ASAE S296.4 jako vzdálenost uražená trakčním zařízením na jednu otáčku hnacího hřídele hnací nápravy při nulových podmínkách, dělená  $2\pi$ . Za nulové podmínky bývá nejčastěji brána činnost vozidla na tvrdém povrchu v samojízdném stavu. [Goering, Carroll E., Marvin L Stone, David W. Smith, and Paul K. Tumquist., 2003]

### 3.1.3 Posuv půdy

Pro určení posuvu půdy je nutné nejprve nadefinovat prokluz a to jako:

$$S = \frac{v_t - v_a}{v_t} = \frac{v_s}{v_t} \quad (\text{r. 3.4})$$

Kde  $v_t$  je teoretická rychlost pohybu. Rychlost  $v_a$  je rychlost aktuální.  $v_s$  je potom rozdíl obou rychlostí a zároveň to je rychlost posuvu půdy. Hodnota  $v_s$  bude stejná pro všechny body na kontaktní ploše. Pokud bude čas měřen od chvíle, kdy začne posuv půdy na začátku kontaktní plochy, potom vzdálenost uražená půdou, neboli velikost posuvu půdy  $j$ , bude jednoduše:

$$j = v_s \cdot t \quad (\text{r. 3.5})$$

A pokud pozice bodu podél plochy, měřeno od začátku kontaktní plochy, bude označena jako  $x$ , potom:

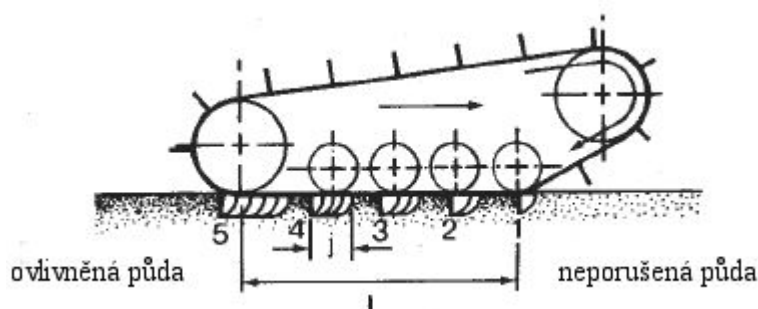
$$x = v_t \cdot t \quad (\text{r. 3.6})$$

Vyjádřením času  $t$  z rovnice r. 3.6 a dosazením do rovnice r. 3.5, dále pak s použitím rovnice r 3.4 dostaneme vztah pro posuv půdy:

$$j = v_s \cdot t = v_s \cdot \frac{x}{v_t} = sx \quad (\text{r. 3.7})$$

Posuv půdy roste tedy lineárně podél délky kontaktní plochy. Vše je zřejmé z obrázku 3.2. [Goering, Carroll E., Marvin L Stone, David W. Smith, and Paul K. Tumquist., 2003]

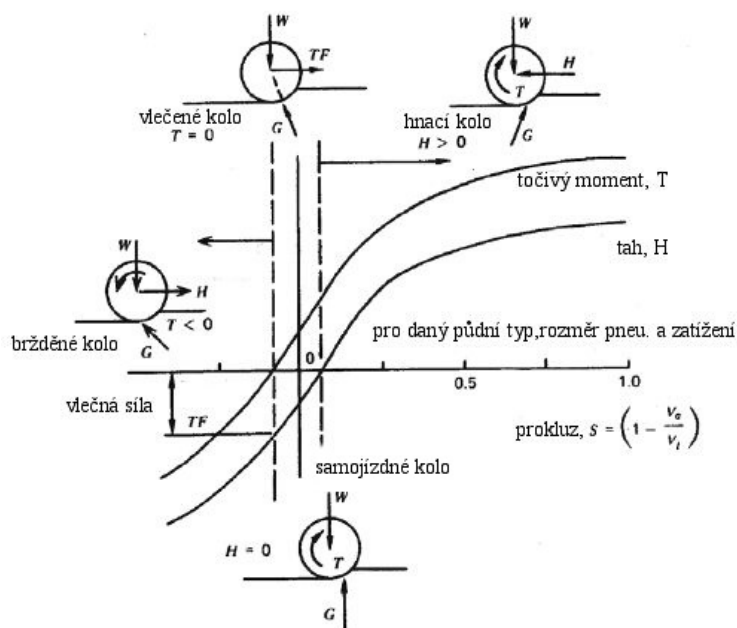
Obrázek 3.2 posuv půdy [Bekker, 1956]



### 3.1.4 Mechanika trakce

Tato kapitola se bude zabývat zejména tím, jaké síly působí na kolo a v jakých stavech se tím pádem nachází. To je zobrazeno na obrázku 3.3. Pokud je z kola odebrán točivý moment a přitom je taženo určitou silou a působí odebráný, neboli záporný, moment proti dopřednému pohybu kola, hovoříme o brzděném kole. Když se kolo nachází v situaci, že je odebráný (či dodáváný) točivý moment právě nula, ale aby došlo k dopřednému pohybu musí být vlečeno určitou vlečnou silou, pak se jedná o vlečené kolo. Hnané kolo, je takový stav kola, kdy je kolu dodáván jak točivý moment, tak je taženo určitou silou a přitom dosahuje kladných i záporných hodnot prokluzu. Zatím co u předchozích dvou případů se prokluz pohyboval v záporných hodnotách. Samojízdnému kolu je dodáván točivý moment, ale není třeba působit na něj další silou, aby konalo dopředný pohyb, také ale neposkytuje žádnou tažnou sílu. Předchozí případy nejen že neposkytovaly tažnou sílu, ale ta musela být dokonce dodávána, aby došlo k pohybu, lze tedy říci, že poskytovaly zápornou tažnou sílu. Posledním případem je stav, kdy je kolu dodáván točivý moment a kolo vytváří tažnou sílu, tomuto stavu se říká stav hnacího kola. Tento stav je nejdůležitější, neboť jak již název napovídá, jsou hnací kola traktoru právě v tomto stavu. Stav, kdy je kolo taženo, je také významný, a proto mu bude ještě věnován prostor. Situace, kdy je z kola odebrán točivý moment, nastává nejen když brzdí, ale může být také bržděno tím způsobem, že točivý moment je odebrán pro pohon nějakého stroje. To mělo význam zejména v době, kdy se ještě nepoužíval vývodový hřídel, ale i dnes se takto pohání například mechanické secí stroje.

Obrázek 3.3 vztah tažná síla – točivý moment – prokluz u kola na půdě [Goering, Carroll E., Marvin L Stone, David W. Smith, and Paul K. Tumquist., 2003]



Na vlečené kolo, které je zobrazeno na obrázku 3.4 (a), působí reakce od půdy  $G$ , kterou lze rozložit na svislou a vodorovnou složku. Svislá složka  $R$  má stejnou velikost jako zatížení  $W$  ale opačný směr a působí na ramenu  $e$ . Vodorovná složka jejíž velikost je rovna velikosti vlečné síly  $TF$  působí na ramenu  $r$ , což je poloměr valení, kromě toho má také opačný směr než vlečná síla  $TF$ , která působí ve středu kola. Zatížení  $W$  je způsobeno vlastní hmotností kola a hmotností vozidla. Vzhledem k tomu, že na tažené kolo nepůsobí žádné momenty, je výsledkem rovnice:

$$TF \cdot r - R \cdot e = 0$$

$$e = \frac{TF \cdot r}{R} = \frac{TF \cdot r}{W} \quad (r. 3.8)$$

Koeficient odporu proti pohybu  $\rho$ , je definován jako síla odporu proti pohybu dělená zatížením trakčního zařízení. Takže:

$$\rho = \frac{TF}{W} \quad (r. 3.9)$$

Tedy:

$$e = \rho \cdot r \quad (r. 3.10)$$

Pro hnací kolo zobrazené na obrázku 3.4 (b) je také reakce od půdy rozložena na svislou a vodorovnou složku. Svislá složka  $R$  působí na rameně  $e$  a má opačný směr, ale stejnou velikost jako zatížení  $W$ . Vodorovná složka působí na rameně  $r$ , ale v tomto případě se skládá ze dvou sil. První z nich je hnací síla  $F$  a druhou je síla odporu proti pohybu označená  $TF$ .  $TF$  zde ale nemá stejnou hodnotu jako vlečná síla  $TF$  v předchozím případě. Vzájemný vztah vodorovných sil je:

$$H = F - TF \quad (\text{r. 3.11})$$

Nyní je definován koeficient hnací síly  $\mu_g$  (koeficient hrubé trakce) a čistý trakční koeficient  $\mu$  jako:

$$\mu_g = \frac{F}{R} = \frac{F}{W} \quad (\text{r. 3.12})$$

$$\mu = \frac{H}{R} = \frac{H}{W} \quad (\text{r. 3.13})$$

Po dosazení rovnic r. 3.12 a r. 3.13 do vztahu r. 3.11 vznikne vztah:

$$\frac{H}{W} = \mu = \frac{F}{W} - \frac{TF}{W} = \mu_g - \rho \quad (\text{r. 3.14})$$

Sečtením momentů působících na kolo:

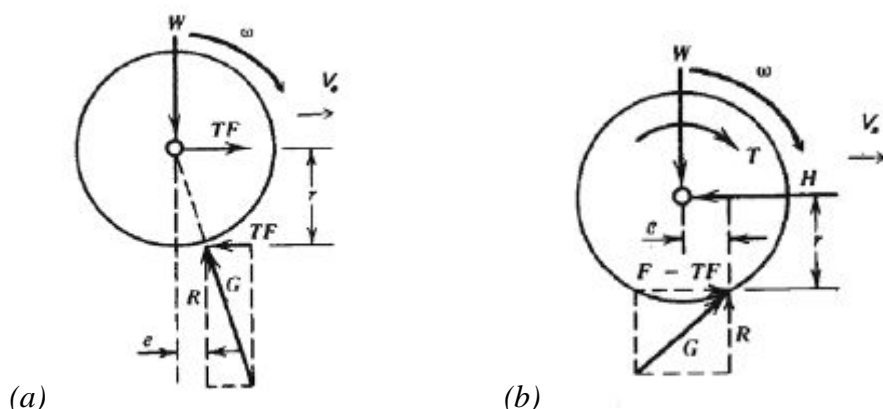
$$T - (F - TF) \cdot r - R \cdot e = 0 \quad (\text{r. 3.15})$$

Dosazením rovnic r. 3.8 do vztahu r. 3.15 a vznikne vztah:

$$T = F \cdot r \quad (\text{r. 3.16})$$

Takže dodaný točivý moment odpovídá hnací síle (hrubé trakční síle) která působí na rameně  $r$ , což je poloměr valení.

Obrázek 3.4 (a) vlečené kolo, (b) hnací kolo [Goering, Carroll E., Marvin L Stone, David W. Smith, and Paul K. Tumquist., 2003]



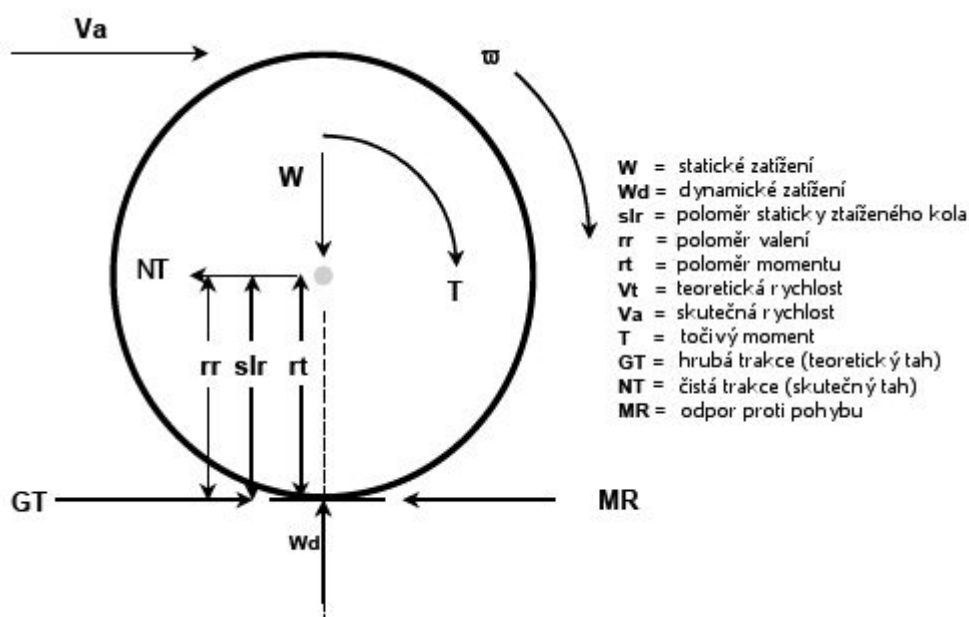
Z hlediska deformovatelnosti budou zkoumány 4 modely, z nichž se 3 týkají kol a jeden pásů. Bude tedy popsáno jak vypadá nedeformovatelné kolo na tvrdém povrchu, deformovatelné kolo na tvrdém povrchu, deformovatelné kolo na měkkém povrchu a pásové trakční zařízení na měkkém povrchu. [Goering, Carroll E., Marvin L Stone, David W. Smith, and Paul K. Tumquist., 2003]

Nedeformovatelné kolo na tvrdém povrchu je na obrázku 3.5. Vstupní moment  $T$  vytváří hnací sílu (hrubou trakci)  $GT$ , která působí v místě kontaktu kola a podložky. Část této síly je spotřebována na překonání odporu proti pohybu (valivého odporu)  $MR$ . Síla která vznikne jako výslednice hnací síly (hrubé trakce)  $GT$  a odporu proti pohybu  $MR$  je čistá trakce  $NT$ . [Frank M. Zoz, P.E., Robert D. Grisso, P.E., 2003]

$$NT = GT - MR \quad (r. 3.17)$$



Obrázek 3.5 nedeformovatelné kolo na tvrdém povrchu [Frank M. Zoz, P.E., Robert D. Grisso, P.E., 2003]

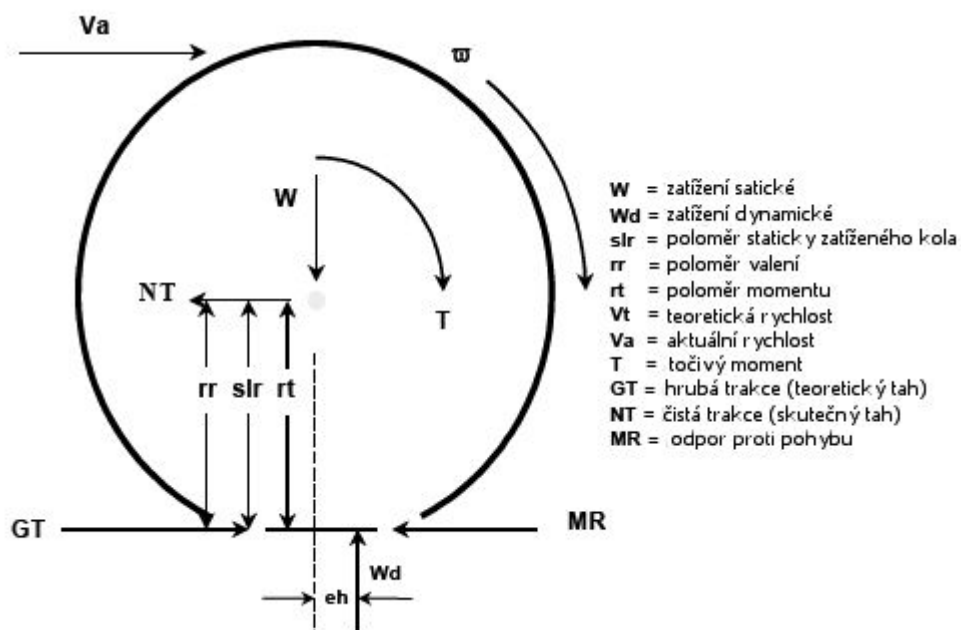


Deformovatelné kolo na tvrdém povrchu (obrázek 3.6) je podobné jako předchozí případ, ale dochází zde k posunutí síly  $W_d$ , která zohledňuje dynamické zatížení, a nyní se již nenachází pod osou kola, ale je posunuta dopředu o vzdálenost  $e_h$ . To je způsobeno deformovatelností kola a vznik posunutí  $e_h$  je nezbytný pro statickou rovnováhu. Velikost posunutí  $e_h$  je funkcí odporu proti pohybu (valivého odporu)  $MR$  a tedy:

$$e_h = \frac{(slr) \cdot (MR)}{(W_d)} \quad (r. 3.18)$$

V tomto případě je již nezbytné zabývat se i třemi různými poloměry, které byly uvedeny i pro předchozí případ, avšak nabývaly stejné hodnoty. Poloměr  $slr$  je poloměr staticky zatíženého kola, a je to vzdálenost osy od tvrdého povrchu. Využívá se ve výpočtech sil a momentů. Poloměr  $rr$  je poloměr valení, je odvozen od valivého obvodu (který se měří při testech nebo je uváděn výrobcí pneumatik) a využívá se pro výpočty rychlosti. Oba poloměry jsou si podobné avšak jak bylo již zmíněno nejsou stejné. Pro správně nahuštěné pneumatiky používané v zemědělství je  $rr$  asi o 6% větší než  $slr$ . Oba poloměry mohou být ovlivněny tvrdostí povrchu. Posledním poloměrem je poloměr momentu  $rt$ , je to poloměr přes který působí hnací síla (hrubá trakce)  $GT$  a odpor proti pohybu (valivý odpor)  $MR$ . Tento poloměr nelze přesně změřit, ale určuje se zpětnými výpočty. [Frank M. Zoz, P.E., Robert D. Grisso, P.E., 2003]

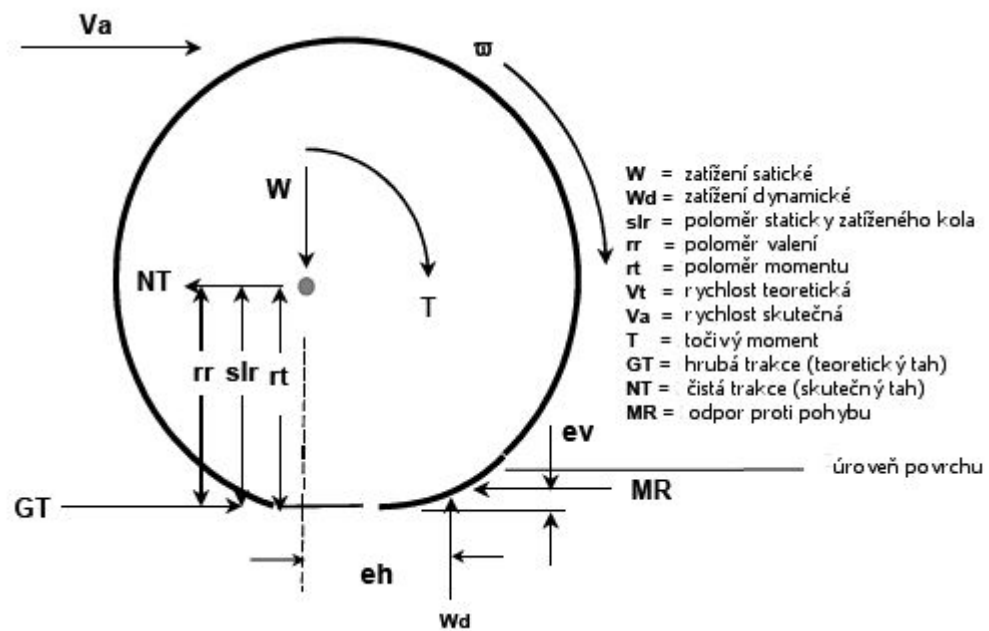
Obrázek 3.6 deformovatelné kolo na tvrdém povrchu [Frank M. Zoz, P.E., Robert D. Grisso, P.E., 2003]



Deformovatelné kolo na měkkém (deformovatelném) povrchu je na obrázku 3.7 a je to případ jaký se vyskytuje ve skutečném světě. Deformace povrchu a kola musí být kompenzována změnou polohy sil o vzdálenosti  $eh$  a  $ev$ . Velikost těchto vzdáleností je funkcí odporu proti pohybu (valivého odporu)  $MR$ , poloměru staticky zatíženého kola  $slr$  a dynamického zatížení  $Wd$ . [Frank M. Zoz, P.E., Robert D. Grisso, P.E., 2003]

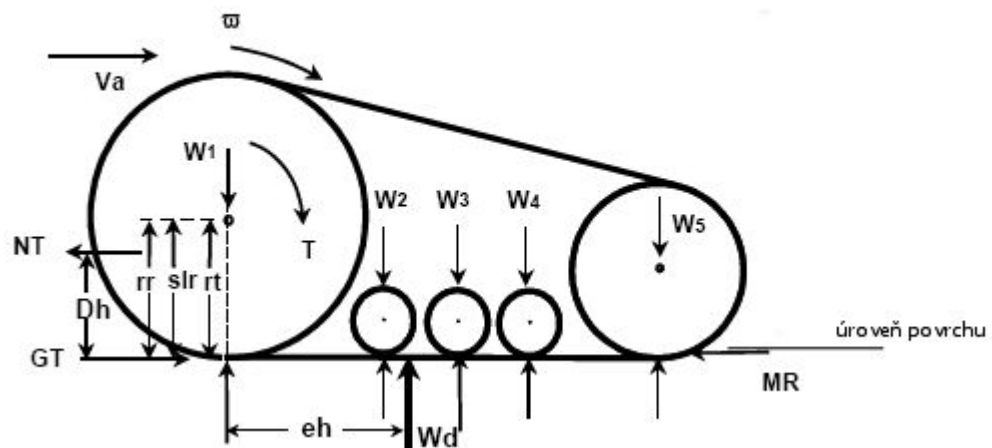
$$eh = \frac{((slr) - (ev)) \cdot (MR)}{(Wd)} \quad (r. 3.19)$$

Obrázek 3.7 deformovatelné kolo na deformovatelném povrchu [Frank M. Zoz, P.E., Robert D. Grisso, P.E., 2003]



Pásový mechanismus zobrazený na obrázku 3.8 respektuje stejné principy jako kola, ale rozložení zatížení je zde odlišné. Poloha výslednice dynamického zatížení záleží na statickém rozložení hmotnosti, na charakteristice přesunu hmotnosti a na konstrukci podvozku. [Frank M. Zoz, P.E., Robert D. Grisso, P.E., 2003]

Obrázek 3.8 pásový podvozek [Frank M. Zoz, P.E., Robert D. Grisso, P.E., 2003]



### 3.1.5 Trakční parametry

Pokud je požadován maximální výkonu traktoru, je třeba použít mimo jiné vhodné trakční zařízení. Proto, aby bylo takové zařízení možno určit, je třeba zařízení testovat, a to tak, aby parametry, podle kterých se bude zařízení porovnávat a které budou vypovídat o velikosti vytvořené trakční síly a o efektivitě, byly vypovídající. Pro popis trakčního výkonu se běžně používá těchto 5 parametrů:

Tabulka 3.1 přehled parametrů trakčního zařízení

TR (travel reduction) někdy TRR (travel reduction ratio)	úbytek trakce nebo koeficient redukce trakce; označován také jako prokluz (není zcela přesné)
NTR (net traction ratio)	poměr tahu a zatížení trakčního zařízení (koeficient čisté trakce)
TE (tractive efficiency)	efektivita trakce
GTR (gros traction ratio)	poměr hnací síly a zatížení trakčního zařízení koeficient (hrubé trakce)
MRR (motion resistance ratio)	koeficient odporu pohybu; někdy také jako valivý odpor (není zcela přesné)

Koeficienty vznikají vydělením dané síly reakcí od dynamického zatížení trakčního zařízení. Všechny tyto trakční parametry bývají prezentovány jako poměr, a to právě z toho důvodu, aby mohlo dojít k porovnávání. Pouze efektivita trakce TE a redukce trakce TR se udává v procentech. Pro pořádek je třeba zdůraznit, že výše uvedené parametry se vztahují k trakčnímu zařízení nikoliv k celému traktoru.

#### 3.1.5.1 Prokluz - koeficient redukce trakce - TRR

Je definován následujícím způsobem:

$$TRR = 1 - \frac{v_a}{v_t} \quad (\text{r. 3.20})$$

Redukce trakce je též označována jako prokluz nebo procenta prokluzu, toto označení není zcela korektní, jelikož úbytek trakce je úbytek v uražené vzdálenosti nebo rychlosti, jež má několik příčin. Zaprvé to je ohýbání a protahování, neboli deformace trakčního zařízení, zadruhé prokluz, který vzniká mezi povrchem trakčního zařízení a podložkou, po které se pohybuje, a v neposlední řadě posouváním půdy. Ale protože rozdíl mezi hodnotou prokluzu a redukce je malý, tak jsou tyto dva pojmy volně zaměňovány. Z hlediska efektivitu výkonu pohlížíme na redukci trakce jako na ztráty výkonu. Redukce neboli úbytek trakce (tedy i prokluz) vzniká vždy, pokud dané trakční zařízení vyvíjí tah (čistou trakční sílu). Pro trakční testy je také důležité definovat nulové podmínky, a proto se musí

definovat i nulová trakce. Podle standardu ASAE 2001b je lze definovat pomocí libovolné z následujících 4 metod. Metoda 1 odpovídá podmínkám samojízdného kola na nedeformovatelném povrchu a vhodná je zejména pro určování odvaleného obvodu. Metoda 2 odpovídá také podmínkám samojízdného kola, ale na testovacím povrchu. Metoda 3 je vlečené kolo na nedeformovatelném povrchu a metoda 4 je vlečené kolo na testovacím povrchu. [Frank M. Zoz, P.E., Robert D. Grisso, P.E., 2003]

### 3.1.5.2 Poměr tah ku zatížení - koeficient čisté trakce - NTR

Koeficient čisté trakce NTR je také označován jako poměr tah ku zatížení nebo dynamický trakční poměr. A je definován následujícím vztahem:

$$NTR = \frac{NT}{Wd} \quad (r. 3.21)$$

Dynamická reakce vytvořená dynamickým zatížením  $Wd$  v sobě zahrnuje jak vliv dotížení, tak vliv přenosu hmotnosti, který může nastat při práci, tedy i vliv použitého nářadí a úhlu nositelky tažné síly. Čistá trakční síla  $NT$  musí mít směr pohybu a je kolmá na  $Wd$ . Ekvivalentem NTR pro celé vozidlo je koeficient trakce vozidla VTR, což je poměr tahu na háku a celkové dynamické hmotnosti. [Frank M. Zoz, P.E., Robert D. Grisso, P.E., 2003]

### 3.1.5.3 Efektivita trakce - TE

$$TE = \frac{\text{výstupní výkon}}{\text{vstupní výkon}} = \frac{NT \cdot v_a}{\text{výkon na nápravě}} = \frac{NT}{GT} \cdot \frac{v_a}{v_t} = \frac{\frac{NT}{Wd}}{\frac{GT}{Wd}} \cdot \frac{v_a}{v_t} = \frac{NTR}{GTR} \cdot \frac{v_a}{v_t} \quad (r. 3.22)$$

Efektivita trakce udává, jak dokonale trakční zařízení přeměňuje výkon, který mu byl dodán (přes nápravu), na pohyb požadovaným směrem, s určitou rychlostí a schopností vytvořit tažnou sílu. Neefektivita vzniká v důsledku ztrát v půdě, mezi povrchem půdy a trakčního zařízení a uvnitř trakčního zařízení. To jsou ztráty působené redukcí trakce a lze je snadno pozorovat. Potom mohou nastat ztráty toho druhu, že odpor proti pohybu MR zmenšuje hnací sílu (hrubou trakci)  $GT$ , která dává vzniknout čisté trakční síle  $NT$  víc, než je třeba. Typickým příkladem může být traktor, který je nesprávně dotížený, přetížený! To sice omezuje úbytek trakce  $TR$ , ale značně to zvětšuje odpor proti pohybu MR. Odpor proti pohybu MR má speciální význam u pásů, u nichž je znatelně vyšší než u pneumatik, a to díky ztrátám uvnitř mechanismu, ohýbáním pásu, množstvím vodících kladek atd. Na měkkých půdách jsou vnitřní ztráty vykompenzovány znatelně nižším vnějším odporem ve srovnání s pneumatikami. [Frank M. Zoz, P.E., Robert D. Grisso, P.E., 2003]

### 3.1.5.4 Koeficient hnací síly (hrubé trakce) - GTR

Je také označována jako tah disku, konstrukční tah nebo teoretický tah a je dán vztahem:

$$GTR = \frac{GT}{Wd} = \frac{T}{r_t \cdot Wd} \quad (r. 3.23)$$

Koeficient hnací síly GTR je také nejméně vysvětlený ze všech trakčních parametrů. Hrubá trakční síla – hnací síla (GT) nemůže být měřena, a tak se počítá z momentu na nápravě a poloměru trakčního zařízení, ale problém je, že ani tento poloměr není přesně změřitelný. Proto není stanoveno, který poloměr se pro výpočet GT používá. Alternativně se používá i energie, případně výkon. [Frank M. Zoz, P.E., Robert D. Grisso, P.E., 2003]

$$GTR = \frac{NTR}{TE} \cdot \frac{v_a}{v_t} = \frac{NTR}{TE} \cdot (1 - TRR) \quad (r. 3.24)$$

### 3.1.5.5 Koeficient valivého odporu (odporu proti pohybu) - MRR

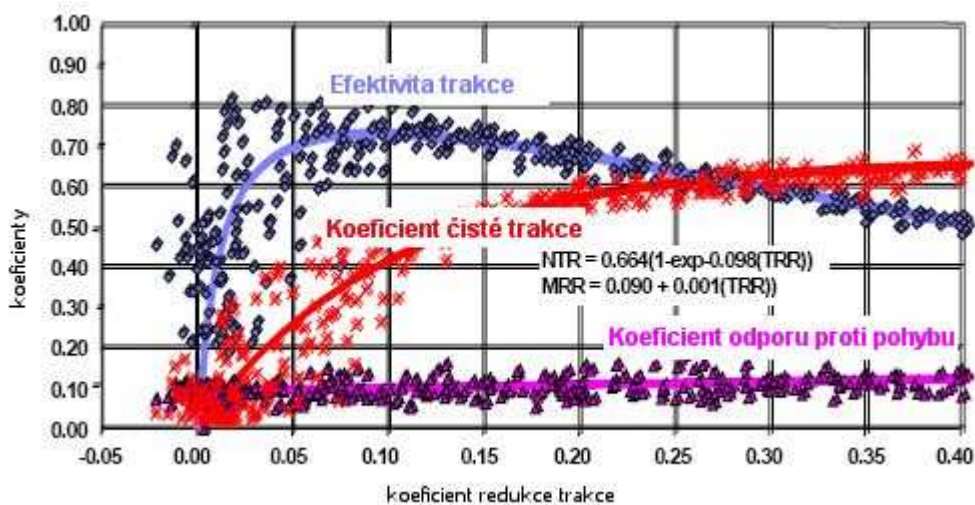
Koeficient odporu proti pohybu MRR, označovaný také jako valivý odpor, zahrnuje ztráty uvnitř trakčního zařízení a půdními silami. Všechny silové ztráty, kromě těch, kde je měřen moment, jsou zde zahrnuty. Je patrné, že označení koeficient valivého odporu není zcela korektní, pokud je za valivý odpor považován pouze odpor, který klade podložka například kolu při valení. [Frank M. Zoz, P.E., Robert D. Grisso, P.E., 2003]  
Vztah pro výpočet je:

$$MRR = GTR - NTR \quad (r. 3.25)$$

### 3.1.6 Analýza trakčních parametrů

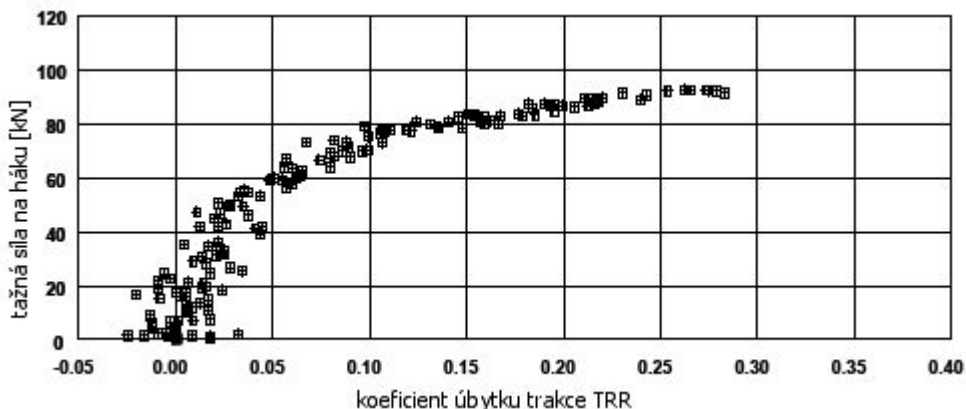
Na začátek je třeba říci, jak vůbec vzniknou křivky, z kterých se poté vychází při dalším rozboru. Typický graf trakčních dat je ukázán na obrázku 3.9. Data získaná měřeními mají určitý rozptyl a protože v tomto stavu lze jen obtížně porovnávat trakční zařízení nebo usuzovat na závislosti jednotlivých parametrů, používá se regresní analýzy, pomocí které se získá s určitou přesností funkční závislost. Původní Quick Basic program pro Macintosh, který vyvinuli Frank M. Zoz, Robert D. Grisso a Shrini Upadhyaya používal metodu regresní analýzy hrubého a čistého trakčního koeficientu jako funkce redukce trakce (prokluzu). Potom byl však modifikován a převeden do Excelu s tím rozdílem, že vytvářel regresní křivky koeficientů čisté trakce a odporu proti pohybu jako funkce prokluzu (redukce trakce).

Obrázek 3.9 ukázka grafu naměřených hodnot a následně provedené regresní analýzy [Zoz, F. M., R. L. Turner, and L.R. Shell., 2002]



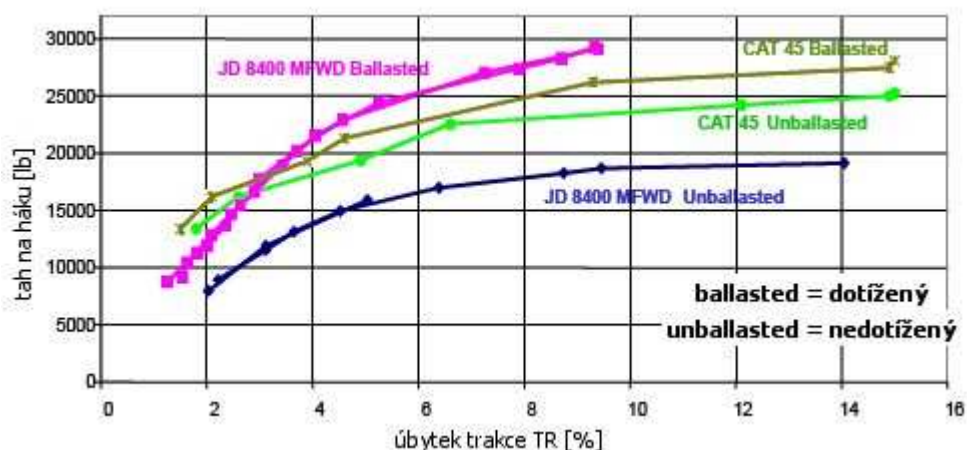
Graf tahu nebo NTR - úbytek trakce nebo prokluz je nejzákladnějším grafem trakčních dat. Prezentuje vzájemnou závislost koeficientu čisté trakce NTR (tahu) a úbytku trakce (prokluzu). Je to také jediný z grafů, pro jehož vytvoření nemusíme primárně znát výkon. Je nutné zmínit se o tom, že různá literatura nahlíží na tento graf z dvou různých pohledů, jde o to, která proměnná je nezávislá. Jeden úhel pohledu je, že nezávislá proměnná je úbytek trakce (prokluz) a závisí na ní tahu (NTR). To by ovšem znamenalo, že tvorba tahu závisí na prokluzu. Druhou možností je, že tahu (NTR) je nezávislá proměnná a pak tedy vznik prokluzu (úbytku trakce) závisí na produkci tahu. Tuto otázku zatím nelze jednoznačně zodpovědět a tato práce si to ani neklade za cíl, bude vycházet ve většině případů z toho, že nezávislou proměnnou je tahu nebo koeficient čisté trakce (NTR), případně koeficient trakce vozidla – koeficient záběru (VTR) a závisí na něm prokluz nebo úbytek trakce. Na obrázku 3.2.10 je graf, do něhož byla vynesena závislost tažné síly a koeficientu úbytku trakce pro pásový traktor John Deere 8400T. Z grafu je patrné, že tahu roste zpočátku velmi strmě a se vzrůstajícím úbytkem trakce se hodnoty tažné síly ustalují. Bývá také obvyklé, že se grafy konstruují jen do hodnoty redukce trakce 40% a to proto, že v praxi se při vyšších hodnotách nepracuje a maximum efektivity trakce (TE) nastává také při nižších hodnotách.

Obrázek 3.10 graf závislosti tažné síly na koeficientu úbytku trakce pro traktor John Deere 8400T o celkové hmotnosti 11791kg, používajícího pryžové pásy Goodyear široké 400mm pracujícího na zpracované urovnané půdě [Frank M. Zoz, P.E., Robert D. Grisso, P.E., 2003]



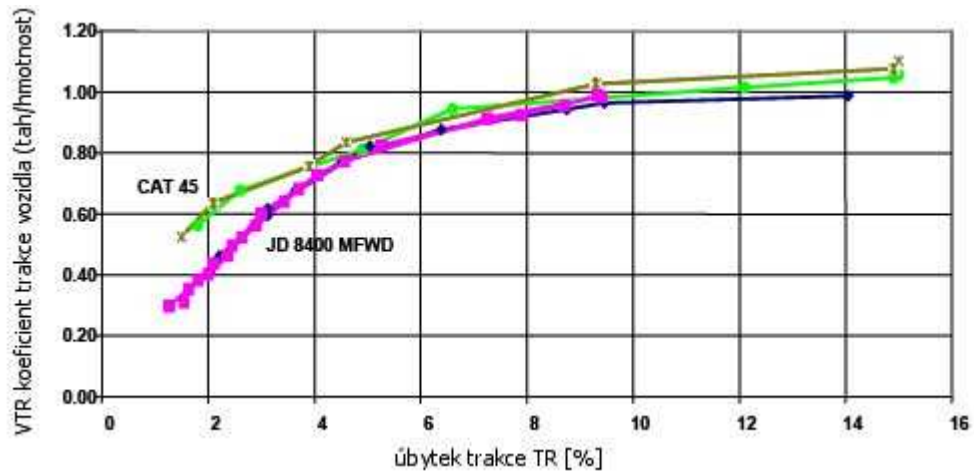
Na obrázcích 3.11 (a) a (b) je vidět jaký je rozdíl v grafu sestaveném pro danou sílu (zde tažnou sílu na háku) a pro koeficient, který vznikne vydělením síly dynamickým zatížením ( $W_d$ ) (Pro celé vozidlo). Graf, který vznikl v NTTL, porovnává dva traktory, kolový a pásový, dotížené a nedotížené, dostaneme tedy čtyři křivky. Z grafu (a) je viditelné, že dotížený kolový traktor John Deere 8400 je schopen vyvinout suverénně nejvyšší tažnou sílu. Pokud ale tažnou sílu vydělíme dynamickou hmotností, dostáváme zcela odlišný graf (b), kde jsou rozdíly minimální.

Obrázek 3.11 graf (a) porovnání tažné síly, (b) porovnání koeficientů záběru vozidel (koeficientů trakce vozidel) [Frank M. Zoz, P.E., Robert D. Grisso, P.E., 2003]



(a)

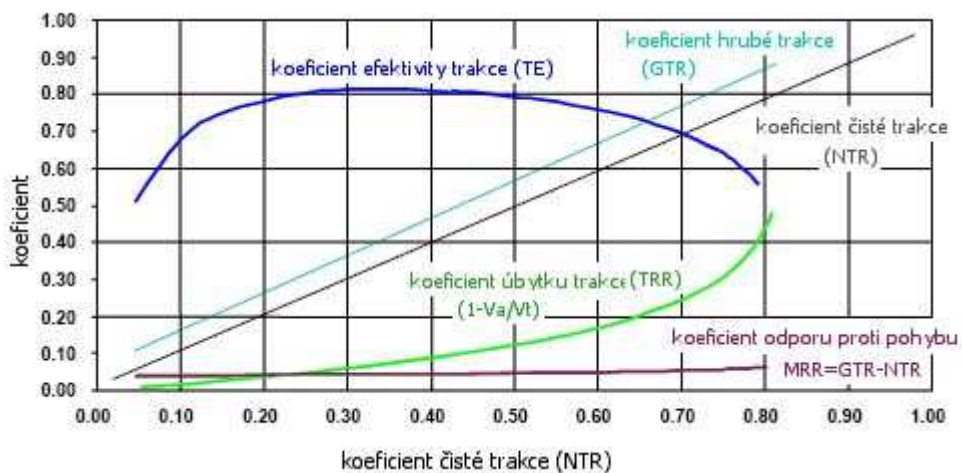




(b)

Z hlediska výkonnosti traktoru na háku je efektivita trakce (TE) nejdůležitější z parametrů, jenž hodnotí trakci. Na obrázku 3.12 je obecný graf, který názorně ukazuje vzájemné vztahy trakčních parametrů a byl sestaven podle trakčních rovnic, které pan Brixius uvedl v roce 1987, kde jako nezávislou proměnnou používá koeficient čisté trakce (NTR). Lze tedy říct, že adekvátně dotížený traktor se správně nahuštěnými pneumatikami dosahuje maxima efektivity trakce při hodnotách koeficientu čisté trakce (NTR) okolo 0,40, což objevil také Dwyer v roce 1984.

Obrázek 3.12 graf - zobecněné vztahy trakčních parametrů na základě rovnic Brixius(1987) [Frank M. Zoz, P.E., Robert D. Grisso, P.E., 2003]

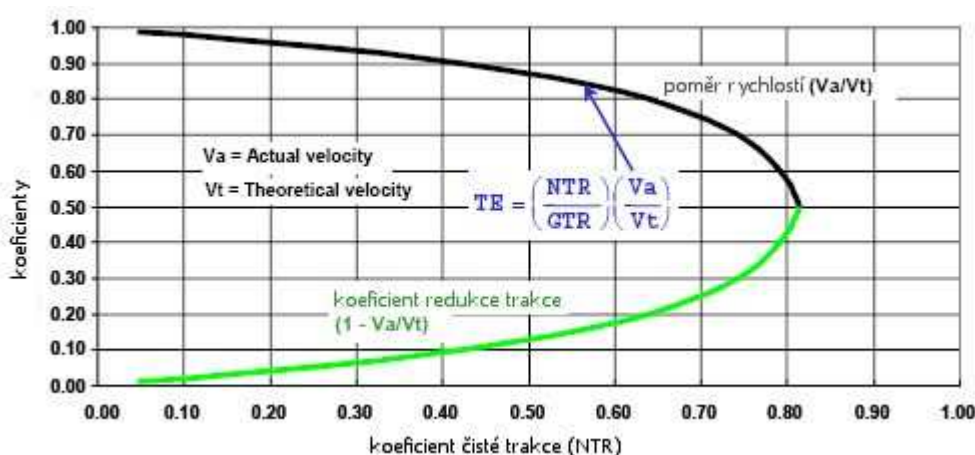


Neefektivita trakce vzniká v důsledku silových a pohybových ztrát. Lze na ně pohlížet jako na poměr tahů a poměr rychlostí. Vyjde-li se z konečného vztahu v rovnosti r. 3.22 pak lze psát také:

$$TE = \left( \frac{NTR}{GTR} \right) \cdot \left( \frac{v_a}{v_t} \right) = (\text{poměro tahů}) \cdot (\text{poměro rychlostí}) \quad (r. 3.26)$$

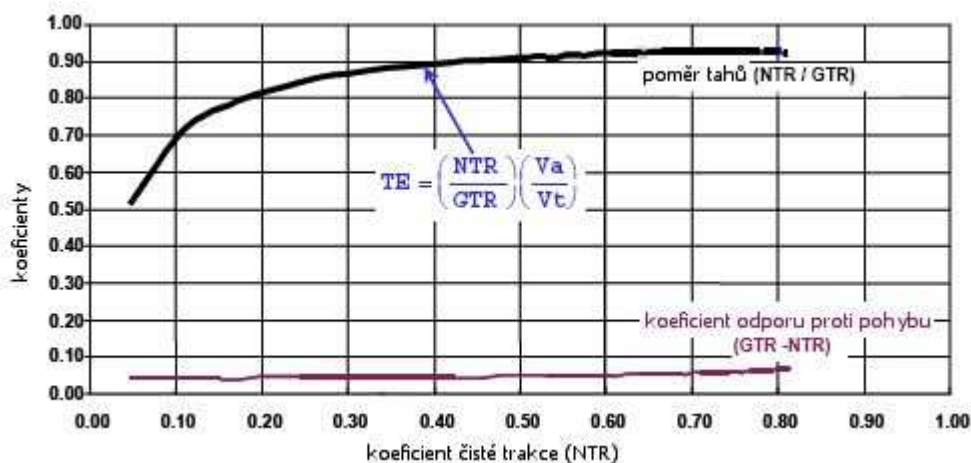
Nejdříve bude věnován prostor poměru rychlostí, ten pomůže vysvětlit obrázek 3.13, což je graf, kde jsou TRR a poměr rychlostí vyneseny jako funkce NTR. Při nulovém koeficientu čisté trakce (NTR) (tedy i nulovém tahu) je teoretická rychlost téměř rovna aktuální, a tak poměr rychlostí nabývá téměř hodnoty jedna. Jak vzrůstá čistá trakční síla (roste tedy tah i koeficient čisté trakce), tak roste i úbytek trakce (tedy i prokluz), což má za následek pokles aktuální rychlosti oproti teoretické, hodnota poměru rychlostí tak klesá a s ní klesá i efektivita trakce.

Obrázek 3.13 graf – TRR a poměr rychlostí jako funkce NTR [Frank M. Zoz, P.E., Robert D. Grisso, P.E., 2003]



Poměr tahů lze objasnit pomocí obrázku 3.14, což je graf, kde je poměr tahů a koeficient odporu proti pohybu vyneseny jako funkce koeficientu čisté trakce. Při nulové čisté trakci (tah je nulový) je poměr koeficientu čisté trakce a koeficientu hrubé trakce nula. Rozdíl mezi koeficienty čisté a hrubé trakce je koeficient odporu proti pohybu, který se s rostoucím koeficientem čisté trakce (NTR) téměř nemění. Jeho velikost nabývá hodnot v rozmezí 0,05 – 0,15 a tím pádem se koeficienty čisté a hrubé trakce nebudou nikdy rovnat. Hodnota poměru tahů se tedy bude blížit jedné, ale nikdy jí nedosáhne.

Obrázek 3.14 graf - poměr tahů a koeficient odporu proti pohybu jako funkce koeficientu čisté trakce [Frank M. Zoz, P.E., Robert D. Grisso, P.E., 2003]

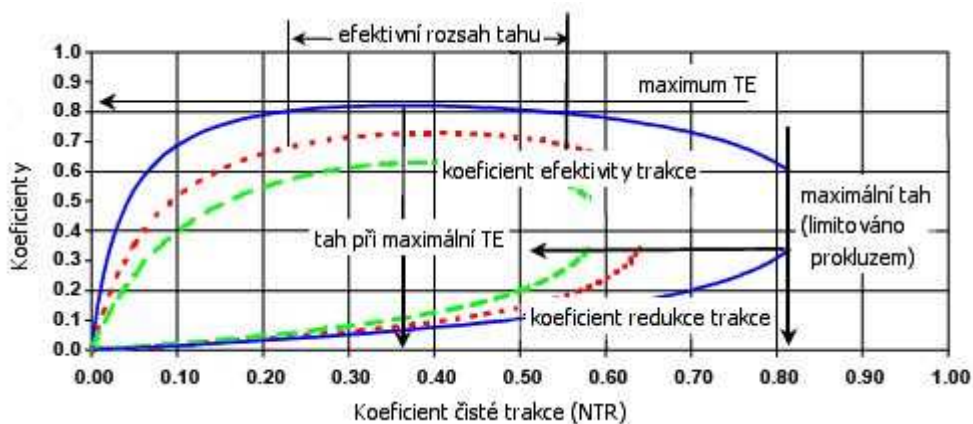


Složením křivky poměru rychlostí a křivky poměru tahů dostaneme výslednou křivku efektivity trakce, ta bude mít tvar jako v garfu na obrázku 3.12, je tedy zřejmé, že efektivita trakce nemůže být vyšší než jednotlivé složky. [Frank M. Zoz, P.E., Robert D. Grisso, P.E., 2003]

### 3.2 Trakční výkonnost

V této kapitole bude probráno, jak je trakční výkonnost ovlivňována rozměrem pneumatik, nahuštěním pneumatik, půdou, zatížením kola a porovnají se kola a pásy. To vše zejména za pomoci grafů, které mají nejlepší vypovídací hodnotu. Typický příklad, jak prezentovat graf naměřených trakčních dat, je na obrázku 3.13. [Frank M. Zoz, P.E., Robert D. Grisso, P.E., 2003]

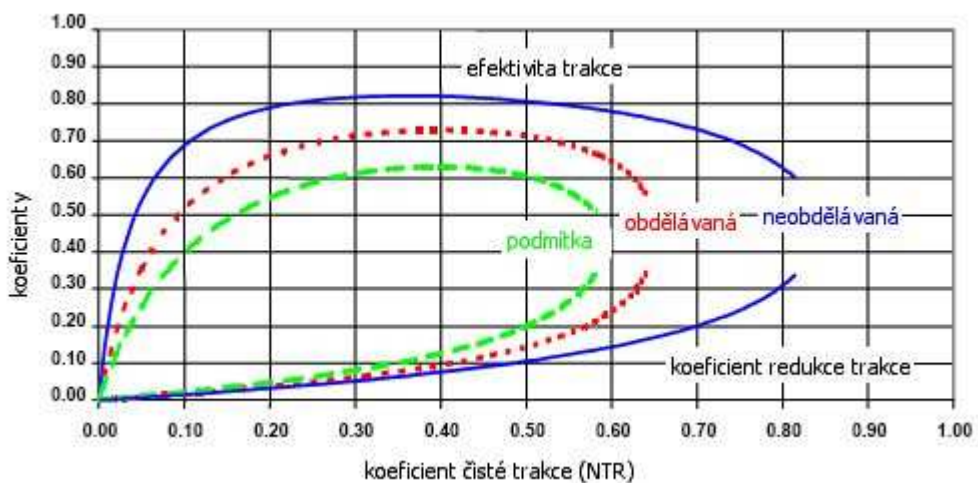
Obrázek 3.13 jak interpretovat trakční graf (graf zobrazuje trakční výkonnost dvoumonáží 20.8R42 na třech různých typech půdy) [Frank M. Zoz, P.E., Robert D. Grisso, P.E., 2003]



### 3.2.1 Vliv půdy

Graf na obrázku 3.14 ukazuje, jak se mění výkonnost dvoumotáže kol 20.8R42 v závislosti na tom, na jaké půdě pracuje. Lze si všimnout, že čím měkčí půda je, tím nižší je maximum efektivita trakce. Vyskytuje se ale při stále stejné hodnotě koeficientu čisté trakce (NTR) (tahu) a to 0,40. Také maximum NTR je tím nižší, čím je půda měkčí. [Frank M. Zoz, P.E., Robert D. Grisso, P.E., 2003]

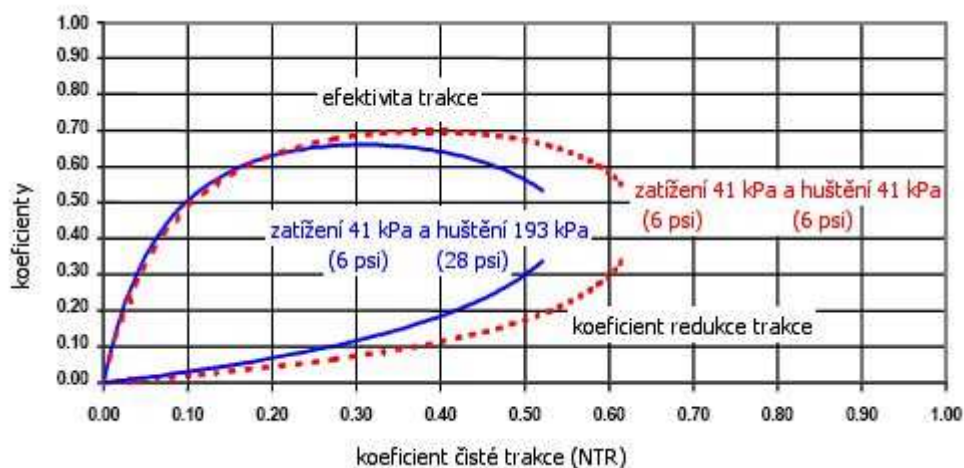
Obrázek 3.14 graf – výkonnost dvoumontáže kol 20.8R42 na 3 typech povrchů, pro zatížení nápravy 8300kg a tlak v pneumatice 83kPa [Frank M. Zoz, P.E., Robert D. Grisso, P.E., 2003]



### 3.2.2 Vliv nahuštění pneumatik

Graf na obrázku 3.15 nabízí srovnání stejně zatížené pneumatiky, stejného rozměru v případě, že je nahuštěna správným tlakem a v případě, že je přehuštěna. Pro přehuštěnou pneumatiku klesne maximum efektivita i koeficientu čisté trakce. Pokud maximum efektivita trakce klesne o 5%, pak může být vliv na traktor znatelně větší, a to také v závislosti na použitém nářadí. Například při hodnotě NTR 0,50, což odpovídá poklesu TE o 10%, může být rozdíl v tažné síle na háku až 17%, a to při citelně větší hodnotě TR! [Frank M. Zoz, P.E., Robert D. Grisso, P.E., 2003]

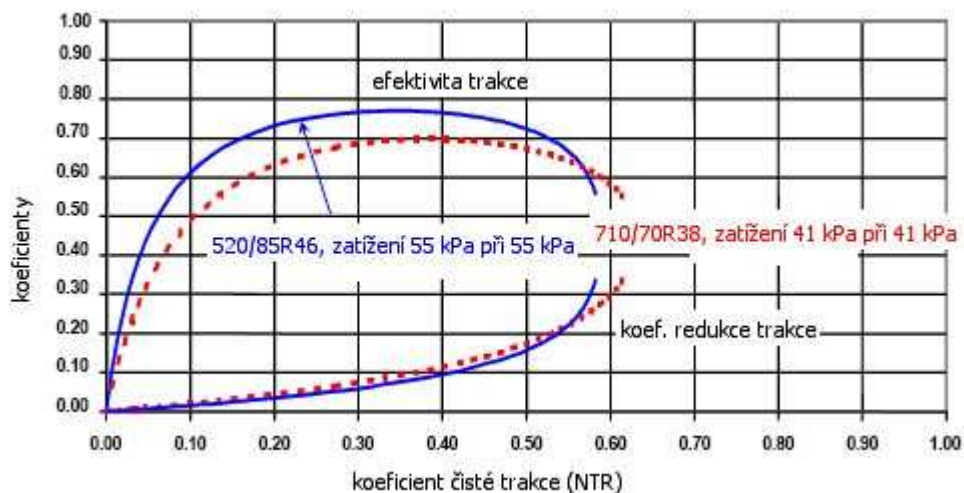
Obrázek 3.15 graf – výkon pneumatiky Firestone 710/70R38 ATR pro dva tlaky nahuštění na kypré půdě [Frank M. Zoz, P.E., Robert D. Grisso, P.E., 2003]



### 3.2.3 Vliv rozměru pneumatiky

Porovnání vlivu rozměrů pneumatik na trakční výkon je v grafu na obrázku 3.16 Jsou zde data pro dvě pneumatiky, jednu s větším průměrem a to pneumatiku 520/85R46 a druhou s menším průměrem, ale zato širší, 710/70R38. Z grafu plyne, že pneumatika s větším průměrem dosahuje zdatně větší efektivity trakce při stejném prokluzu. Širší pneumatika 710/70R38 má vyšší ztráty způsobené vyšším odporem proti pohybu, obě pneumatiky pracují při stejné redukci trakce. Obě přitom mají schopnost poskytovat stejný maximální tah, což způsobuje, že obsluha může nabýt dojmu, že mezi nimi není rozdíl. [Frank M. Zoz, P.E., Robert D. Grisso, P.E., 2003]

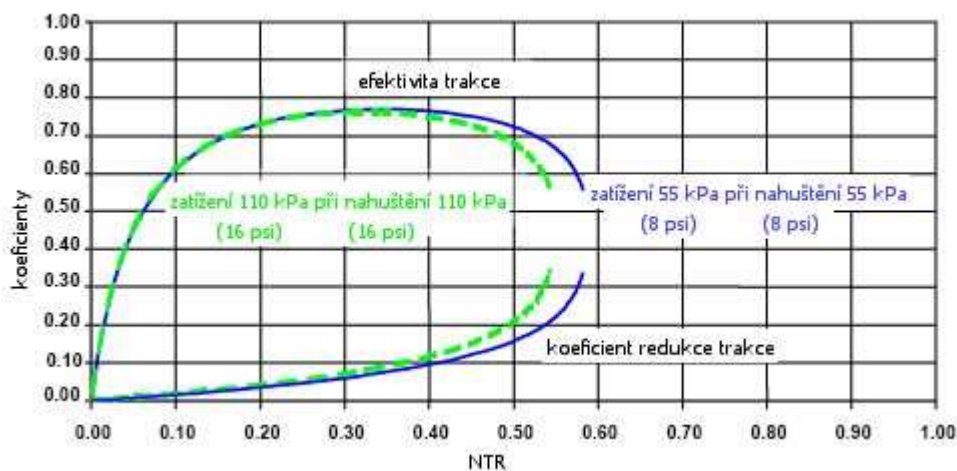
Obrázek 3.16 graf – porovnání pneumatik dvou rozměrů, korektně nahuštěných, pracujících na obdělávané (kypré) půdě [Frank M. Zoz, P.E., Robert D. Grisso, P.E., 2003]



### 3.2.4 Vliv zatížení pneumatiky

V grafu na obrázku 3.17 je vidět, jaký vliv má zatížení pneumatiky. Máme jednu pneumatiku zatíženou dvěma různými zatíženími a pro každé zatížení správně nahuštěnou. Tím, že se použije správný tlak nahuštění pro dané zatížení, se docílí toho, že pneumatika bude pracovat při optimální deformaci, na kterou byla navržena. Maximální efektivita trakce se objevuje při zhruba stejné hodnotě pro oba případy. [Frank M. Zoz, P.E., Robert D. Grisso, P.E., 2003]

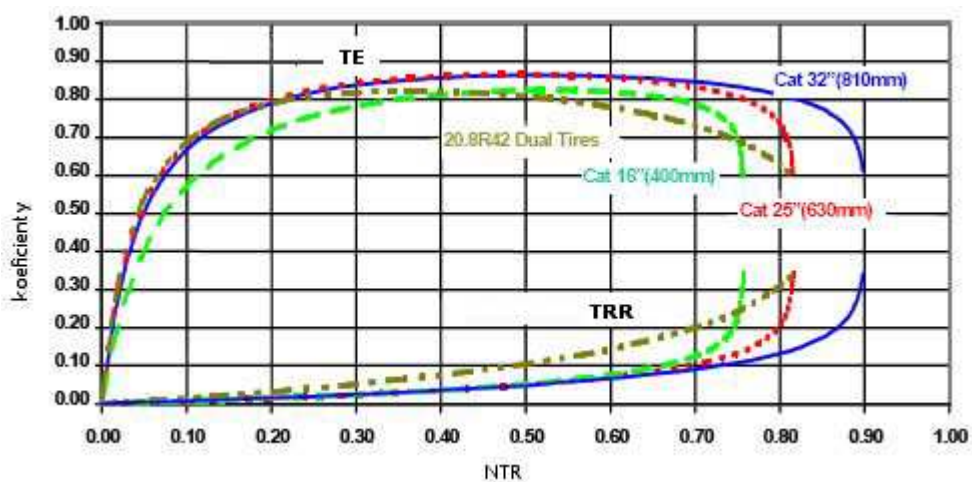
Obrázek 3.17 graf – vliv různých zatížení na pneumatiku Goodyear 520/85R46 DTR pracující na obdělávané půdě (kypré) [Frank M. Zoz, P.E., Robert D. Grisso, P.E., 2003]



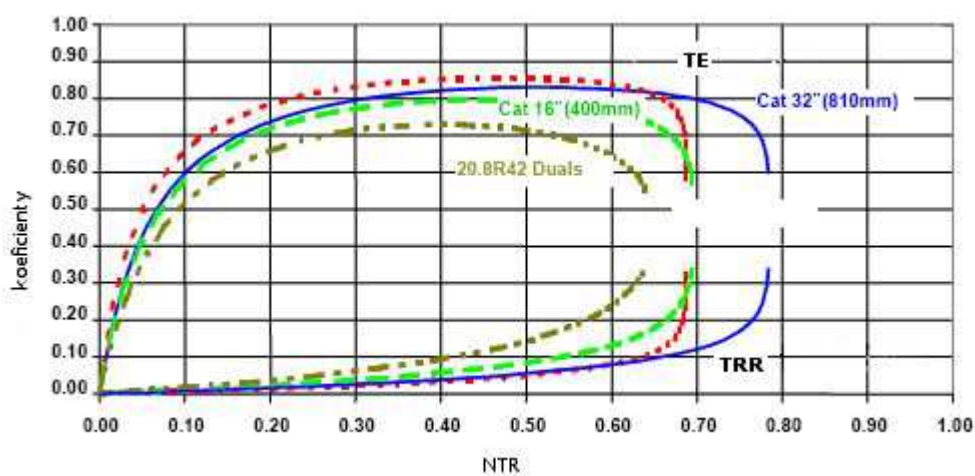
### 3.2.5 Porovnání kola a pásu

Nejprve bude v této kapitole porovnána dvoumontáž kol 20.8R42 a pásy třech různých šířek (400mm, 630mm, 810mm) na třech různých druzích povrchů (neobdělávaný, obdělávaný, podmítka). K tomuto účelu poslouží grafy na obrázcích 3.18 až 3.20. Na tvrdé neobdělávané půdě jsou rozdíly mezi jednotlivými řešeními malé. Nejširší pásy poskytují nejvyšší koeficient čisté trakce. Jak se půda stává měkčí, tak se rozdíly začínají zvětšovat a to zejména mezi koly a pásy, zatím co pásy si relativně drží pozici, tak křivka pro kola mění průběh výrazněji. Maximum efektivita trakce je pro kola okolo 0,40 NTR, pro pásy je 0,50 NTR. U pásu je rozsah hodnot blízkých maximumu efektivita trakce větší. [Frank M. Zoz, P.E., Robert D. Grisso, P.E., 2003]

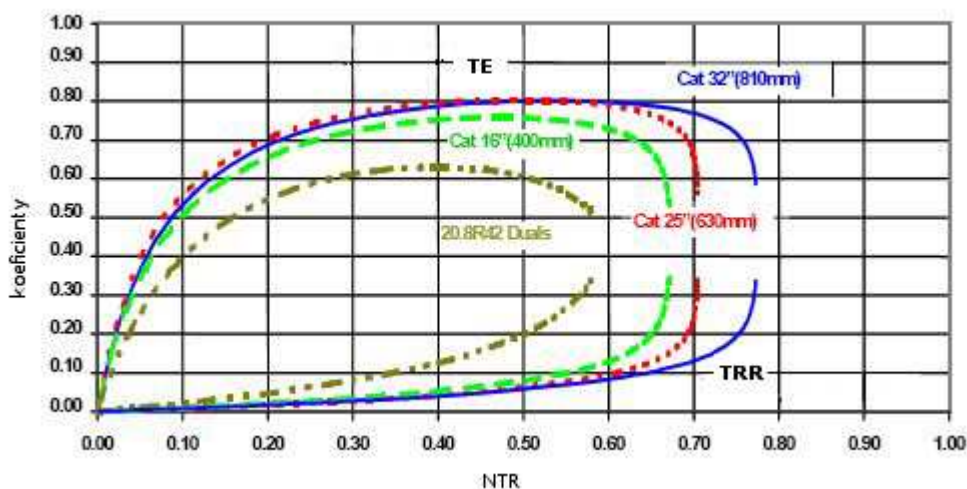
Obrázek 3.18 graf – porovnání kol a pásů na tvrdé půdě, hmotnost pásového traktoru je 13700kg, hmotnost na nápravu kolového traktoru je 8303kg [Frank M. Zoz, P.E., Robert D. Grisso, P.E., 2003]



Obrázek 3.19 graf – porovnání kol a pásů na obdělávané půdě, hmotnost pásového traktoru je 13700kg, hmotnost na nápravu kolového traktoru je 8303kg [Frank M. Zoz, P.E., Robert D. Grisso, P.E., 2003]



Obrázek 3.20 graf – porovnání kol a pásů na podmítce, hmotnost pásového traktoru je 13700kg, hmotnost na nápravu kolového traktoru je 8303kg [Frank M. Zoz, P.E., Robert D. Grisso, P.E., 2003]



### 3.3 Pneumatiky traktorů

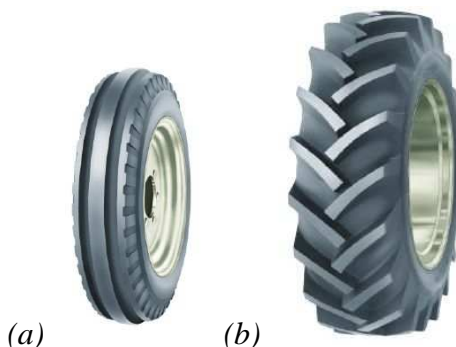
Pneumatiky jsou nejčastěji používaným zařízením pro tvorbu trakce, a proto se tato kapitola bude věnovat základům jejich konstrukce a některým jejich vlastnostem, které mají vliv na zemědělskou výrobu.

#### 3.3.1 Konstrukce pneumatiky

Na traktorech se lze setkat s různými druhy pneumatik. Za prvé si je lze rozdělit na pneumatiky pro hnací kola a pneumatiky pro nepoháněné řídicí nápravy. V tomto případě jsou na první pohled patrné rozdíly v konstrukci (obrázek 3.21), jež plynou z odlišných požadavků na pneumatiky. Pneumatiky pro nepoháněnou řídicí nápravu mají jednoduché podélné žebrování (drážky), které mají za úkol pronikat do půdy a umožnit tak traktoru zatáčení. Pneumatiky pro hnací kola mají pronikat do půdy tak, aby poskytovaly dostatek trakce a tomu je uzpůsoben i dezén. Ten je složen ze „špalků“ uspořádaných do „V“ – šípový vzorek. [Goering, Carroll E., and Alan C. Hansen, 2004]



Obrázek 3.21 pneumatiky (a) pro řídicí kola, (b) pro hnací kola  
[[http://www2.contitrade.cz/download/11\\_barum\\_zemstr.pdf](http://www2.contitrade.cz/download/11_barum_zemstr.pdf)]



Za druhé se rozeznávají podle konstrukce pneumatiky radiální a diagonální. Pro pochopení rozdílu je nejprve nutné vědět, jak vypadá konstrukce traktorové pneumatiky pro hnací kolo, která je na obrázku 3.22.

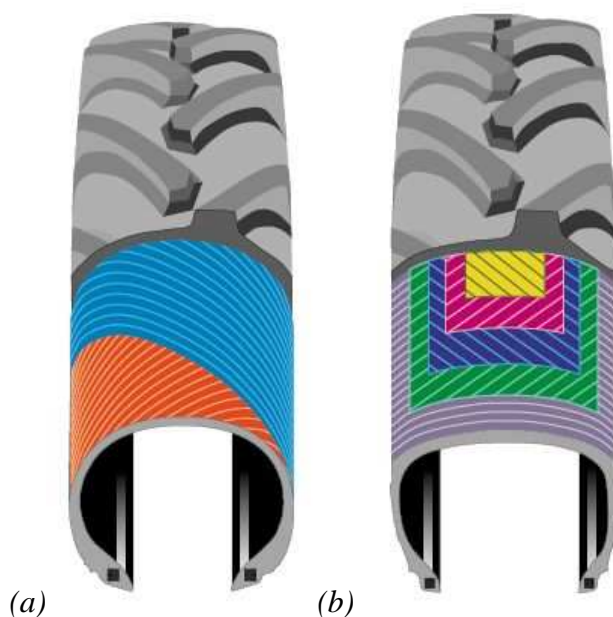
Obrázek 3.22 konstrukce pneumatiky  
[[http://www2.contitrade.cz/download/11\\_barum\\_zemstr.pdf](http://www2.contitrade.cz/download/11_barum_zemstr.pdf)]



Běhoun je gumový a tvoří dezén pláště. Žebra dezénu jsou uspořádána šikmo ke středu pneumatiky. Jejich počet a uspořádání jsou rozdílné podle typu pneumatiky a její velikosti. Volné prostory mezi žebry slouží k samočištění pneumatiky. Nárazník použitý u radiálních pláštíků se skládá z několika kordových vložek, které se kříží. Svou obvodovou tuhostí přispívá ke stabilitě kostry a omezuje pružnost dezénu. Kostra tvoří nosnou část pláště, určuje jeho pevnost, zachycuje zatížení a dynamické silové namáhání. Kostra je složena z několika vrstev kordu, které jsou ukotveny kolem lan v patkách. Bočnice je tvořena pryží. Chrání kostru před mechanickým poškozením a atmosférickými vlivy.

Dříve byly používány výlučně pneumatiky diagonální, radiální získaly na popularitě až v posledních letech. Kostra diagonálních pneumatik je tvořena pogumovanými kordovými nitěmi, které se diagonálně kříží pod úhlem  $30^\circ$  až  $40^\circ$ , to je zobrazeno na obrázku 3.23 (a). Diagonální pneumatiky mají také větší počet kordových vložek než srovnatelná radiální. Oproti tomu radiální pneumatika má kostru složenou z pogumovaných přízových vrstev, jejichž jednotlivé pásy jdou od patky k patce. Aby se zpevnil obvod pneumatiky, je na těchto vrstvách umístěn nárazník složený z diagonálně položených přízových pásů. Konstrukce radiální pneumatiky je na obrázku 3.23 (b). Nárazník a běhoun tak tvoří stabilní styčnou plochu. Bočnice, které jsou podstatně pružnější než u diagonální pneumatiky, tak umožňují propružení a tím tlumení rázů. Další předností radiální pneumatiky je to, že má větší styčnou plochu a dosahuje na ní rovnoměrnějšího rozložení tlaku než pneumatika diagonální.

Obrázek 3.23 kostrukce (a) diagonální pneumatiky, (b) radiální pneumatiky [[http://www2.contitrade.cz/download/11\\_barum\\_zemstr.pdf](http://www2.contitrade.cz/download/11_barum_zemstr.pdf)]



### 3.3.2 Deformace pneumatiky a terénu

V reálu dochází při pohybu pneumatiky terénem k deformaci pneumatiky a terénu. K deformaci terénu musí nezbytně docházet proto, protože tím, jak se terén deformuje, vzniká v něm napětí, které je nezbytné, aby vytvořilo oporu pro kolo, které se po něm pohybuje. Naproti tomu deformace pneumatiky má za následek to, že potřeba vzniku napětí klesne v důsledku větší styčné plochy.

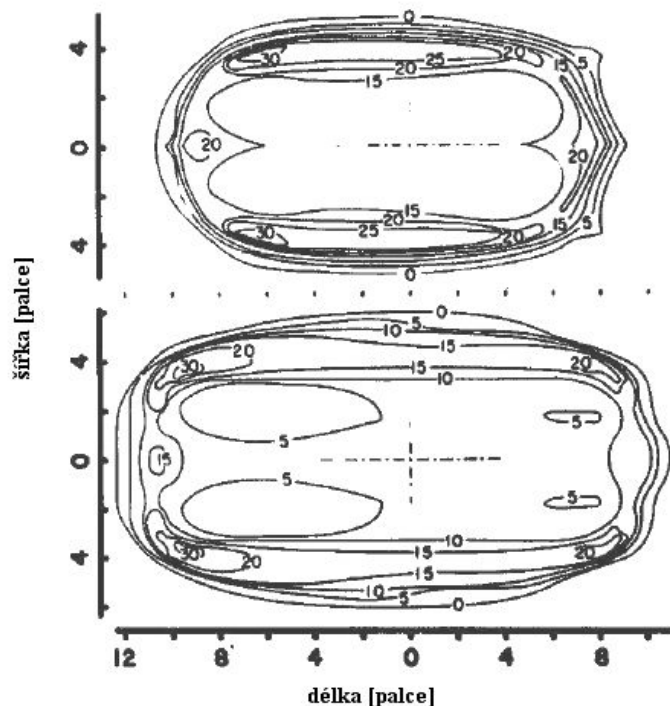
Deformace pneumatiky závisí na tom, jakým tlakem je nahuštěna, to zejména, ale také na její tuhosti. Obecně lze tvrdit, že tlak v kontaktní ploše mezi pneumatikou a

podložkou je pouze o málo větší než tlak, kterým je pneumatika nahuštěna. Tento rozdíl je dán tuhostí pneumatiky. Dále se pak průměrný kontaktní tlak vynásobený plochou otisku pneumatiky musí rovnat vertikální zátěži. Pokud dojde k poklesu tlaku v pneumatice a zatížení zůstane stejné, pak musí dojít k nárůstu deformace pneumatiky tak, aby došlo ke zvětšení plochy otisku. Pokud dojde k nárůstu zatížení pneumatiky a tlak v ní zůstane stejný, potom musí opět dojít k nárůstu deformace a tak ke zvětšení plochy otisku pneumatiky. Je třeba uvědomit si, že k tomuto nemůže docházet například u vozidel, která používají pásový podvozek. Zde dochází s nárůstem zatížení k nárůstu tlaku na půdu. [Goering, Carroll E., Marvin L Stone, David W. Smith, and Paul K. Tumquist., 2003]

### **3.3.3 Rozložení tlaku pod pneumatikou**

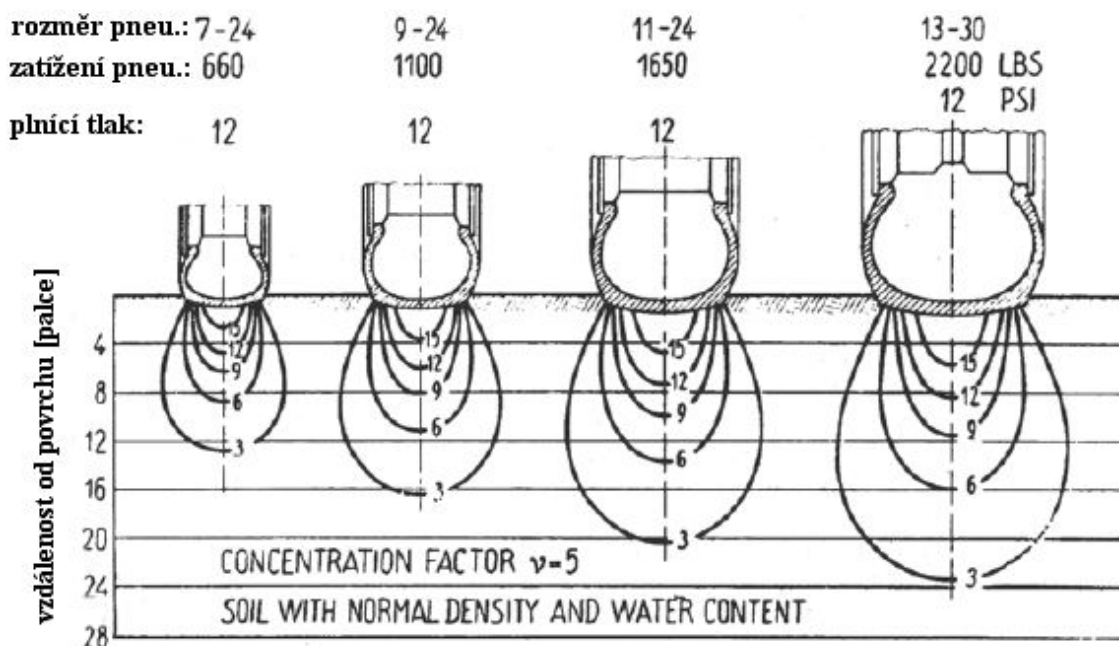
Jaké je rozložení tlaku v kontaktní ploše je vidět na zjednodušeném příkladu, tedy pro hladkou pneumatiku. Výsledek měření rozložení tlaku v kontaktní ploše pod hladkou pneumatikou pro konstantní zatížení při dvou různých tlacích nahuštění je na obrázku 3.24. Jak bylo zmíněno již výše, tlak na otisku je přibližně roven plnicímu tlaku pneumatiky. Lze pozorovat, že na okrajích otisku je tlak vyšší, to je způsobeno tuhostí boku pneumatiky. Mimo jiné lze očekávat, že pro radiální pneumatiku nebude nárůst tlaku na krajích otisku tak markantní, jako pro srovnatelnou diagonální pneumatiku, což vyplývá z konstrukce obou.

Obrázek 3.24 tlak pod hladkou pneumatikou [psi] v při konstantním zatížení a dvou plnicích tlacích: horní otisk 10psi (70kPa), dolní otisk 6psi (40kPa) [Vandenberg and Gill, 1962]



Také je zajímavé pozorovat, jaký je tlak v půdě pro různě zatížené pneumatiky, různého rozměru, ale se stejným tlakem nahuštění. To je zobrazeno na obrázku 3.25. Tlak v půdě je velmi problematicky měřitelný, bylo však provedeno několik málo pokusů, které potvrdily hlavní trendy zjištěné výpočty. To jest, že tlak pod pneumatikou je pouze o málo větší než tlak nahuštění. Izobary pronikají hlouběji do půdy s rostoucím zatížením, tlak zůstává stejný. Z toho vyplývá, že utužení povrchu půdy závisí na tlaku v pneumatikách, zatím co utužení podomničí závisí na zatížení. [Goering, Carroll E., Marvin L Stone, David W. Smith, and Paul K. Tumquist., 2003]

Obrázek 3.25 vypočtené vertikální rozložení tlaku (udáno v psi) pod pneumatikami různých rozměrů, nesoucích různé zatížení, ale nahuštěných stejným tlakem [Söhne, 1958]



### 3.3.4 Kapacita zatížení pneumatik

Možnost zatížení pneumatik je dána především objemem a tlakem vzduchu v pneumatice, stoupá s rostoucím tlakem a s rostoucím objemem vzduchu v pneumatice. Tlak je ale omezen konstrukcí pneumatiky. Tyto a další hodnoty udávají výrobci pneumatik v katalogích svých produktů. Hodnota zatížení závisí také na tom, zda je pneumatika použita jednotlivě, ve dvoumontáži, případně trojmontáži. Pro pneumatiku ve dvou nebo trojmontáži je hodnota povoleného zatížení menší z toho důvodu, že může nastat stav, kdy právě jedna pneumatika ponese většinu zátěže, která je normálně rozložena na obě kola dvoumontáže, případně tři kola trojmontáže.

### 3.3.5 Tuhostní, tlumící a pružící vlastnosti pneumatik

Protože velké množství traktorů nemá odpružení, případně má odpruženou pouze jednu nápravu, tak tuto důležitou funkci musejí převzít pneumatiky. I proto se pak chování pneumatiky převádí na základní model vertikální pružiny a tlumiče. Míra tuhosti vertikální pružiny je míra prohnutí staticky zatížené pneumatiky ve vztahu k prohnutí dané pneumatiky a zohledňuje daný tlak v pneumatice. Alternativně mohou být pružící, případně tlumící charakteristiky určeny při volných nebo nucených vibračních testech, které mohou brát v úvahu i rotaci kola. Tuhost pružiny vzrůstá s rostoucím tlakem v pneumatice, ale je relativně nezávislá na rychlosti, kterou se vozidlo, respektive pneumatika pohybuje. Použití kapaliny v pneumatice zvyšuje tuhost v porovnání

s pneumatikou plněnou pouze vzduchem. Pneumatiky poskytují také určitou tlumící schopnost nebo schopnost přeměny energie. I když je tlumící schopnost tohoto druhu pneumatik (pro traktory) nízká, v porovnání s tlumiči užitými u silničních vozidel, tak s rostoucí rychlostí dále klesá. Tlumící schopnost je záměrně udržována na nízké hodnotě, jelikož pneumatikou absorbovaná energie se přeměňuje na teplo, které negativně působí na životnost pneumatiky. Množství disipační energie tedy limituje maximální rychlost. Z hlediska vibrací, lze terén i pneumatiku považovat za flexibilní a tedy tuhostní a tlumící vlastnosti za kombinaci obou, pneumatiky a terénu. Systém pneumatika-půda má ve srovnání se systémem pneumatika-tvrký povrch nižší tuhost a vyšší schopnost tlumení. [Goering, Carroll E., Marvin L Stone, David W. Smith, and Paul K. Tumquist., 2003]

## 4. Traktor

Tato kapitola popisuje vliv konstrukce traktoru v kombinaci s trakčním zařízením na výkonnost traktoru.

### 4.1 Mechanika traktoru

Úkolem této podkapitoly je seznámit se základními mechanickými ději, které jsou ovlivněny koncepcí traktoru, zejména co se týče rozložení hmotnosti a jejího přesunu.

#### 4.1.1 Těžiště traktoru

Obecně je těžiště působíště gravitační síly působící na těleso. Gravitační síla působící v tomto bodě, má stejný účinek na tento bod, jako na celé těleso. Další vlastností těžiště je, že pokud by se těleso zavěsilo tak, aby bylo uchyceno v tomto bodě, tak by se nenaklonilo žádným směrem.

Na traktor na obrázku 4.1 působí 3 síly, tíha traktoru  $W$ , působící v těžišti, a reakce od podložky  $R_f$  a  $R_r$  působí v místě kontaktu předních a zadních kol s podložkou, tedy v bodech B a A. Působení momentů se vztáhne k bodu A, rameno, na kterém bude působit síla  $W$  bude značeno  $X_{cg}$ , potom vznikne moment působící ve směru oběhu hodinových ručiček o velikosti  $W \cdot X_{cg}$ . Síla  $R_r$  působící na ramenu nulové velikosti nedá tedy vzniknout žádnému momentu, ale síla  $R_f$  působící na ramenu, které odpovídá rozvoru náprav traktoru, se bude tedy značit  $WB$ , způsobí moment působící proti směru oběhu hodinových ručiček o velikosti  $R_f \cdot WB$ . A pokud se traktor nepohybuje musí platit momentová věta, která říká, že součet momentů musí být nula, tedy:

$$W \cdot X_{cg} = R_f \cdot WB \quad (\text{r. 4.1})$$

kde:

$W$  [kN] tíha traktoru

$X_{cg}$  [mm] kolmá vzdálenost od osy zadní nápravy k těžišti

$R_f$  [kN] reakční síla předních kol

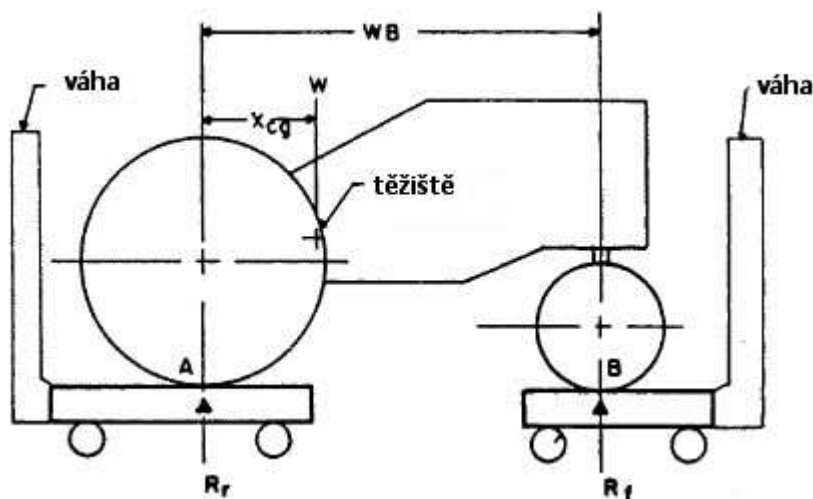
$WB$  [mm] rozvor náprav

vydělením rovnice  $W$  získáme:

$$X_{cg} = \frac{R_f}{W} \cdot WB \quad (\text{r. 4.2})$$

Traktor se umístí přední nápravou na váhu a určí se  $R_f$ , poté se zváží celý traktor a určí se  $W$ . Rozvor  $WB$  lze velmi snadno změřit a všechny získané hodnoty dosadit do rovnice r 4.2, tak se dostane vzdálenost těžiště od osy zadní nápravy  $X_{cg}$ . Vzdálenost  $X_{cg}$  lze snadno měnit pomocí přídatných závaží. Pokud se přidá hmotnost na předek traktoru, potom se  $X_{cg}$  zvětší, pokud se přidá za těžiště  $X_{cg}$  se zmenší. [Goering, Carroll E., and Alan C. Hansen, 2004]

*Obrázek 4.1 síly působící na samotný traktor v klidu [Goering, Carroll E., and Alan C. Hansen, 2004]*



#### 4.1.2 Přesun hmotnosti

Přesun hmotnosti odráží změnu velikosti reakcí, vznikajících pod předními a zadními koly traktoru, která vzniká v důsledku toho, že traktor vyvíjí tažnou sílu. Pro ilustraci poslouží obrázek 4.2, který je podobný obrázku 4.1, ale vyskytují se zde navíc ještě dvě síly. Síla  $F_{db}$ , která představuje tažnou sílu ve spodním závěsu traktoru, a síla  $F_t$ ,

kteřá je nezbytná pro vytvoření síly  $F_{db}$ .  $F_t$  je reakce povrchu proti okraji hnacího kola. Nositelka síly  $F_{db}$  není rovnoběžná s podložkou a proto vzdálenost od ní bodů A a B je různá a bude značena v pořadí  $Z_r$  a  $Z_f$ .

Momenty jsou vztaženy opět k bodu A. Vychází se opět z momentové věty a výsledkem je:

$$R_f \cdot WB + F_{db} \cdot Z_r = W \cdot X_{cg} \quad (r. 4.3)$$

kde:

$R_f$  [kN] reakční síla předních kol

WB [mm] rozvor náprav

$F_{db}$  [kN] tažná síla

$Z_r$  [mm] Vzdálenost nositelky  $F_{db}$  od bodu A

W [kN] tíha traktoru

$X_{cg}$  [mm] vzdálenost těžiště od osy zadní nápravy

vyjádří se  $R_f$ :

$$R_f = \frac{W \cdot X_{cg} - F_{db} \cdot Z_f}{WB} \quad (r. 4.4)$$

pro nulovou tažnou sílu  $F_{db} = 0$  má rovnice tvar:

$$R_{fo} = \frac{W \cdot X_{cg}}{WB} \quad (r. 4.5)$$

Síla  $R_f$  bude tedy nazývána dynamickou reakcí předních kol a síla  $R_{fo}$  statickou reakcí předních kol. Přesun hmotnosti, označený  $\Delta R_f$ , potom bude rozdíl mezi statickou a dynamickou silou.

$$\Delta R_f = R_{fo} - R_f = \frac{F_{db} \cdot Z_f}{WB} \quad (r. 4.6)$$

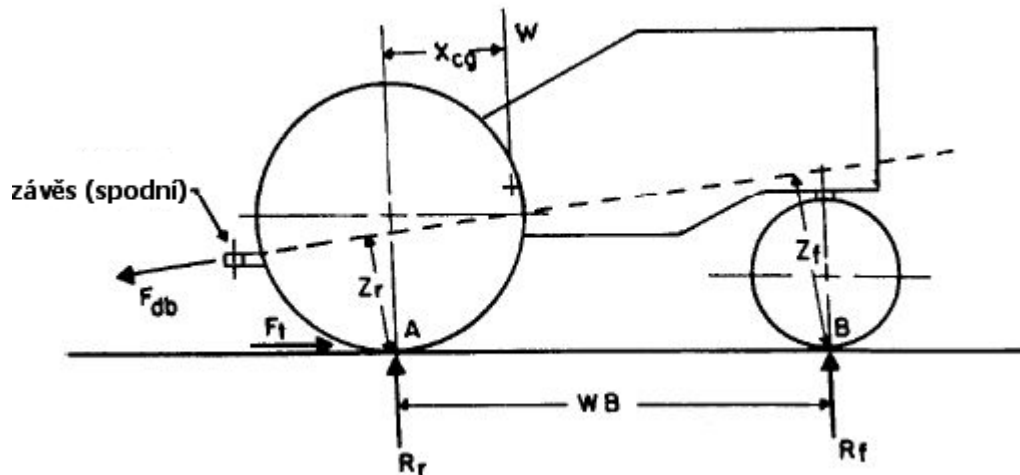
Pokud budou momenty vztaženy k bodu B, tak by se postupovalo stejně a výsledkem by byla rovnice:

$$\Delta R_r = R_r - R_{fo} = \frac{F_{db} \cdot Z_r}{WB} \quad (r. 4.7)$$



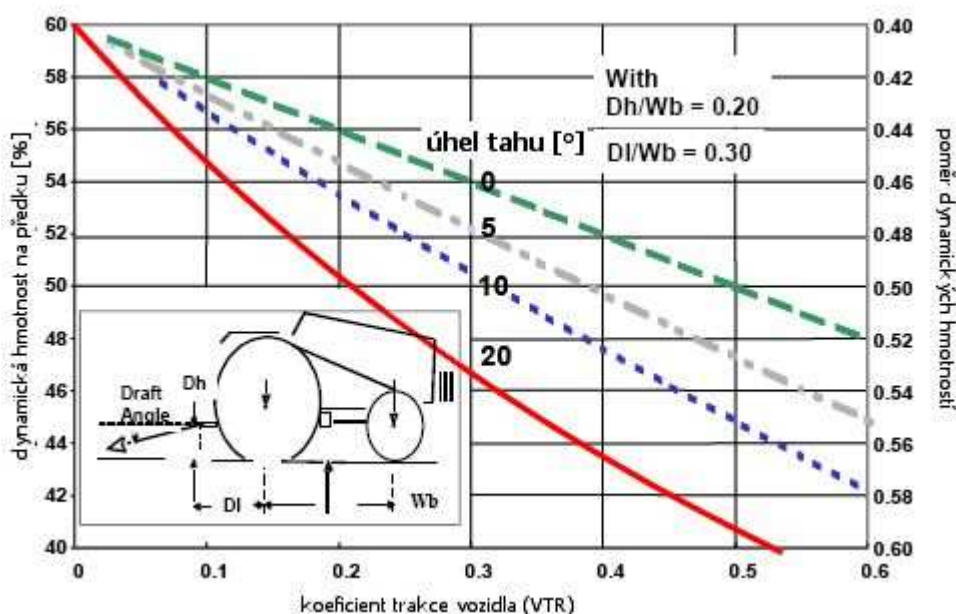
Pokud je nositelka tažné síly rovnoběžná se zemí, tak se  $Z_f = Z_r$ , pak tah způsobuje, že reakce předních kol se změní (klesne) o stejné množství jako se změní (stoupne) reakce zadních kol. To je nazýváno přesun hmotnosti, i když nedochází k žádnému přesunu hmoty. Nositelka je však často skloněná a pak nárůst reakční síly v případě zadních kol je větší než pokles u kol předních. [Goering, Carroll E., and Alan C. Hansen, 2004]

Obrázek 4.2 síly působící na traktor [Goering, Carroll E., and Alan C. Hansen, 2004]



Vliv úhlu, pod kterým tažná síla působí je značný, z grafu na obrázku 4.3 je vidět, že traktor, který má 60% statické hmotnosti na přední nápravě již pro úhel  $5^\circ$  a běžný vozidlový trakční koeficient 0,40 dosahuje poměru hmotností 0,50, tedy dynamické zatížení obou náprav je stejné, neboli reakce pro přední a zadní kola mají stejnou velikost. [Frank M. Zoz, P.E., Robert D. Grisso, P.E., 2003]

Obrázek 4.3 graf – vliv úhlu nositelky tažné síly [Frank M. Zoz, P.E., Robert D. Grisso, P.E., 2003]



## 4.2 Výkonost traktoru

Výkonost traktoru není to samé jako výkonost trakčního zařízení, ale přesto na ní velmi závisí. Trakční výkonost je dána pro přesně definované trakční zařízení, například pneumatiku určitého rozměru, nahuštěnou určitým tlakem, zatíženou známým zatížením. Traktor pracuje s několika trakčními zařízeními. Různé rozměry pneumatik na přední a zadní nápravě, rozdílné zatížení náprav a tím pádem i rozdílné tlaky v pneumatikách, to všechno vytváří různá trakční zařízení. Tedy i kloubový traktor, který má pneumatiky stejného rozměru na obou nápravách, pracuje s různými trakčními zařízeními, které mají logicky i jinou výkonost. Výkonost traktoru je dána kombinací výkonu trakčního zařízení a pohonu traktoru (výkon motoru, účinnost převodů, ...). O efektivitě trakčního zařízení pak vypovídá efektivita trakce (TE) a o efektivitě traktoru tahová účinnost (PDE). Přehled o tom, pomocí čeho se hodnotí traktor a pomocí čeho trakční zařízení je v tabulce 4.1. Ovšem ne každý prvek má svůj ekvivalent a překladem vznikají nepřesnosti. Například MRR – motion resistance ration je doslovně přeloženo koeficient odporu proti pohybu, zažitý český ekvivalent je valivý odpor. Pod MRR se podle anglosaské literatury rozumí odpor proti pohybu, který zahrnuje nejen odpor proti valení, ale i odpory vzniklé uvnitř trakčního zařízení a další mechanické ztráty.

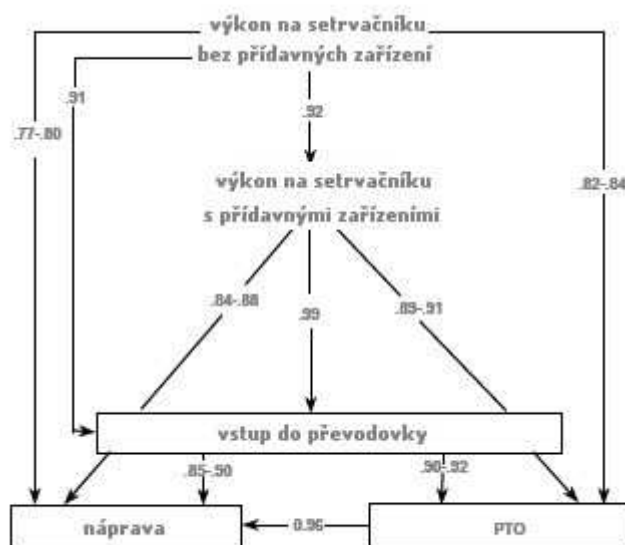
Tabulka 4.1. srovnání traktoru a trakčního zařízení

trakční zařízení			traktor		
anglicky	česky	zkratka	anglicky	česky	zkratka
axle power	<b>výkon na nápravě</b>	-	engine power	<b>výkon motoru</b>	-
tractive efficiency	<b>efektivita trakce</b>	TE	power delivery efficiency	<b>tahová účinnost</b> (efektivita přenosu výkonu)	PDE
net traction	<b>čistá trakce</b>	NT	drawbar pul	<b>tah</b>	P
net traction ratio	<b>koeficient čisté trakce</b>	NTR	vehicle traction ratio	koeficient trakce vozidla – <b>koeficient záběru</b>	VTR
travel reduction ratio (slip)	koeficient redukce trakce - <b>prokluz</b>	TRR	travel reduction ratio (slip)	koeficient redukce trakce – <b>prokluz</b> ; může být různý pro různá kola	TRR
motion resistance ratio	koeficient odporu proti pohybu – <b>valivý odpor</b>	MRR	obdoba i pro traktor; určí se pomocí síly potřebné k tažení traktoru; odpor prpoti pohybu; často prezentován jako <b>valivý odpor</b>		
gross traction ratio	koeficient hnací síly; hrubá trakce – <b>hnací síla</b>	GTR	na traktor <b>nelze aplikovat</b>		
dynamic weight on device	<b>dynamické zatížení</b> trakčního zařízení	-	liší se mezi nápravami		

#### 4.2.1 Výkony traktoru

Tato práce se zabývá zejména tahovým výkonem traktoru, který bývá měřen na spodním závěsu, ale výkon lze určovat na různých místech traktoru. Například pokud je zjišťován výkon trakčního zařízení, tak se při výpočtu používá výkon na nápravě, jež je danému trakčnímu zařízení dodáván hnací nápravou, avšak tento výkon bývá málokdy znám. Také v různých částech světa se traktory dělí do různých výkonových tříd podle různých výkonů. Pro Evropu je typické udávat výkon motoru, zatím co pro Severní Ameriku je hlavním údajem výkon na vývodovém hřídeli. Protože tahový výkon traktoru nebývá běžně znám, a pro jeho určení je nutné znát výkony jiné, je zde uvedeno schéma, obrázek 4.4, podle kterého lze přibližně určit jednotlivé výkony v různých částech traktoru pomocí koeficientů.

Obrázek 4.4 vzájemné vztahy jednotlivých výkonů [Frank M. Zoz, P.E., Robert D. Grisso, P.E., 2003]

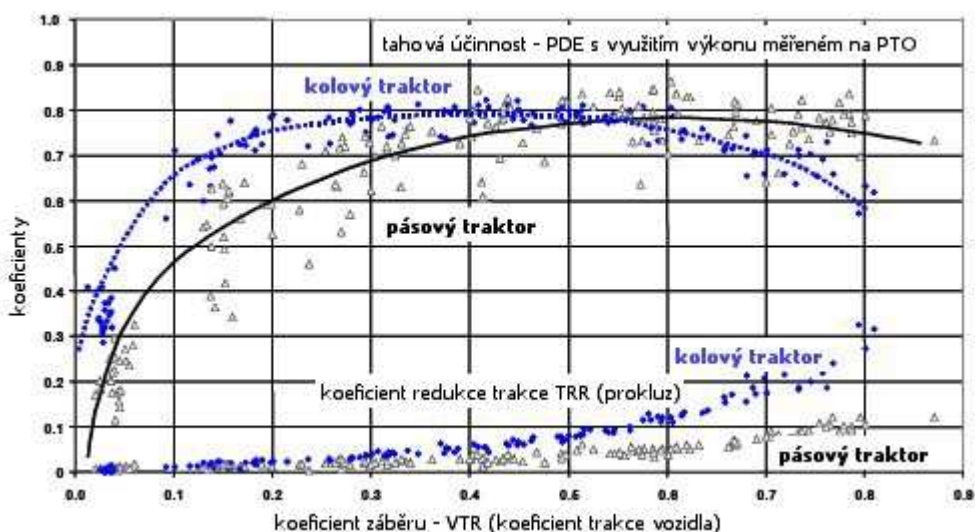


#### 4.2.2 Tahová účinnost - PDE

Zatím co efektivita trakčního zařízení je hodnocena pomocí efektivitu trakce (TE), efektivita celého traktoru v aplikacích, kde je využíván jako tahač, se hodnotí pomocí tahové účinnosti (PDE). Tahová účinnost je definována jako: poměr výkonu dostupného na háku a výkonového vstupu traktoru. Jinými slovy: kolik procent z výkonu motoru je dostupného na háku jako tahového výkonu. Vypovídá tedy o efektivitě celého hnacího mechanismu traktoru, tedy celého traktoru. Efektivita přenosu výkonu se určuje z výkonu, který zároveň vypovídá o třídě traktoru, buď z výkonu na vývodovém hřídeli (zejména Severní Amerika) nebo výkonu motoru (Evropa). Pokud se mají porovnávat dva traktory, je třeba porovnávat takové, u kterých je výkon naměřený ve stejném místě. Pokud se používá výkon naměřený na vývodovém hřídeli, pak se obvykle používají již dříve naměřené hodnoty. Pak-li že se použije výkon motoru, tak se používají hodnoty výkonu motoru měřené na setrvačnicku během testu a tím pádem je tato metoda přesnější. Případně se nechá výkon PTO určit z výkonu motoru pomocí koeficientu. Jaký je průběh tahové účinnosti (efektivitu přenosu výkonu) lze vidět z grafu na obrázku 4.5. [Frank M. Zoz, P.E., Robert D. Grisso, P.E., 2003]

$$PDE = \frac{\text{výkon na háku}}{\text{výkon motoru}} \quad (\text{r. 4.8})$$

Obrázek 4.5 graf – tahová účinnost (PDE) s použitím výkonu na vývodovém hřídeli, porovnání kolového a pásového traktoru podobné konstrukce [Frank M. Zoz, P.E., Robert D. Grisso, P.E., 2003]



### 4.2.3 Optimalizace dotížení traktoru

Traktor se dotěžuje pomocí závaží, které bývá použito v přední části traktoru nebo v kolech. Přední závaží bývají litinová nebo betonová a v kolech jsou buď litinová, připevněná na disky kol, nebo kapalina v pneumatikách. Kapalina bývá nejčastěji voda a jiná látka, která brání zamrznutí, pro pneumatiky s duší  $MgCl_2$  a  $CaCl_2$ , pro bezdušové, z ekologických důvodů a kvůli korozi ráfku, etylenglykol. Kapaliny v pneumatice může být maximálně 75% objemu. Závaží se přidává pro zlepšení tahového výkonu traktoru a to podle činnosti, kterou traktor vykonává, jakou rychlostí se přitom pohybuje a podle podmínek, ve kterých pracuje. V praxi ale traktor pracuje za různých podmínek a s různým nářadím. Často se traktor dotěžuje podle nejtěžší aplikace (maximální zatížení a nejhorsí podmínky). Jelikož se závaží během provozu traktoru většinou nemění a cílem je pracovat efektivně přes všechny práce, které traktor vykonává, tak hmotnost traktoru musí být menší, než by měla být pro nejnáročnější aplikaci a vyšší, než pro nejjednodušší. Z hlediska efektivnosti trakce byla pro kola uvedena jako nejefektivnější hodnota 0,4 NTR. V praxi ale většinou není znám tah, který trakční zařízení vykonává, a tak tuto hodnotu nelze použít. Vychází se tedy z grafů podle Brixiusových rovnic upravených pro radiální pneumatiky. Data jsou zobrazena jako množství křivek čísla mobility (BN), které zohledňuje půdní typ, rozměr pneumatiky a dynamické zatížení.

$$BN = \frac{CI \cdot b \cdot d}{Wd} \cdot \left( \frac{1 + 5 \cdot \frac{\delta}{H}}{1 + 3 \cdot \frac{b}{d}} \right) = \frac{CI \cdot b \cdot d}{Wd} \cdot (\text{konst.}) \quad (\text{r. 4.9})$$

Kde:

b [m] šířka pneumatiky

d [m] vnější průměr pneumatiky

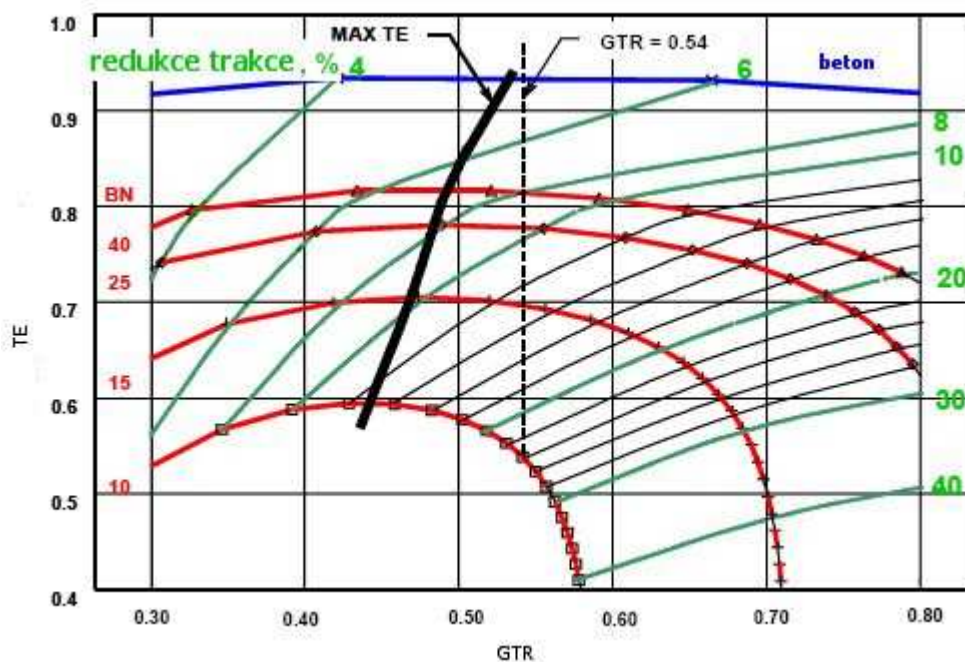
$\delta$  [m] deformace pneumatiky

CI [Pa] penetrační odpor půdy

Wd [N] dynamické zatížení

Hodnoty BN v rozmezí 10 až 40 zahrnují většinu stavů v zemědělství. Z grafu na obrázku 4.6 je patrné, že hodnoty GTR se pro maximální efektivitu trakce pohybují od 0,46 do 0,52. Je také vidět, že pro maximální TE je závislost GTR na půdním druhu a rozměru pneumatik minimální.

Obrázek 4.6 graf – optimum GTR [Frank M. Zoz, P.E., Robert D. Grisso, P.E., 2003]



GTR lze určit ze vstupu do trakčního zařízení (výkonu na nápravě) a teoretické rychlosti pohybu. Vztah pro hmotnost traktoru podle Gee-Clough et al., 1982 a Dwyer, 1984:

$$\frac{\text{dynamické zatížení}}{\text{výkon na nápravě}} = \frac{\text{konst.}}{\text{teoretická rychlost}} \quad (\text{r. 4.10})$$

Pro TE 70% a NTR 0,40:

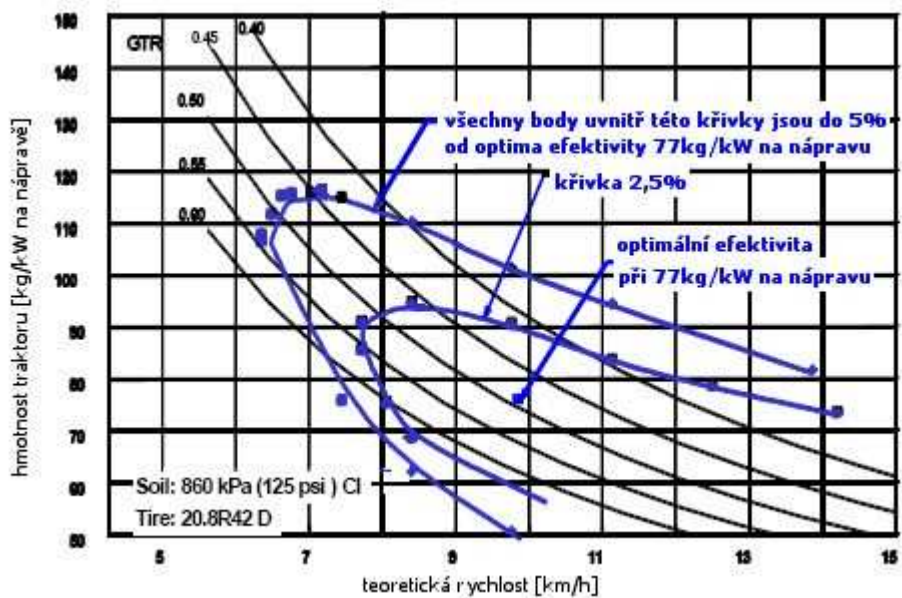
$$\frac{(\text{dynamické zatížení}) \cdot (\text{teoretická rychlost})}{\text{výkon na nápravě}} = \frac{0,70}{0,40} = 1,75 = \frac{\text{TE}}{\text{NTR}} \quad (\text{r. 4.11})$$

S použitím výše uvedených rovnic r.3.2.3 a r.3.2.22 je získán vztah r. 3.5.5, který demonstruje proč použít pro určení dotížení právě GTR. Výkon na nápravě se vypočte z výkonu motoru, rychlost se určí, rozmezí hodnot GTR je také známo a lze tedy snadno určit dynamické zatížení.

$$\frac{(Wd) \cdot (v_t)}{(P_{\text{na nápravě}})} = \frac{1}{\text{GTR}} \quad (\text{r. 4.12})$$

Další otázkou je, jak přesné musí dotížení traktoru být, a to ve vztahu k tahové účinnosti (PDE), v blízkosti jejíhož maxima je třeba se pohybovat. Odpovědí je příklad uvedený v *Tractor and Engine Performance, 2004*, který vychází z použití tabulkového procesoru (pro předpověď trakčního výkonu) (Zoz, 1987), jež používá trakční rovnice (Brixius, 1987), pro určení optimální hmotnosti kloubového traktoru John Deere 8870. Traktor používá dvoumontáže kol 20,8R42 na obou nápravách a pracuje na půdě s penetračním odporem 860kPa. Pro 77kg na 1kW výkonu na nápravě bylo maximum PDE určeno pro rychlost 9,8km/h, blízko 0,54GTR v garfu na obrázku 4.7. Určí se body 97,5% a 95% maxima efektivity. Je zajímavé jak velký je rozsah hmotností, případně rychlostí uvnitř 2,5% a 5% křivek. Například traktor pracující rychlostí 8km/h může mít poměr hmotnost výkon od 70kg/kW do 97kg/kW a přitom se od maxima neodchýlit o více jak 2,5%. Ale lépe, protože v praxi se za provozu bude měnit rychlost, traktor 77kg/kW na nápravě může pracovat v rozmezí od 7,5km/h do 13km/h a to při efektivitě, která neklesne pod 97,5%! V tomto rozsahu rychlostí obsluha rozpozná změny v prokluzu, avšak efektivita přenosu trakce se takřka měnit nebude. [Frank M. Zoz, P.E., Robert D. Grisso, P.E., 2003]

Obrázek 4.7 graf – optimální hmotnost traktoru [Frank M. Zoz, P.E., Robert D. Grisso, P.E., 2003]





## 5. Závěr

### 5.1 Závěr

V této práci byly uvedeny některé základní faktory, které ovlivňují tahový výkon traktoru a efektivitu přeměny výkonu motoru na výkon tahový. Je to zejména konstrukce traktoru, ovlivňující rozložení hmotnosti a přesun hmotnosti při tahu, což lze také významně upravit přídatnými závažími. Velký význam má také zvolené trakčního zařízení: pásy, kola s vhodnými pneumatikami nebo montáže kol, to lze zahrnout také do konstrukce traktoru. Jak již bylo nastíněno, je nutné použít odpovídající pneumatiky, správně nahuštěné pro dané zatížení. Nutné je brát v potaz také druh nářadí, s kterým bude traktor pracovat, a podmínky, ve kterých bude pracovat. Pokud bude těchto poznatků využíváno, docílí se toho, že se bude pracovat efektivněji, neboli se dosáhne optimální spotřeby paliva přes množství prací, které traktor vykonává. Dalším přínosem bude snížení negativního vlivu stroje na půdu. Negativním vlivem se rozumí působení, respektive zhutnění jak ornice tak podorničí. Zejména zhutnění podorničí je velmi nákladné a problematické odstranit, zabraňuje vsakování a vzlínání vody, což významně snižuje výnosy plodin a tedy i ekonomiku zemědělské produkce.

O tom, s jakou efektivitou se bude pracovat, rozhodne již nákup traktoru, tedy konstrukce. Jelikož v důsledku tahu dochází u kolových (ale i pásových) traktorů k nárůstu dynamického zatížení zadní nápravy a odlehčení přední, tento trend je ještě výraznější s rostoucím úhlem sklonu nositelky tažné síly. Je vhodné vybírat takové traktory, které mají větší část statické hmotnosti na přední nápravě, případně v přední části (pro pásové). Potom mohou kola přední nápravy (nebo přední část pásů) být také využita pro tvorbu tahu. To platí pro kloubové traktory a traktory konvenční s pohonem všech kol, obdoba i pro traktory pásové. Pro traktory bez pohonu přední nápravy toto neplatí a je nutné, aby dynamické zatížení přední nápravy bylo jen takové, aby umožňovalo řízení stroje. Toto vše lze upravit pomocí přídatných závaží. Významné je také umístění závaží. Tím se totiž mění umístění těžiště traktoru a to má vliv na rozložení hmotnosti. Pokud se přidává závaží před těžiště, posouvá se dopředu a tím se také zvyšuje zatížení přední nápravy. Rozvor náprav podstatně ovlivňuje velikost přesunu hmotnosti, čím větší je rozvor náprav, tím menší je přesun hmotnosti. Při dotěžování traktoru je také nutné brát v potaz při jaké rychlosti bude traktor pracovat, druh nářadí a tedy i zatížení traktoru způsobené nářadím, vliv tahu na zatížení jednotlivých náprav a výkon traktoru. Pro tento účel se určí dynamické zatížení v kg na 1kW výkonu na nápravě (nebo motoru) a odchylka od maximální hodnoty tahové účinnosti (efektivity přenosu výkonu), pro ní pak lze určit rozsah pracovních rychlostí, který naštěstí pro malou odchylku od maxima odpovídá rozsahu rychlostí při polních pracích. Pneumatiky musí odpovídat zatížení a musí být

nahuštěny tak, jak udává výrobce pro dané zatížení. Volba pneumatiky, tlaku v ní a jejich počet tedy ovlivní, jak bude traktor na půdu působit. To ještě společně s půdními podmínkami ovlivní prokluz, při jakém bude traktor pracovat.

## **5.2 Doporučení**

Ve většině případů se dnes pro polní práce náročné na tah používají traktory vyšších výkonových tříd, u kterých koncepce bez hnané přední nápravy pozbývá významu, jsou to tedy traktory kolové konvenční i kloubové a pásové. Tyto traktory by měly mít alespoň 60% statické hmotnosti na přední hnané nápravě. Dále je doporučeno používat radiální pneumatiky, přednostně s větším průměrem než s větší šířkou. Pokud je to možné, je vhodné používat dvoumontáže kol a to zejména kvůli zamezení utužení podorníci. Větší objem pneumatiky umožňuje použít nižší tlak a zmenšit tak tlak na půdu. O pneumatikách se dá říci, že čím větší, tím lepší. Traktory dotěžovat optimálně, nikoliv podle nejtěžší polní operace. Pro hodnoty lišící se jen málo od maxima tahové účinnosti (efektivity přenosu trakce) pro dané zatížení je rozsah rychlostí dostačující. Prokluz se mění i když tahová účinnost (efektivita přenosu výkonu) zůstává blízko maxima, proto se pracuje při hodnotách prokluzu 8% až 13%, přitom platí, že pro lehké půdy může být prokluz větší než pro půdy těžké.

## **Použitá literatura:**

- ASAE Standards. 2001b. S269.4 General terminology for traction of agricultural tractors, self-propelled implements, and traction and transport device. St. Joseph, Michigan: ASAE
- Barum – Technický rádce zemědělských pneumatik  
([http://www2.contitrade.cz/download/11\\_barum\\_zemstr.pdf](http://www2.contitrade.cz/download/11_barum_zemstr.pdf))
- Bauer František, a kolektiv, 2006, Traktory
- Brixius, W. W. 1987. Traction prediction equations for bias-ply Tires. ASAE Paper No. 871622. St. Joseph, Mich.: ASAE
- Broker, M.G. 1956, Tudory of Land Locomotion. Ann Arbor, MI: The University of Michigan Press
- Brixius, W. W., and R. D. Wismer 1978. The role of slip in traction. ASAE Paper No. 781538. St. Joseph, Mich.: ASAE
- Corcoran, P. T., and D. S. Gove. 1985. Understanding the mechanics of track traction.
- Frank M. Zoz, P.E., Robert D. Grisso, P.E., Pp. 1-47 in Traction and Tractor Performance: ASAE Distinguished Lecture #27, Agricultural Equipment Technology Conference, 9-11 February 2003, Louisville, Kentucky USA. ASAE Publication Numer 913C0403
- Gee-Clough, D., M. McAllister, and G. Pearson. 1982. Ballasting wheeled tractors to achieve maximum power output in frictional-cohesive soils
- Goering, Carroll E., and Alan C. Hansen. 2004. Weight, Traction, and Safety. Chapter 16 in Engine and Traktor Power, 4th edition, 417-188. St. Joseph, Michigan: ASAE. ©American Society of Agricultural Engineers
- Goering, Carroll E., Marvin L Stone, David W. Smith, and Paul K. Tumquist. 2003. Traction and transport device. Chapter 13 in Off-Road Vehicle Engineering Principles, 351-328. St. Joseph, Michigan: ASAE. ©American Society of Agricultural Engineers
- Grečenko Alexandr, 1963, Kolové a pásové traktory; Státní zemědělské nakladatelství ve spolupráci s Ústředím vědeckotechnických informací MZLVH, Praha
- Grečenko Alexandr, 1960, Kolové a pásové traktory; Československá akademie zemědělských věd ve Státním nakladatelství Praha
- Ondřej, L., Kavka, M., Bečvárovský, J., Růžička, M., Šařec, O., Víšek, J., Landgráfová, J.; 1982; Cvičení z využití strojů v rostlinné výrobě I.; Vysoká škola zemědělská v Praze
- Nozdrovický, L., Frančák, J., Ostrožlík, M.; 1983; Využitie atrojov v rastlinnej výrobe; Príroda; Bratislava
- Shell, L. R., F. M. Zoz, and R. L. Turner. 1997. Field performance of rubber belt and MFWD tractors in Texas soils. In Belt and Tire Traction in Agricultural Vehicles, 65-73. SAE SP-1291. Warrendale, Pa.: Society of Automotive Engineers.
- Turner, R. J., L. R. Shell, and F. M. Zoz. 1997. Field performance of rubber belt and MFWD tractors in southern Alberta soils. In Belt and Tire Traction in Agricultural Vehicles, 75-85. SAE SP-1291. Warrendale, Pa.: Society of Automotive Engineers.

Upadhyaya, S. K., W. J. Chancellor, D. Wulfson, and J. L. Glacey. 1988. Sources of variability in traction data

Vandenberg, G.E., and W.R. Gill. 1962. Pressure distribution between a smooth tire and the soil. Transactions of the ASAE 5(2): 105-107.

Zoz, F. M. 1987. Predicting tractor field performance (updated). ASAE Paper No. 871623. St. Joseph, Mich.: ASAE.

Zoz, F. M., and W. W. Brixius. 1979. Traction predicting for agricultural Tires on concrete. ASAE Paper No. 791046. St. Joseph, Mich.: ASAE.

Zoz, F. M., and R. L. Turner. 1994. Effect of correct pressure on tractive efficiency of radial-ply tires. ASAE Paper No. 941051. St. Joseph, Mich.: ASAE.

Zoz, F. M., R. L. Turner, and L.R. Shell. 2002. Power delivery efficiency: A valid measure of belt and tire tractor performance. ASAE 45(3): 509-518

**Seznam zkratek:**

slr-poloměr staticky zatíženého kola  
rr-poloměr valení  
rt-poloměr momentu  
W-statické zatížení  
Wd-dynamické zatížení  
Vt-teoretická rychlost  
Va-aktuální (skutečná) rychlost  
GT-hnací síla (hrubá trakční síla)  
GTR-koeficient hnací síly (koeficient hrubé trakční síly)  
MR-odpor proti pohybu  
MRR-koeficient odporu proti pohybu  
NT-čistá trakční síla  
NTR-koeficient čisté trakce  
P-tah  
PDE-tahová účinnost (efektivita přenosu výkonu)  
TE-efektivita trakce  
TRR-koeficient redukce trakce (prokluz)  
VTR-koeficient záběru  
Rf-reakce od kol přední nápravy  
Rr-reakce od kol zadní nápravy  
Xcg-kolmá vzdálenost od osy zadní nápravy k těžišti  
WB-rozvor  
s-prokluz  
j-posuv půdy  
x-pozice bodu podél kontaktní plochy  
G-reakce od podložky  
b-šířka pneumatiky  
d-vnější průměr pneumatiky  
δ-deformace pneumatiky  
CI-penetrační odpor půdy  
ΔR<sub>f</sub>-přesun hmotnosti  
Zf- vzdálenost nositelky F<sub>db</sub> od bodu B

$Z_r$ -vzdálenost nositelky  $F_{db}$  od bodu A

$F_{db}$ -tažná síla

$F_r$ -reakce povrchu proti okraji hnacího kola

$p$ -normálové napětí

$\tau_{max}$ -maximální smykové napětí

$\Phi$ -úhel vnitřního tření

$C$ -koeficient koheze půdy

$A$ -kontaktní plocha

$F_{max}$ -maximální trakční síla jakou dokáže půda přenést

### **Seznam tabulek:**

Tabulka 3.1 přehled parametrů trakčního zařízení

Tabulka 4.1 srovnání traktoru a trakčního zařízení

### **Seznam obrázků:**

Obrázek 3.1 graf - (a) závislosti posuvu zeminy na tažné síle pro různá zatížení kola, (b) parametry půdy  $c$  a  $\Phi$  mohou být určeny z grafu závislosti maximální tažné síly a zatížení [Goering, Carroll E., Marvin L. Stone, David W. Smith, and Paul K. Tumquist., 2003]

Obrázek 3.2 posuv půdy [Bekker, 1956]

Obrázek 3.3 vztah tažná síla – točivý moment – prokluz u kola na půdě [Goering, Carroll E., Marvin L. Stone, David W. Smith, and Paul K. Tumquist., 2003]

Obrázek 3.4 (a) vlečené kolo, (b) hnací kolo [Goering, Carroll E., Marvin L. Stone, David W. Smith, and Paul K. Tumquist., 2003]

Obrázek 3.5 nedeformovatelné kolo na tvrdém povrchu [Frank M. Zoz, P.E., Robert D. Grisso, P.E., 2003]

Obrázek 3.6 deformovatelné kolo na tvrdém povrchu [Frank M. Zoz, P.E., Robert D. Grisso, P.E., 2003]

Obrázek 3.7 deformovatelné kolo na deformovatelném povrchu [Frank M. Zoz, P.E., Robert D. Grisso, P.E., 2003]

Obrázek 3.8 pásový podvozek [Frank M. Zoz, P.E., Robert D. Grisso, P.E., 2003]

Obrázek 3.9 ukázka grafu naměřených hodnot a následně provedené regresní analýzy [Zoz, F. M., R. L. Turner, and L.R. Shell., 2002]

Obrázek 3.10 graf závislosti tažné síly na koeficientu úbytku trakce pro traktor John Deere 8400T o celkové hmotnosti 11791kg, používajícího pryžové pásy Goodyear široké 400mm pracujícího na zpracované urovnané půdě [Frank M. Zoz, P.E., Robert D. Grisso, P.E., 2003]

Obrázek 3.11 graf (a) porovnání tažné síly, (b) porovnání koeficientů záběru vozidel (koeficientů trakce vozidel) [Frank M. Zoz, P.E., Robert D. Grisso, P.E., 2003]

Obrázek 3.12 graf - zobecněné vztahy trakčních parametrů na základě rovnic Brixius(1987) [Frank M. Zoz, P.E., Robert D. Grisso, P.E., 2003]

Obrázek 3.13 graf – TRR a poměr rychlostí jako funkce NTR [Frank M. Zoz, P.E., Robert D. Grisso, P.E., 2003]

Obrázek 3.14 graf - poměr tahů a koeficient odporu proti pohybu jako funkce koeficientu čisté trakce [Frank M. Zoz, P.E., Robert D. Grisso, P.E., 2003]

Obrázek 3.13 jak interpretovat trakční graf (graf zobrazuje trakční výkonnost dvoumonáží 20.8R42 na třech různých typech půdy) [Frank M. Zoz, P.E., Robert D. Grisso, P.E., 2003]

Obrázek 3.14 graf – výkonnost dvoumontáže kol 20.8R42 na 3 typech povrchů, pro zatížení nápravy 8300kg a tlak v pneumatice 83kPa [Frank M. Zoz, P.E., Robert D. Grisso, P.E., 2003]

Obrázek 3.15 graf – výkon pneumatiky Firestone 710/70R38 ATR pro dva tlaky nahuštění na kypré půdě [Frank M. Zoz, P.E., Robert D. Grisso, P.E., 2003]

Obrázek 3.16 graf – porovnání pneumatik dvou rozměrů, korektně nahuštěných, pracujících na obdělávané (kypré) půdě [Frank M. Zoz, P.E., Robert D. Grisso, P.E., 2003]

Obrázek 3.17 graf – vliv různých zatížení na pneumatiku Goodyear 520/85R46 DTR pracující na obdělávané půdě (kypré) [Frank M. Zoz, P.E., Robert D. Grisso, P.E., 2003]

Obrázek 3.18 graf – porovnání kol a pásů na tvrdé půdě, hmotnost pásového traktoru je 13700kg, hmotnost na nápravu kolového traktoru je 8303kg [Frank M. Zoz, P.E., Robert D. Grisso, P.E., 2003]

Obrázek 3.19 graf – porovnání kol a pásů na obdělávané půdě, hmotnost pásového traktoru je 13700kg, hmotnost na nápravu kolového traktoru je 8303kg [Frank M. Zoz, P.E., Robert D. Grisso, P.E., 2003]

Obrázek 3.20 graf – porovnání kol a pásů na podmítce, hmotnost pásového traktoru je 13700kg, hmotnost na nápravu kolového traktoru je 8303kg [Frank M. Zoz, P.E., Robert D. Grisso, P.E., 2003]

Obrázek 3.21 pneumatiky (a) pro řídící kola, (b) pro hnací kola [http://www2.contitrade.cz/download/11\_barum\_zemstr.pdf]

Obrázek 3.22 konstrukce pneumatiky [http://www2.contitrade.cz/download/11\_barum\_zemstr.pdf]

Obrázek 3.23 konstrukce (a) diagonální pneumatiky, (b) radiální pneumatiky [http://www2.contitrade.cz/download/11\_barum\_zemstr.pdf]

Obrázek 3.24 tlak pod hladkou pneumatikou [psi] v při konstantním zatížení a dvou plnicích tlacích: horní otisk 10psi (70kPa), dolní otisk 6psi (40kPa) [Vandenberg and Gill, 1962]

Obrázek 3.25 vypočtené vertikální rozložení tlaku (udáno v psi) pod pneumatikami různých rozměrů, nesoucích různé zatížení, ale nahuštěných stejným tlakem [Söhne, 1958]

Obrázek 4.1 síly působící na samotný traktor v klidu [Goering, Carroll E., and Alan C. Hansen, 2004]

Obrázek 4.2 síly působící na traktor [Goering, Carroll E., and Alan C. Hansen, 2004]

Obrázek 4.3 graf – vliv úhlu nositelky tažné síly [Frank M. Zoz, P.E., Robert D. Grisso, P.E., 2003]

Obrázek 4.4 vzájemné vztahy jednotlivých výkonů [Frank M. Zoz, P.E., Robert D. Grisso, P.E., 2003]

Obrázek 4.5 graf – tahová účinnost (PDE) s použitím výkonu na vývodovém hřídeli, porovnání kolového a pásového traktoru podobné konstrukce [Frank M. Zoz, P.E., Robert D. Grisso, P.E., 2003]

Obrázek 4.6 graf – optimum GTR [Frank M. Zoz, P.E., Robert D. Grisso, P.E., 2003]

Obrázek 4.7 graf – optimální hmotnost traktoru [Frank M. Zoz, P.E., Robert D. Grisso, P.E., 2003]