

**JIHOČESKÁ UNIVERZITA V ČESKÝCH
BUDĚJOVICÍCH
ZEMĚDĚLSKÁ FAKULTA**

Studijní program: B4131 Zemědělství

Studijní obor: Zemědělská technika, obchod, servis a služby

Katedra: Katedra zemědělské dopravní a manipulační techniky

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

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Simulace zatížení při tahových zkouškách traktorů

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Josef Frolík, CSc.

Autor: Miroslav Holý

České Budějovice, 2014

JIHOČESKÁ UNIVERZITA V ČESKÝCH BUDĚJOVICÍCH

Fakulta zemědělská

Akademický rok: 2012/2013

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Miroslav HOLÝ**
Osobní číslo: **Z11350**
Studijní program: **B4131 Zemědělství**
Studijní obor: **Zemědělská technika: obchod, servis a služby**
Název tématu: **Simulace zatížení při tahových zkouškách traktorů.**
Zadávací katedra: **Katedra zemědělské dopravní a manipulační techniky**

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

Cíl práce:

Cílem práce je navrhnout zařízení na simulaci zátěže při tahových zkouškách traktorů a jejich chování na svahu. Zařízení má nahradit tažené brzděné vozidlo a tím zjednodušit celý průběh zkoušek. Předpokládaný výkon zkoušených traktorů do 80 kW.


Zásady pro vypracování :

1. Přehled současných metod a postupů při provádění tahových zkoušek traktorů.
2. Teoretický rozbor chování traktoru na rovině a při jízdě po vrstevnici.
3. Požadavky na měření, sběr a vyhodnocení jednotlivých parametrů.
4. Návrh vhodného zařízení a jeho jednoduchý náčrt (schéma).
5. Rozbor navrženého řešení a jeho možností, přesnosti měření apod.
6. V případě realizace prototypu jeho jednoduché odzkoušení.
7. Vyhodnocení naměřených hodnot.

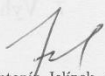
Rozsah grafických prací: **dle potřeby**
Rozsah pracovní zprávy: **30 - 50 stran**
Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná**
Seznam odborné literatury:

Svatoš, J., Frolík, J.: **Základy zemědělské techniky- laboratorní úlohy.** JU České Budějovice, 2002, ISBN 80-7040-553-8;
Bauer, F., Sedlák, P., Šmerda, T.: **Traktory.** Profi Press, Praha, 2006, ISBN 80-86762-15-0;
Vlk, F.: **Zkoušení a diagnostika motorových vozidel.** Vlastním nákladem, Brno, 2002, ČSN 47 01 25.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Josef Frolík, CSc.**
Katedra zemědělské dopravní a manipulační techniky
Datum zadání bakalářské práce: **10. ledna 2013**
Termín odevzdání bakalářské práce: **15. dubna 2014**


prof. Ing. Miloslav Soch, CSc.
děkan

JIHOČESKÁ UNIVERZITA
V ČESKÝCH BUDĚJOVICÍCH
ZEMĚDĚLSKÁ FAKULTA
LIS
studijní oddělení
Studentská 13
370 05 České Budějovice


doc. Ing. Antonín Jelinek, CSc.
vedoucí katedry

V Českých Budějovicích dne 22. března 2013

Prohlášení:

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

V Českých Budějovicích 11. dubna 2014

.....
Miroslav Holý

Poděkování:

Děkuji vedoucímu mé bakalářské práce Ing. Josefu Frolíkovi, CSc. za cenné rady, připomínky, metodické vedení práce a za čas, který mi při zpracování práce věnoval.

Abstrakt

Holý M., 2014 : Simulace zatížení při tahových zkouškách traktorů. Bakalářská práce. Jihočeská univerzita v Českých Budějovicích, Zemědělská fakulta, Katedra zemědělské techniky a služeb.

Anotace

Práce se zabývá problematikou tahových zkoušek traktorů a jejich metod. Teoretická část obsahuje přehled současných metod provádění tahových zkoušek a problematiku pohybu traktoru při jízdě po vrstevnici. Praktická část se zabývá návrhem zařízení pro simulaci zátěže na bázi brzděného navijáku a posouzení vhodnosti této metody.

Klíčová slova

Tahová zkouška; tahová charakteristika; tahová síla; simulace zátěže.

Abstrakt

Holý M., 2014 : Simulation of load in the tensile tests of tractors. Thesis. University of South Bohemia the České Budějovice, Faculty of Agriculture, Department of Agricultural Engineerin and Services.

Anotation

Work is dealing with issues of tensile testing of tractors and their methods. Teoretic part is consists of today's methods of service tensile testing overview and problems of tractors movements during driving on a contour. Practical part is dealing with proposal of mechanism for weight simulation, based on stopping winch and review of appropriateness this method.

Keywords

Tensile test; tensile characteristics; tensile strenght; power; load simulation.

Obsah

1	Úvod.....	8
2	Přehled současných metod provádění tahových vlastností traktorů	10
	2.1 Současné měření tahových charakteristik.....	10
	2.2 Měření výkonu na válcových dynamometrech.....	19
	2.3 Podmínky provádění zkoušek.....	20
	2.4 Princip měření	20
	2.5 Chyby měření	21
	2.6 Vyhodnocení tahových zkoušek.....	22
	2.7 Tahová charakteristika.....	22
3	Teoretický rozbor chování traktoru na rovině a při jízdě po vrstevnici.....	29
	3.1 Koncepční řešení strojů pro svahy	29
	3.2 Síly působící na traktor na rovině.....	31
	3.3 Stabilita traktoru	32
	3.4 Podélná stabilita.....	33
	3.5 Příčná stabilita	35
	3.6 Traktor na svahu v obecné poloze	40
	3.7 Bezpečnost práce na svazích	41
4	Metodika měření	42
5	Návrh vhodného zařízení a jednoduchý nákres.	44
6	Naměřené hodnoty	51
7	Vyhodnocení naměřených hodnot	57
8	Navrhované zlepšení brzdového zařízení	57
9	Závěr	58
10	Seznam použité literatury.....	59

1 Úvod

Traktor je energetický prostředek používaný v zemědělství. V porovnání s ostatními zemědělskými stroji je traktor využíván po nejdelší část roku. To je mimo jiné dáno tím, že se používá 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 tahový výkon je ve srovnání s vývodovým hřídelem a hydraulickou soustavou nejnižší. Proto se práce bude zabývat faktory, které ovlivňují tahový výkon traktoru.

(Frolík, Svatoš, 1997)

Hlavním posláním traktoru v zemědělské výrobě jsou tahové práce včetně dopravy. Univerzální traktor je v současné době na celém světě nepostradatelným mobilním energetickým prostředkem pro všechny zemědělské farmy. To platí zejména na malých a středních farmách. Na velkých farmách a u kontraktorů (práce na smlouvu) se za určitých podmínek prosadí ekonomičtější výkonné jednoúčelové samojízdné respektive systémové pracovní stroje. Nelze vyloučit konstrukci dalších mezitypů základních mobilních energetických prostředků, společně se zlepšováním technické úrovně jednotlivých funkčních prvků a pracovních uzlů klasických traktorů. Většina expertů usuzuje, že nové mechanizační prostředky včetně traktorů budou komfortnější pro obsluhu, výkonnější, ale energeticky úspornější a provozně spolehlivější.

(Frolík, Svatoš, 2000)

Zlepšení tahu kolových traktorů je možné úspěšně realizovat při různém konstrukčním uspořádání vozidla kolového pohonu. Vzhledem k tomu, že traktor 4K4 je proti traktoru 4K2 poněkud dražší, používá se čtyřkolový pohon ve většině případech, jako práce v horských oblastech, v těžkých terénních podmínkách nebo u traktorů s velkým výkonem motoru.

(Grečenko, 1994)

Konstrukčně bývají traktory 4K4 řešeny dvojím způsobem. Buď jsou odvozeny jako modifikace od příslušných traktorů 4K2 nebo jsou postaveny jako speciální 4K4 traktory, jež mají odlišnou koncepci z hlediska rozložení tíhy, pohonu a řízení. V porovnání jsou modifikace 4K4 výhodnější z hlediska výrobního a obchodního ovšem dosahují poněkud horších výkonů než speciální traktory 4K4, neboť mají ne zcela vhodné rozložení tíhy a menší přední kola.

(Grečenko, 1994)

Podle údajů Svazu dovozců automobilů ovládají trh v České republice a vývoj traktorů stále více velcí světoví výrobci. Získané údaje jsou za období první poloviny roku 2011 a byly získány z veřejné statistiky Svazu dovozců automobilů.

Registrace traktorů na českém trhu 1 - 6 / 2011			
Pořadí	značka	kusů	podíl na trhu
1.	John Deere	260	21,5%
2.	ZETOR	176	14,5%
3.	New Holland	122	10,1%
4.	CASE	92	7,6%
5.	FENDT	85	7,0%
6.	CLAAS	50	4,1%

Tabulka 1.1 Registrace traktorů na českém trhu

(<http://www.fastrac.cz/>)

2 Přehled současných metod provádění tahových vlastností traktorů

Traktor je energetický prostředek, který je určený především pro tahové práce, proto jsou pro jeho provoz důležité tahové vlastnosti. Ucelený přehled o tahových vlastnostech traktoru udává tahová charakteristika. Pokud chceme posoudit tahové vlastnosti komplexně, nevystačí nám pouze parametry jako tahová síla, výkon, spotřeba a podobně zjistitelné režimy práce traktoru. Pro objektivní posouzení energetického prostředku je nutné znát vzájemné vztahy těchto jednotlivých činitelů v celém rozsahu pracovního režimu. Grafické vyjádření průběhu tahového výkonu P_t , prokluzu δ , měrné spotřeby paliva m_{pt} , popřípadě dalších parametrů v závislosti na tahové síle F_t , se nazývá tahová charakteristika.

(Bauer, 2013)

2.1 Současné měření tahových charakteristik

Zkoušky tahových vlastností traktorů se provádějí podle metodik OECD Code 1 a 2, postup tahových zkoušek obsahují také normy ČSN ISO 789-9 a ČSN 30 0415. Zkušební dráhy pro tahové zkoušky kolových traktorů jsou s betonovým nebo živičným povrchem, strniště obilnin nebo pozemek připravený k setí. Tahové ukazatele traktoru se na zkušební dráze stanovují zatěžováním pohyblivého se traktoru silou působící na připojovací zařízení. Pro vyvození brzděné síly se používá zatěžovací vozidlo (zpravidla speciální nákladní automobil viz obrázek 2.2), jehož brzdový systém umožňuje nastavení požadované zatěžovací síly a její udržení po dobu měření. Součástí měřícího vozu jsou také snímače a měřící přístroje ke zjištění potřebných údajů pro sestavení tahové charakteristiky. Jako brzdící vozidlo především při polních zkouškách je možno používat také jiný traktor, viz obrázek 2.1. Standardní tahové zkoušky se provádějí při ustáleném režimu činnosti motoru. Na výsledek má vliv celá řada okolností, jako stav povrchu zkušební dráhy, povětrnostní podmínky, druh a stav pneumatik a další. Proto v poslední době

začínají nabývat na významu laboratorní měření výkonu na nápravách traktoru nebo na válcových dynamometrech podle normy ČSN ISO 789-7.

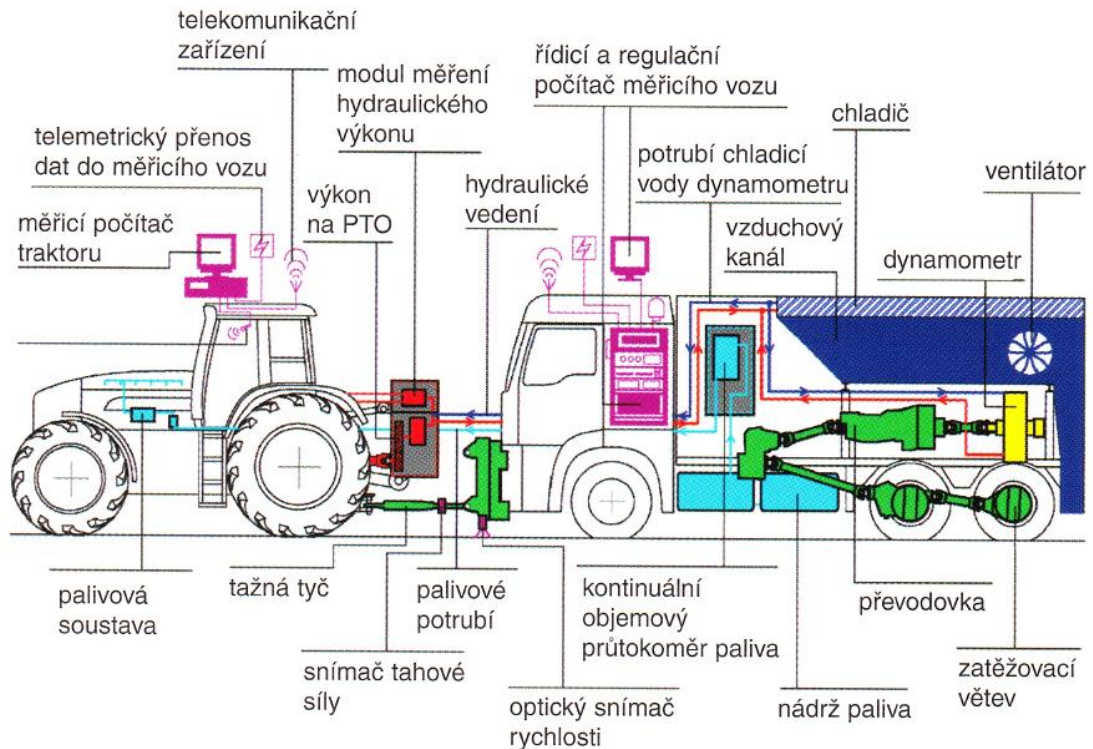
Tahové vlastnosti se zjišťují buď při ustálených režimech práce měření vozidla při tzv. standartních tahových zkouškách, nebo s plynulou změnou zatížení zkušebního vozidla.



Obrázek 2.1 Měření tahové charakteristiky traktoru na pozemku

(Bauer, 2013)

U provádění zkoušek v terénu je nutné naměřené údaje korigovat setrvačnými účinky od posuvných a rotačních hmot. Tato korekce u druhého typu zkoušek odpadá. Měření a zpracování výsledků a modelování tahových vlastností traktorů si dnes nelze představit bez použití počítačové techniky.



Obrázek 2.2 Souprava pro měření tahové charakteristiky traktoru

(Bauer, 2013)

Standardní tahové zkoušky

Standardní tahovou zkoušku je možno provádět na zkušební vozovce, ale zpravidla se měří na poli (měřicí dráha), tedy při podmínkách, ve kterých daný traktor pracuje. Problematická u tohoto typu zkoušek je značná časová a také vysoká prostorová náročnost. Během zkoušek se provádí:

- **Měření tahové síly:**

K měření se užívají tahové dynamometry elektrické, hydraulické nebo mechanické. Silové čidlo se umísťuje mezi zkoušený traktor a traktor, který je určen pro vyvození zatěžující síly a bývá označován jako dynamometrický měřicí vůz. Zatěžující síla má být během celého měřeného úseku konstantní. Měřících jízd se podniká několik s různou tahovou silou a ve stále nových drahách, protože předchozí dráha již obsahuje stopu, která ovlivňuje měření. Schéma měřících jízd a délka jednotlivých úseků měřicí dráhy jsou uvedeny na

obrázku 2.3. Tahový výkon P_t je roven součinu tahové síly F_{tx} a rychlosti traktoru v na měřeném úseku.

$$P_t = F_{tx} \cdot v \quad [\text{W}] \quad (2.1)$$

- **Měření střední hodnoty rychlosti**

Rychlost traktoru v se měří pomocí stopek na předem známé délce zkušební dráhy L . Střední rychlost v se potom vypočte jako poměr délky dráhy L a času potřebného k jejímu projetí t . Se zapnutím stopek se automaticky zapnou i ostatní měřicí přístroje. Při měření traktoru na poli je nutné jezdit pokaždé v jiné dráze, a to vždy tam a zpět se stejnou tahovou silou, aby došlo k vyloučení vlivu větru a sklonu povrchu.

$$v = \frac{L}{t} \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (2.2)$$

- **Měření prokluzu**

Nejvýhodnější pro měření prokluzu je využít změny otáček kol. Měří se počet otáček hnacích prokluzujících kol a současně počet otáček pátého kola, které se odvaluje bez prokluzu, nebo s prokluzem, který je však zanedbatelný.

$$\delta = \frac{v_t}{v_{sk}} \cdot 100 \quad [\%] \quad (2.3)$$

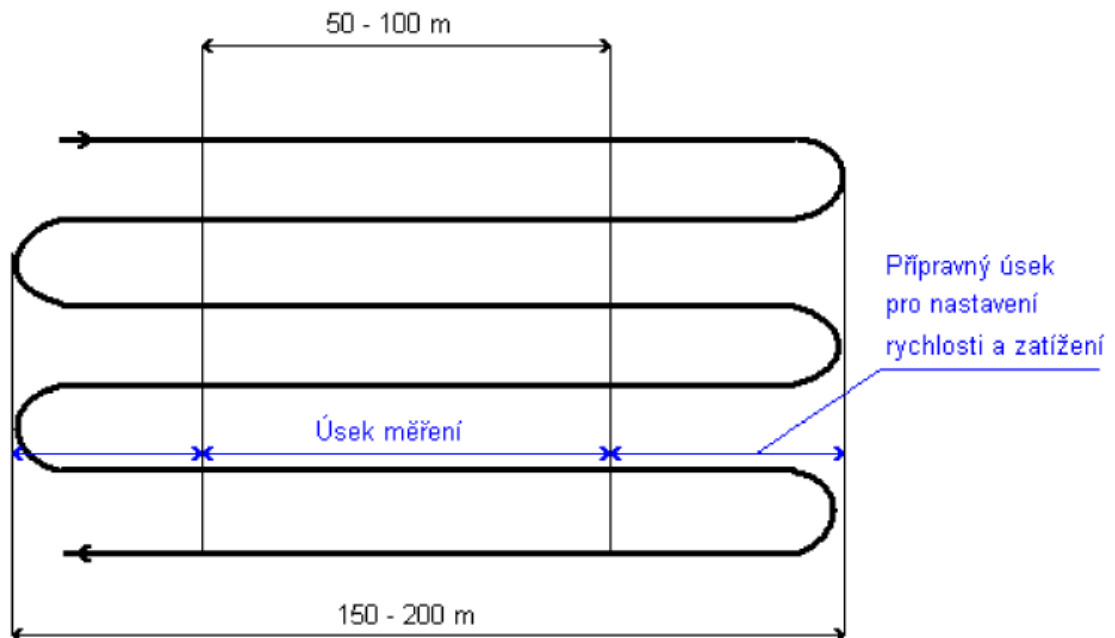
- **Měření spotřeby paliva**

Spotřeba paliva se měří pomocí palivoměru, při konstantním zatížení a rychlosti traktoru. Při známé době průjezdu úsekem t a množství spotřebovaného paliva m_p se snadno určí hodinová spotřeba v $\text{g} \cdot \text{h}^{-1}$, popřípadě měrná spotřeba paliva v $\text{g} \cdot \text{kWh}^{-1}$.

$$M_p = \frac{m_p}{t} \cdot 3600 \quad [\text{g.h}^{-1}] \quad (2.4)$$

$$m_{pt} = \frac{M_p}{P_t} \quad [\text{g.kw. h}^{-1}] \quad (2.5)$$

(Pexa, 2005)



Obrázek 2.3 Způsob provedení tahové zkoušky na poli

(Pexa, 2005)

Urychlené tahové zkoušky

Standardní tahové zkoušky traktorů jsou prostorově a časově náročné, a proto byly na České zemědělské univerzitě v Praze navrženy urychlené tahové zkoušky, které uspoří asi polovinu času a potřebují asi 10 krát méně prostoru. Urychlené tahové zkoušky se dělí do dvou kategorií:

- **UTZ 1 (zatěžování kontinuálně se měnící silou)**
Tento typ urychlené tahové zkoušky probíhá tak, že je od začátku měření postupně zvyšováno zatížení traktoru až po jeho maximální hodnotu při 100 % prokluzu. Problémem jsou zde nutné korekce na setrvačné síly traktoru.

- **UTZ 2 (zatěžování měnící se silou s krátkými úseky rovnoměrného pohybu)**
Tento typ zkoušky je obdobou předchozího s tím rozdílem, že se zatěžování mění po skocích. Na každém stupni se vždy na krátkou dobu ustálí. Výhodou proti předchozí metodě je, že není potřeba korigovat setrvačné síly traktoru.

Oba způsoby měření jsou znázorněny na obrázku číslo 2.4. Zpomalení nebo zrychlení během měření by mělo být menší než $0,03 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$, aby měření nebylo ovlivněno setrvačnou silou. Jsou však nutné přístroje, které měří okamžité hodnoty veličin. Během měření je zaznamenávána tahová síla \mathbf{F}_{tx} , úhlová rychlost hnacích kol zkoušeného vozu ω_h , úhlová rychlost měřícího kola ω_m (měřícím kolem je motocyklové kolo, které se volně odvaluje a je na něm snímač úhlové rychlosti) a hodinová spotřeba paliva \mathbf{M}_p .

Z takto naměřených hodnot se vypočítá:

1. Skutečná rychlost

Skutečná rychlost traktoru v_{sk} se vypočte jako součin poloměru měřícího kola r_m a úhlové rychlosti měřícího kola ω_m .

$$v_{sk} = r_m \cdot \omega_m \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (2.6)$$

2. Teoretická rychlost

Teoretická rychlost traktoru v_t je rovna součinu poloměru kola měřeného traktoru r_h a jeho úhlové rychlosti ω_h .

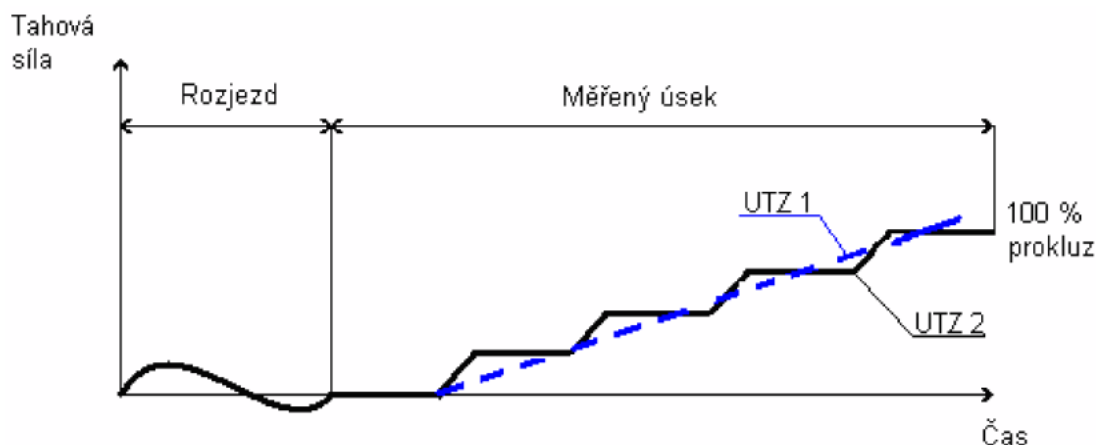
$$v_t = r_h \cdot \omega_h \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (2.7)$$

3. Prokluz

Prokluz se stanovuje obdobným způsobem jako v předchozím případě, pouze s tím rozdílem, že počet otáček měřeného kola a měřícího vozidla je nahrazen skutečnou a teoretickou rychlostí traktoru.

$$\delta = \frac{v_t}{v_{sk}} \cdot 100 \quad [\%] \quad (2.8)$$

(Pexa, 2005)



Obrázek 2.4 Systém měření UTZ 1 a UTZ 2

(Pexa, 2005)

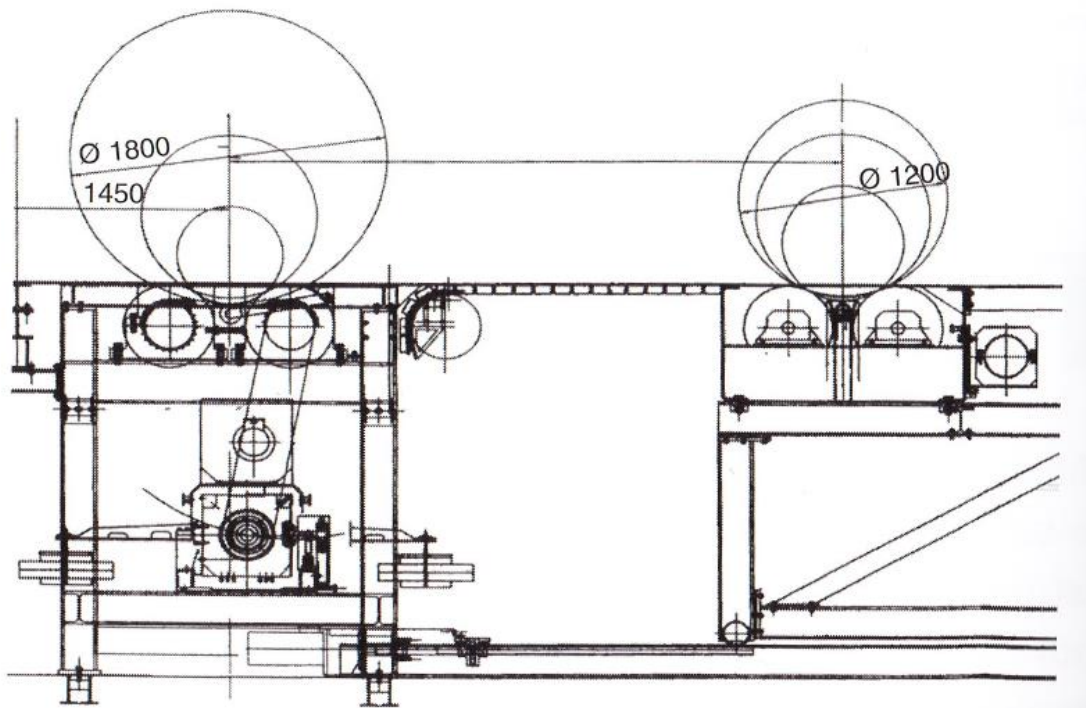
Měření tahových vlastností v laboratorních podmínkách na válcových dynamometrech se pro nesporné výhody používají stále častěji. V současné době se můžeme setkat s moderními válcovými zkušebnami (Obrázek 2.5 a Obrázek 2.6), které jsou charakterizovány těmito znaky:

- velký průměr válců – u dvojic válců pro jedno kolo je to více než 0,5m,
- každému kolu odpovídá samostatný válec (dvojice válců) – válce pro jednu nápravu nejsou pevně spojeny,
- každému kolu odpovídá jeden dynamometrický pohon – tj. nezávislý dynamometr s digitálním řízením otáček i momentu,
- každému kolu přísluší skluzová rolna – pro měření otáček (obvodové rychlosti) kola, z nichž je možno vyhodnotit prokluz,
- digitální řízení celé zkušebny,
- distribuovaný řídicí a měřicí systém – řízení, měření a zpracování výsledků je rozloženo na víc procesů (počítačů),
- použití nových informačních technologií,
- uplatnění objektových technologií, spolupráce s databázemi klient / server.

(Bauer, 2013)

Ve válcových zkušebnách lze provádět celou řadu různých testů: zkoušky hnacího ústrojí, tahových vlastností vozidla, automatiky řazení, zkoušky brzdové soustavy, kalibrační testy a další doplňkové testy.

I přes vysokou investiční náročnost měřícího přístroje je výhodou, že měření jsou opakovatelná a bez nepříznivých vlivů, se kterými jsou spojeny klasické tahové zkoušky v terénu. Obdobně jako při měření na zkušební dráze, lze na válcovém dynamometru provádět zkoušky při ustálených režimech i při plynulé změně zatížení měřícího vozidla. V některých případech, např. chceme-li měnit tahové vlastnosti traktoru s automatickým řazením převodových stupňů, nebo s převodovkou s plynulou změnou převodového poměru, lze měření realizovat pouze při plynulé změně zatěžující síly.



Obrázek 2.5 Schéma válcového dynamometru pro měření tahových vlastností traktorů

(Bauer, 2013)



Obrázek 2.6 Traktor Zetor na válcovém dynamometru v laboratoři MENDELU v Brně

(Bauer, 2013)

Výkon naměřený při tahové zkoušce je nižší než výkon na vývodovém hřídeli o mechanické ztráty v převodech, ztráty valením a prokluzem kol. Při transformaci na tahový výkon na betonové dráze jsou ztráty v rozmezí 10 až 18 % a maximální tahová účinnost traktoru se pohybuje v rozsahu 80 až 87 %. Literatura uvádí, že ztráty táhnoucího traktoru jsou asi 30 až 50 % efektivního výkonu motoru. Uvedené ztráty jsou výrazně ovlivněny podmínkami práce traktoru, konstrukčním řešením a kvalitou sestavy traktoru s pracovním strojem. Při nevhodně zvolené soupravě mohou být ztráty ještě vyšší.

Výška připojovacího zařízení v závěsu nad povrchem dráhy se u kolových traktorů z důvodu zachování říditelnosti a kontaktu předních kol s povrchem volí podle ČSN 30 0415 a stanoví se podle vzorce:

$$H_{\max} = \frac{0,8 \cdot G_p \cdot L}{F_{t \max}} \quad [\text{mm}] \quad (2.9)$$

H_{\max}	- statická výška osy tahu nad povrchem dráhy	[mm]
G_p	- statické zatížení dráhy předními koly	[N]
L	- rozvor kol traktoru	[mm]
$F_{t \max}$	- maximální tahová síla	[N]

(Bauer, 2013)

2.2 Měření výkonu na válcových dynamometrech

Ve zkušebně zjišťujeme mechanický výkon především při rotačním pohybu, který nelze přímo měřit. Otáčející se součást přenáší výkon, který se určí ze vztahu:

$$P = M_k \cdot \omega \quad [\text{W}] \quad (2.10)$$

M_k - točivý moment [Nm]

ω - úhlová rychlost [s^{-1}]

Výkon při rotačním pohybu lze tedy zjistit měřením točivého momentu a otáček. Při tomto měření se používá většinou deformačních členů. Moment síly namáhá měřicí člen krutem, který se převádí na deformaci a měří se tenzometrickými snímači. Jiné konstrukce využívají změny magnetických vlastností deformačního členu. Pro určení výkonu je nutno zároveň měřit otáčky rotující součásti.

Pro měření mechanického výkonu se používají výkonové brzdy. Označení „brzda“ je v tomto případě odvozeno z toho, že proti točivému (neznámému) momentu působí brzdňý moment, jehož velikost známe, nebo ho můžeme změřit.

Pro zjištění výkonu vozidla na válcové zkušební výkonu se používají válcové dynamometry, které se skládají z těchto hlavních částí:

- rám,
- válec s protismykovou úpravou a definovaným momentem setrvačnosti,
- dynamometr (elektrická brzda),
- snímač rychlosti,
- hardware a software.

Před zkouškou je nutno zkontrolovat, zda jsou na hnacích kolech použity předepsané pneumatiky a tlak v pneumatikách je na horní mezi stanovené výrobcem. Po usazení vozidla na válcích je nutno provést zajištění vozidla. Před spuštěním motoru se musí na výfuk nasadit odsávací zařízení. Vlastní zkouška se z důvodu reprodukovatelnosti výsledků musí provádět na určitý rychlostní stupeň.

(Vlk, 2001)

2.3 Podmínky provádění zkoušek

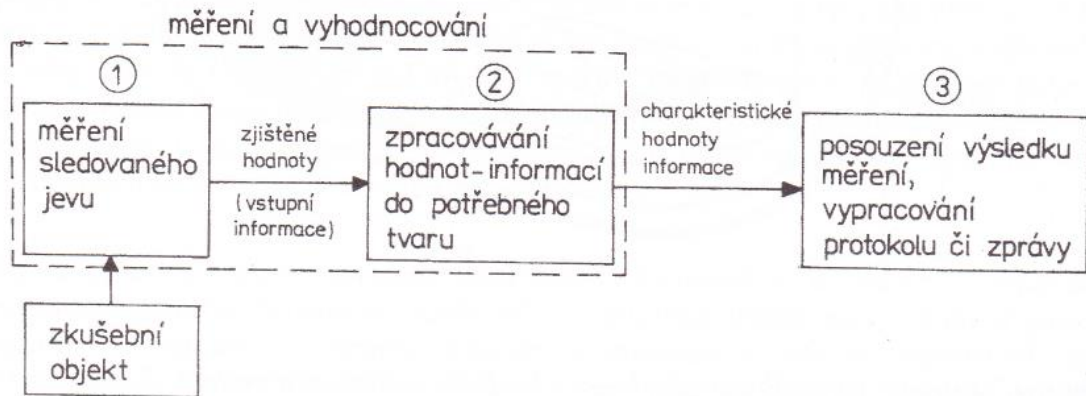
Program provádění zkoušky se sestavuje podle účelu zkoušky a obsahuje zejména zkušební předmět, cíl zkoušky, výčet úkonů, personální zajištění, časový plán a organizační vazby.

Volba metod zkoušek je důležitou etapou, která se řeší při přípravě prací a sestavování programu. Metody se volí podle zkoušeného předmětu, cíle zkoušky, zákonných a normativních ustanovení, metodik, organizačních a ekonomických možností.

(Vlk, 2001)

2.4 Princip měření

Na obrázku 2.7 je znázorněno schéma vlastního zkušební procesu bez přípravných etap. První a druhý blok tvoří měření a vyhodnocování sledovaného jevu a na výstupu vyhodnocovacího bloku (2) jsou charakteristické informace, které jsou podkladem pro vypracování závěrečné zprávy, blok (3). Tato skladba platí obecně, může však zahrnovat různý stupeň podílu osob, přístrojů a zařízení.



Obrázek 2.7 Blokové schéma zkušebního procesu

(Vlk, 2001)

Při telemetrické metodě (dálkovém měření) se strojním zpracováním je podíl osob pouze při obsluze přístrojů, vlastní tok informací jde mimo ně. V tomto případě patří do bloku (1) snímače, měřící zesilovače případně úprava hodnot (filtrace, korekce) a také přenosová telemetrická cesta a záznam hodnot (měřící zařízení). V bloku (2) jsou hodnoty z měřícího zařízení matematicky zpracovány (řídícím počítačem) a vtištěny např. do tabulky nebo vyneseny do formy grafu.

(Vlk, 2001)

2.5 Chyby měření

Cílem měření je určit hodnotu sledované veličiny. Výsledky měření jsou však nevyhnutelně zatíženy chybami, ke kterým při měření dochází. Chyba měření je hodnota, o kterou se liší hodnota zjištěná měřením od skutečné hodnoty měřené veličiny. Úroveň chyb je pak udána přesností měření. Výsledek měření, jehož přesnost není známa je bezcenný. Základy teorie chyb měření jsou podrobně a přehledně vysvětleny v příslušné literatuře. Znalost této teorie je také velmi důležitá. Vysvětlení problematiky chyb měření je rovněž uvedeno v odborné literatuře.

(Vlk, 2001)

2.6 Vyhodnocení tahových zkoušek

Výsledkem tahové zkoušky je tahová charakteristika ve formě grafu.

Z naměřených hodnot tahové síly vypočteme:

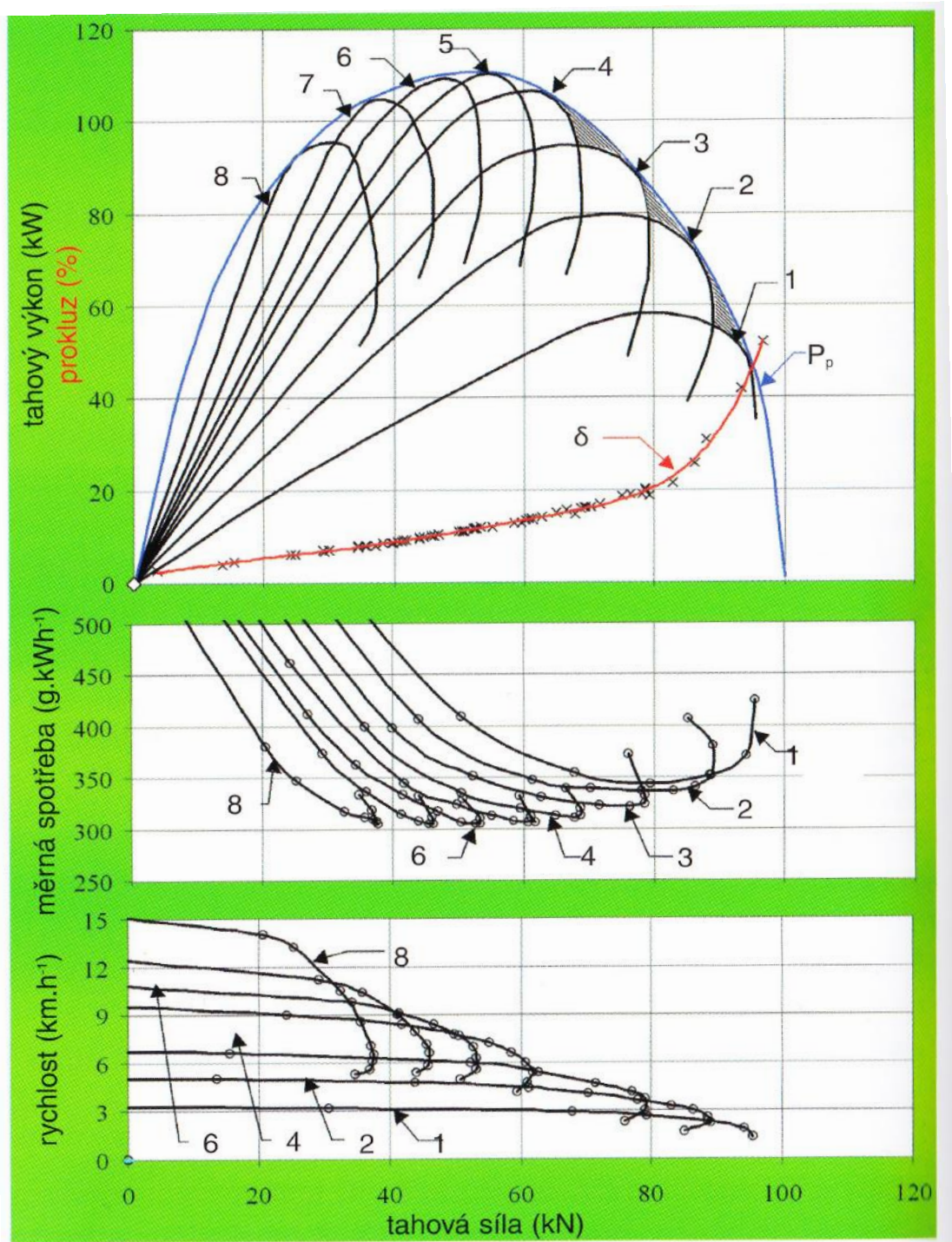
- průměrnou tahovou sílu,
- průměrnou rychlost jízdy,
- tahový výkon,
- hodinovou spotřebu paliva,
- měrnou tahovou spotřebu,
- prokluz,
- tahovou účinnost.

2.7 Tahová charakteristika

Pro posouzení tahových vlastností traktorů nestačí pouze zjištění dílčích vlastností. Pokud chceme získat komplexní přehled o tahových vlastnostech traktoru, musíme znát vzájemné vztahy mezi těmito vlastnostmi.

Pro praktické využití je výhodné výsledky tahových zkoušek zobrazit graficky do tzv. tahové charakteristiky. Jedná se o závislost tahového výkonu, měrné spotřeby paliva, prokluzu kol, rychlosti, popřípadě dalších hodnot na tahové síle traktoru. Do tahové charakteristiky se zpravidla vynáší hodnoty získané při měření tahových vlastností na více převodových stupňů, při dodržení stejných podmínek. Příklad tahové charakteristiky traktoru je uveden na obrázku 2.8. V grafu jsou vyneseny průběhy tahového výkonu na osm převodových stupňů, prokluz, měrná tahová spotřeba a rychlost na jednotlivé převodové stupně v závislosti na tahové síle.

Jako obalová křivka tahových výkonů je vynesena potencionální tahový výkon P_p . Křivka potencionálního výkonu určuje maximální tahový výkon, který může traktor na každou tahovou sílu v konkrétních podmínkách práce vyvinout. Při použití stupňovité převodovky traktor nemůže využít potencionální tahový výkon, který má k dispozici. Vyšrafované plochy mezi potencionálním výkonem a křivkami průběhu tahových výkonů na jednotlivé převodové stupně vyznačují ztrátové plochy dané konečným počtem převodových stupňů. U traktorů vybavených převodovkou s plynou změnou převodového poměru se tahový výkon pohybuje po křivce potencionálního výkonu a traktor pracuje při každé tahové síle s nejvyšší tahovou účinností.

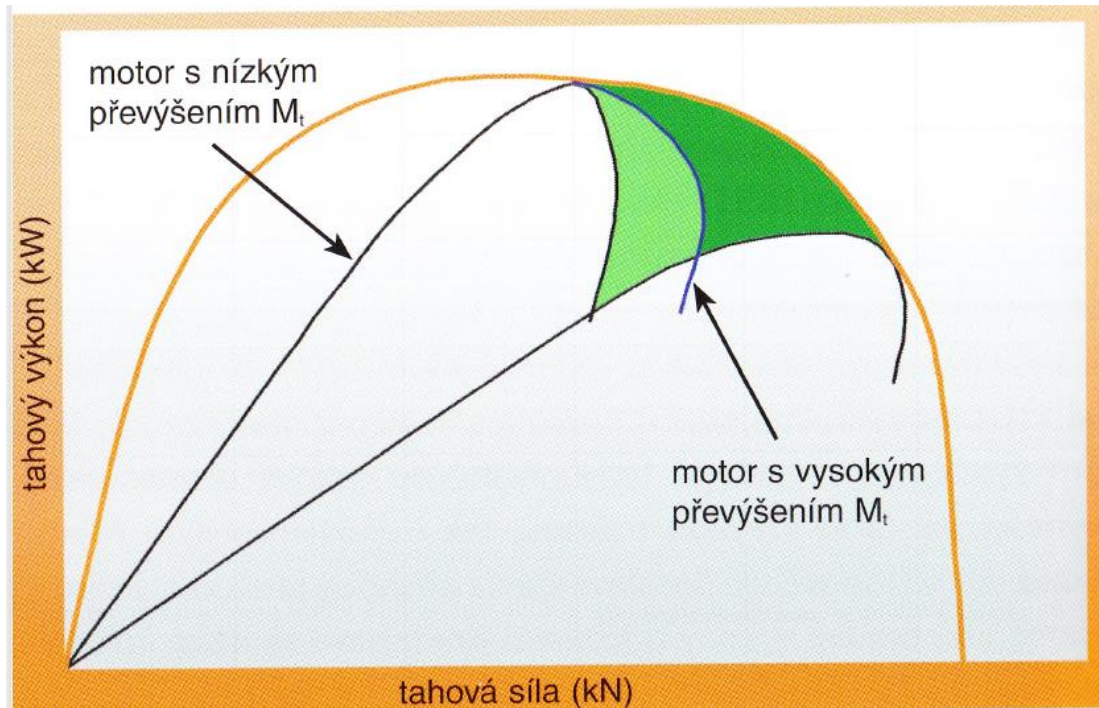


Obrázek 2.8 Tahová charakteristika traktoru

1 – 8 – převodové stupně; δ – prokluz; P_p – potenciální výkon

(Bauer, 2013)

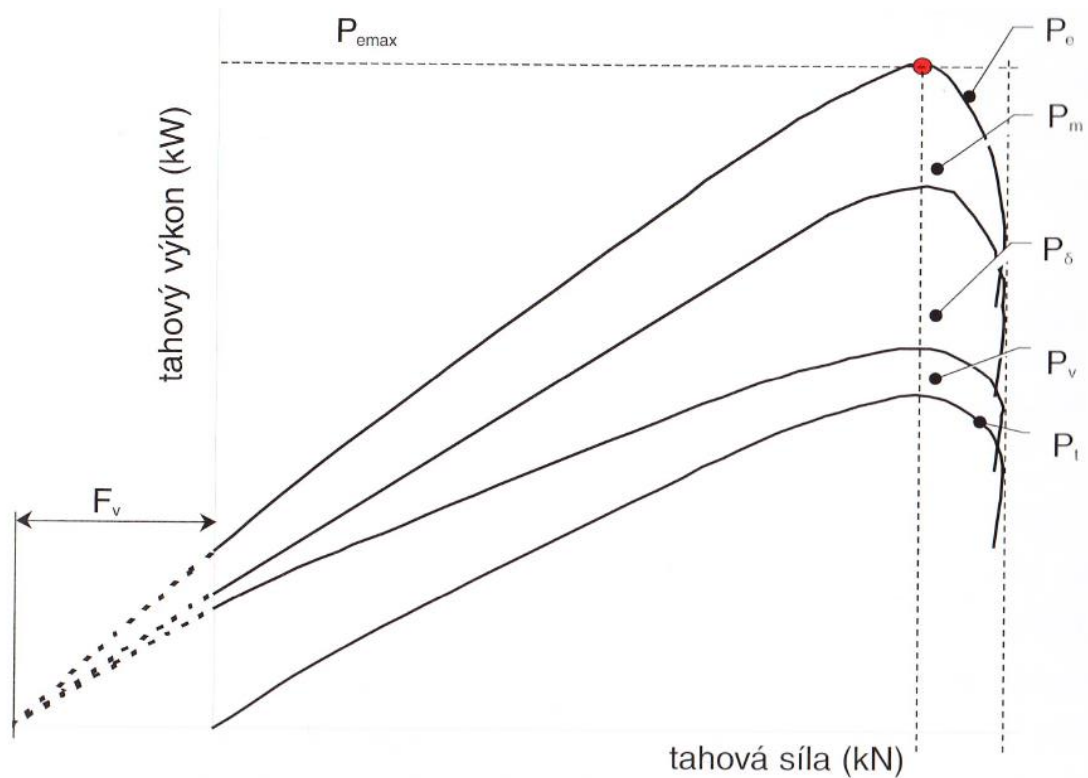
Na velikost ztrátových ploch má vliv převýšení točivého momentu motoru (obrázek 2.9) a počet převodových stupňů řaditelných v převodovce. U traktorů vybavených převodovkou s plynulou změnou převodového poměru se tahový výkon pohybuje po křivce potenciálního výkonu a traktor pracuje při každé tahové síle s nejvyšší tahovou účinností.



Obrázek 2.9 Vliv převýšení točivého momentu motoru na velikost ztrátových ploch

(Bauer, 2013)

Z hlediska tahových vlastností traktoru je nejdůležitějším parametrem tahový výkon. Ten souvisí s výkonem motoru a jeho točivým momentem. Vztah mezi tahovým výkonem a výkonem motoru je zobrazen v grafu otáčkové a tahové charakteristiky na obrázku 2.10. V levé části grafu je otáčková charakteristika motoru a v pravé tahová charakteristika traktoru na jeden převodový stupeň. Čárkovaná křivka v pravé části grafu vyjadřuje teoretický průběh tahového výkonu, pokud by nevznikaly žádné ztráty při přenosu výkonu od motoru na podložku, po které se traktor pohybuje. Skutečný tahový výkon P_t je vynesena plnou čarou. Z grafu je patrné, že maximálnímu výkonu motoru odpovídá maximální tahový výkon a s největší hodnotou točivého momentu motoru koresponduje maximální tahová síla.



Obrázek 2.11 Bilance výkonu na jeden převodový stupeň

(Bauer, 2013)

Plocha mezi teoretickým a skutečným tahovým výkonem představuje ztráty. Podrobné členění ztrát vznikajících při přeměně výkonu motoru na tahový výkon je zřejmé z bilance výkonu na jeden převodový stupeň (Obrázek 2.11).

Při přenosu výkonu motoru na kola traktoru vznikají mechanické ztráty v převodech. Do těchto ztrát se zpravidla zahrnují příkony pomocných zařízení, jako je např. příkon hydrogenerátoru ovládání převodovky, hydrogenerátoru mazání převodů apod. Výkon ztracený v převodech se stanoví ze vztahu:

$$P_m = P_e \cdot (1 - \eta_m) \quad [\text{kW}] \quad (2.11)$$

P_e – efektivní výkon motoru [kW]

η_m – mechanická účinnost převodů [–]

Mechanická účinnost se pro zjednodušení bere zpravidla konstantní v celém rozsahu tahových sil a zahrnuje také ztráty pomocných zařízení převodovky. Další ztrátový výkon je výkon ztracený prokluzem kol, který se mění podle vztahu:

$$P_{\delta} = P_e \cdot \eta_m \cdot \delta \quad [\text{kW}] \quad (2.12)$$

δ – prokluz kol $[-]$

Vzhledem k tomu, že prokluz kol roste s tahovou silou (prokluzová účinnost klesá), výkon ztracený prokluzem se zvyšuje. Výkon ztracený valením kol P_v je možné určit ze vztahu:

$$P_v = F_v \cdot v \quad [\text{kW}] \quad (2.13)$$

F_v – valivý odpor kola $[\text{kN}]$

v_p – pojezdová rychlost traktoru $[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$

Pojezdová rychlost s rostoucí tahovou silou klesá. Valivý odpor závisí na podložce, po které se kola odvalují, typu pneumatik, dezénu, huštění, poloměru pneumatiky a na zatížení kol. Výkon ztracený valením kol s růstem tahové síly klesá. Výkon využitelný k tahu P_t získáme po odečtení ztrátových výkonů od efektivního výkonu motoru. Po dosazení a úpravě získáme vztah:

$$P_t = P_e - P_m - P_{\delta} - P_v \quad [\text{kW}] \quad (2.14.)$$

P_e – efektivní výkon motoru $[\text{kW}]$

P_m – výkon ztracený v převodech $[\text{kW}]$

P_{δ} – výkon ztracený prokluzem kol $[\text{kW}]$

P_v – výkon ztracený valením kol $[\text{kW}]$

Ze vztahu je zřejmé, že tahový výkon na určitý převodový stupeň závisí na efektivním výkonu motoru, účinností převodů, prokluzu nebo přesněji na kvalitě styku kol s podložkou.

(Bauer, 2013)

3 Teoretický rozbor chování traktoru na rovině a při jízdě po vrstevnici

3.1 Koncepční řešení strojů pro svahy

Naše republika má po Švýcarsku, Rakousku a Itálii největší podíl půdy v horských a podhorských oblastech. Svahovitost, terénní nerovnost, menší možnost vytváření optimálních honů, kvalita práce, poměrně špatné přístupové cesty a především zajištění bezpečnosti práce omezují použití univerzálních mechanizačních prostředků pro rovinné oblasti a vyžaduje to jejich úpravu pro práci na svahu anebo vývoj speciálních strojů pro svahy. Z hlediska svahovitosti je možno rozdělit pozemky na:

- 0 - 5° rovina
- 5 - 10° zvlněný pozemek
- 10 - 20° svahovitý
- 20° a více příkré svahy

Do 5 až 7° neovlivní tento svah směr jízdy, kvalitu práce, spotřebu paliva ani výkonnost zemědělských strojů. Plochy se sklonem nad 7° je třeba podle možnosti zpracovat po vrstevnici k zamezení půdní eroze. Práce po vrstevnici je obecně produktivnější než po spádnicí a hranice je dána mimo kvality práce, hlavně nebezpečím převrácení traktoru.

Po spádnicí je omezena mimo agronomických požadavků, především nadměrnou spotřebou energie na překonání stoupání. Proto se obecně omezuje pěstování jednotlivých druhů plodin a to na pozemcích do 12° u obilovin, v případě použití horské modifikace sklízecí mlátičky do 16°, pícniny na orné půdě do 16° a brambory při použití speciální mechanizace do 16°. Převážná část traktorů má svahovou dostupnost do 12° a zemědělských strojů do 8 až 10°. Na větších svazích je nutno pracovat se speciálně upravenými stroji.

(Svatoš, Frolík, 2000)

Traktor je definován podle normy ISO 3339 jako vozidlo určené pro práci v terénu a na cestě, schopné nést, tahat a pohánět nářadí aneb stroje (stacionární nebo mobilní) a tahat přívěsné nebo návěsné dopravní prostředky. Z definice vyplývá, že na traktor budou působit vnější síly a momenty, jejichž působiště, velikost a směr budou úzce souviset s pracovním nářadím a charakterem prováděné práce.

(Bauer, 2013)

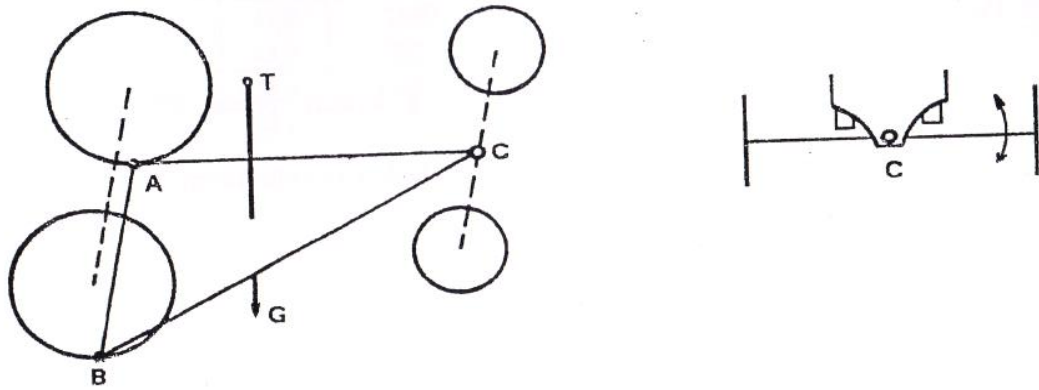
Schopnost jízdy traktoru na svahu je charakterizována především stabilitou a to podélnou, příčnou a směrovou. Podélná a příčná stabilita je vztažena k podélné ose traktoru ve směru rovnoběžném nebo kolmém. Na mezi podélné nebo příčné stability se kolový traktor nachází v okamžiku ztráty silového styku předních nebo zadních kol s podložkou při jízdě po spádnicí, nebo horních kol při jízdě po vrstevnici.

Základní jízdní vlastnosti určují schopnost pohybu mechanizačních prostředků za specifických podmínek na svahu, jsou zejména tyto:

- schopnost jízdy do svahu a ze svahu,
- schopnost jízdy po vrstevnici,
- zatáčení na svahu
- brždění při jízdě ze svahu

Podélnou stabilitu zhoršují zrychlující síly při rozjezdu traktoru do svahu nebo velké zpomalení při jízdě ze svahu, kdy se traktor překloupí daleko dříve.

Protože většina prací na svahu je prováděna jízdou po vrstevnici, je velmi důležitá příčná stabilita. Ta je zabezpečena obecně tehdy, jestliže těžnice traktoru neopustí plochu danou spojnicemi dotykových bodů zadních kol s podložkou (A,B) a otočného bodu přední nápravy (C) u kolového traktoru, tedy plochu trojúhelníku obrázek 3.1 vycházející z předpokladu, že trup kolového traktoru je otočný kolem čepu přední nápravy.



Obrázek 3.1 Příčná stabilita

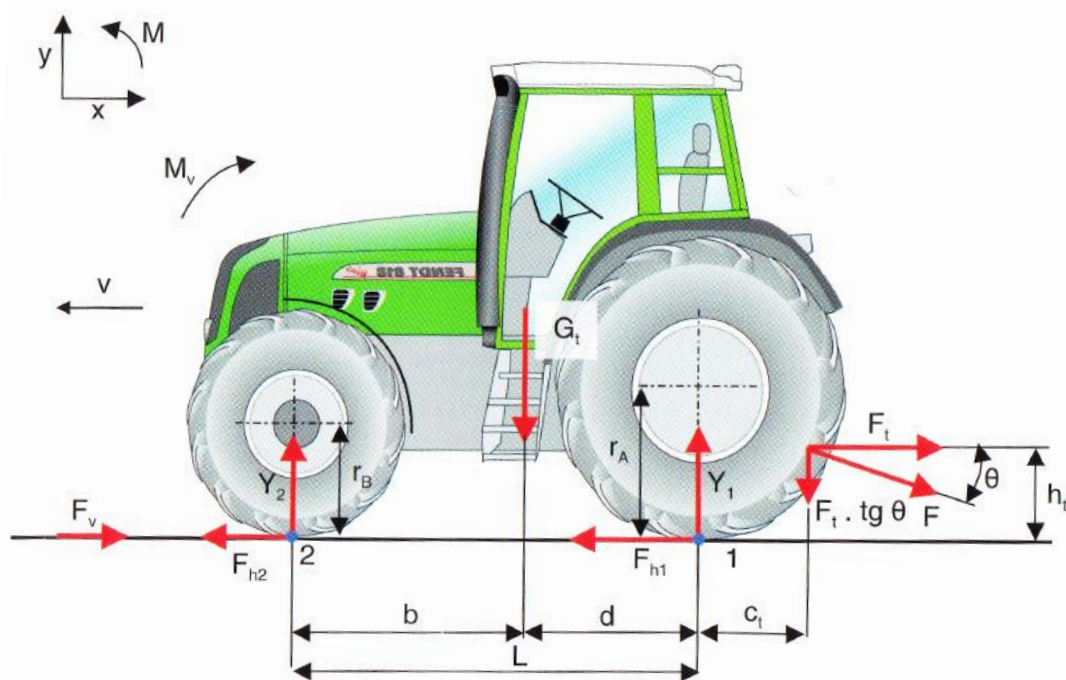
(Svatoš, Frolík, 2000)

Traktor na rovině je z hlediska silového řešení jednodušší, protože síly působí na traktor souměrně. Prostorovou soustavu sil působících na traktor je možné ve zjednodušené formě přenést na rovinnou soustavu tím, že se počítá s výslednicemi souměrně působících sil v podélné rovině. U nakloněného traktoru jsou podmínky rovnováhy prostorové soustavy sil podstatně složitější, neboť dochází k transformaci výsledné síly do tří složek, což se projeví na rozdílném zatížení hnacích kol.

(Bauer, 2013)

3.2 Síly působící na traktor na rovině

Silové a rozměrové schéma táhnoucího traktoru 4K4 je uvedeno na obrázku 3.2. Tento případ odpovídá traktoru zatíženému obecnou silou působící na závěs a ležící v rovině rovnoběžné se směrem jízdy a kolmé k povrchu. Výslednice, kterou působí nářadí na traktor, je označena F a rozkládá se do dvou složek, přičemž vodorovnou složku označujeme jako tahovou sílu F_t . Při rovnoměrném přímočarém pohybu překonává traktor ztrátové (valivý odpor) a užitečné (tahovou sílu) síly. Tíha traktoru G_t působí v těžišti. Od podložky působí na kola normálové reakce Y . Protože při početním řešení je výhodnější zvažovat normálové reakce v osách kol, musí se zavést momenty odporu valení M_v . Hnací moment na obvodu kola vytváří hnací sílu.



Obrázek 3.2 Silové a rozměrové schéma táhnoucího traktoru

Počtení řešení je založeno na sestavení tří rovnic silové a momentové rovnováhy $\Sigma F_x = 0, \Sigma F_y = 0, \Sigma M = 0$.

Pro rovnováhu platí podle Obrázku 3.2

$$\Sigma F_x = 0, \quad -F_h + F_v + F_t = 0$$

$$\Sigma F_y = 0 \quad Y_1 + Y_2 - G_t - F_t \cdot \text{tg} \theta = 0$$

$$\Sigma M = 0 \quad d \cdot G_t - h_t \cdot F_t - c_t \cdot F_t \cdot \text{tg} \theta - Y_2 \cdot L - M_v = 0$$

(Bauer, 2013)

3.3 Stabilita traktoru

Podle normy ČSN se musí traktory konstruovat tak, aby byla zajištěna jejich podélná a příčná stabilita. Tato stabilita musí odpovídat podmínkám pro provoz vozidel na pozemních komunikacích. Pro zachování říditelnosti musí být zajištěn při jakémkoli provozním zatížení určitý podíl z jejich okamžité hmotnosti připadající na řízenou nápravu.

Podle vyhlášky č. 341/2002 Sb. Nesmí být hmotnost připadající na řízenou nápravu (měřeno při stání na vodorovné vozovce) u traktoru v rozsahu od provozní až po největší povolenou hmotnost menší než 20 % okamžité hmotnosti vozidla. Za určitých okolností se ale připouští nižší hmotnost připadající na řízenou nápravu, a to po namontování nástavby nebo připojení pracovního stroje při současném snížení nejvyšší rychlosti na $20 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$, přitom hmotnost připadající na řízenou nápravu nesmí být menší než:

- 19 % u traktorů o okamžité hmotnosti nejvýše 4,5 t,
- 18 % u traktorů o okamžité hmotnosti vyšší než 4,5 t.

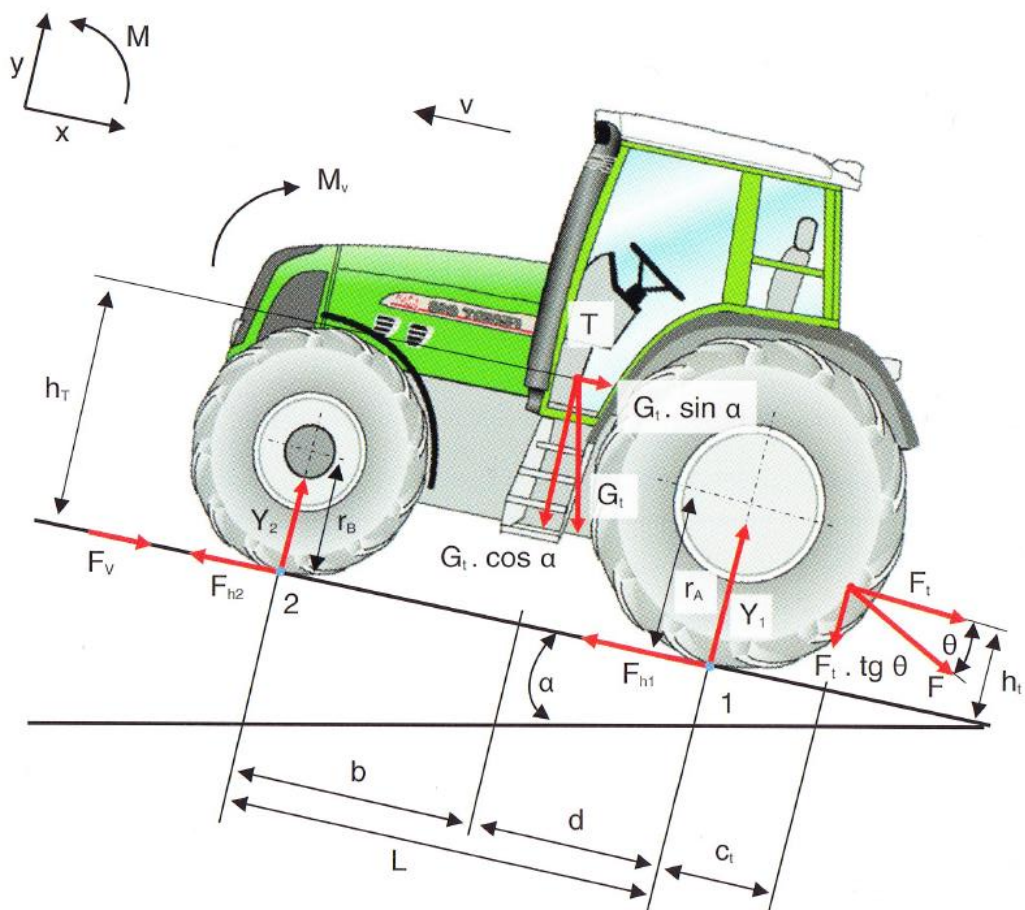
Dále se u traktorů připouští nerovnoměrnost rozložení jeho okamžité hmotnosti na kola jednotlivých náprav mezi pravou a levou polovinou, pokud to dovoluje únosnost pneumatik, a to nejvýše 15 % hmotnosti připadající na nápravu, po namontování nástavby nebo připojení pracovního stroje nejvýše 20% hmotnosti připadající na nápravu.

Při řešení pracovních vlastností a stability vozidel na svahu se obvykle nepočítá s vozidlem v obecné poloze kvůli jeho komplikovanému řešení. Kombinuje se tedy řešení pro podélnou a příčnou stabilitu.

(Bauer, 2013)

3.4 Podélná stabilita

Při práci traktorů může nastat situace, kdy se nalézají na mezi rovnováhy. Tento případ nastává tehdy, když dochází ke ztrátě silového styku kol s podložkou způsobené např. nakloněním traktoru na svahu, vlivem momentů tahové síly, působením zrychlujících sil a rázů, popřípadě kombinací těchto vlivů. O podélné stabilitě hovoříme, jde-li o zvedání přední nebo zadní nápravy. Začne-li se vozidlo klopit na bok, jde o stabilitu příčnou.



Obrázek 3.3 Silové a rozměrové schéma táhnoucího traktoru na svahu

Silové a rozměrové schéma táhnoucího traktoru 4K4 na svahu je uvedeno na obrázku 3.3. Početní řešení stability je opět založeno na sestavení silové a momentové rovnováhy.

Silové a momentové rovnice:

$$\Sigma F_x = 0, \quad -F_h + F_v \cdot F_t + F_t + G \cdot \sin \alpha = 0$$

$$\Sigma F_y = 0 \quad Y_1 + Y_2 - G_t \cdot \cos \alpha - F_t \cdot \operatorname{tg} \theta = 0$$

$$\Sigma M_1 = 0 \quad d \cdot G_t \cdot \cos \alpha - h_T \cdot G_t \cdot \sin \alpha - h_t \cdot F_t - c_t \cdot F_t \cdot \operatorname{tg} \theta - Y_2 \cdot L - M_v = 0$$

3.5 Příčná stabilita

Při zkoumání pohybu vozidla na svahu se v první řadě musíme zabývat otázkou jeho příčné stability. Obecně lze říct, že se vozidlo nachází na mezi stability, prochází-li výslednice vnějších sil hranou podstavy (přímkou procházející stykovými body předního a zadního kola s podložkou.

(Bauer, 2013)

Příčná stabilita závisí na:

- rozchodu zadních kol (volba širších nebo dvojitých pneumatik)
- rozvoru
- výšce těžiště

Mimo těchto technických parametrů má vliv na příčnou stabilitu:

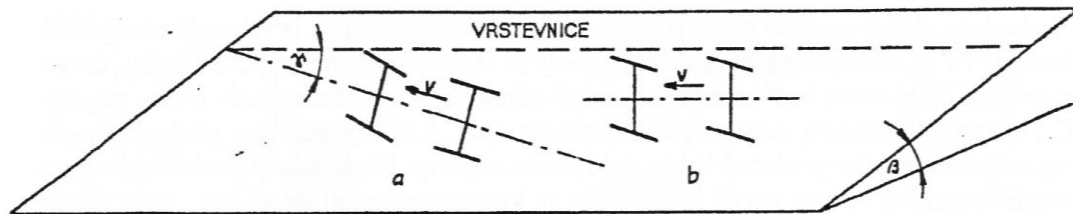
- struktura a velikost mikronerovností podložky,
- pracovní a přepravní rychlost,
- změna polohy těžiště v průběhu technologického procesu.

Z těchto pohledů se také řeší parametry traktorů pro větší svahovou dostupnost a bezpečnost pohybu na svahu. Mimo statickou stabilitu je určena také dynamická stabilita, která se převážně řeší volbou bezpečnostního koeficientu = 3

$$\text{dyn. stab.} = \frac{\text{stat. stab.}}{3}$$

K tomu se volí ještě omezení pojzdové rychlosti v závislosti na stavu podložky, neboť větší vliv na možnost převrácení traktorů na svahu mají téměř vždy dynamické síly, než jen statické. Dynamický účinek vzniká především setrvačnými silami, vyvolanými změnami sklonu svahu, jejichž četnost a pojzdová rychlost má vliv na intenzitu příčných kmitů. Poměry stability a hranice svahové dostupnosti se mění také v závislosti na agregaci traktoru s neseným, poloneseným a přívěsným nářadím.

Při jízdě po vrstevnici se traktor dostane do nějaké obecné polohy vlivem samovolného sesouvání traktoru i když se traktorista snaží dodržet vytyčený směr natočením řídicích kol obrázek 3.4. Při této jízdě svírá podélná osa traktoru s vytyčenou vrstevnicí úhel γ , který udává odklon.



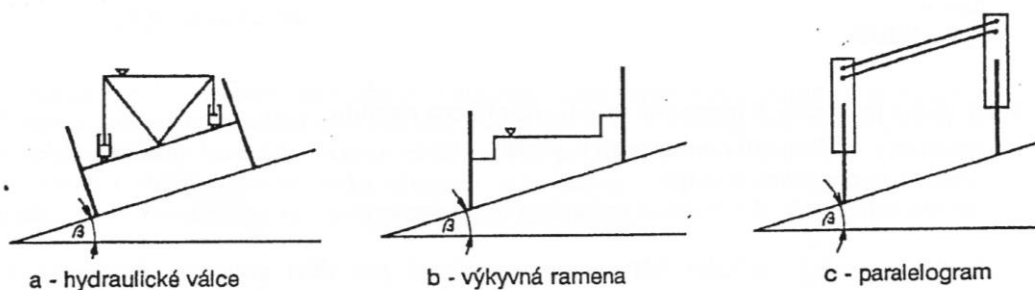
Obrázek 3.4 Pohyb traktoru po vrstevnici

(Svatoš, Frolík, 2000)

Velikost tohoto úhlu je měřítkem bezpečnosti a kvality práce, ovladatelnosti a energetických ztrát.

Boční sesouvání souvisí s působením bočních sil na kolech a je ovlivňováno:

- boční pružností pneumatik,
- deformací a stavem podložky,
- větším prokluzem horního kola,
- speciální úpravou řízení (Obrázek – tzn. Krabové řízení, MB Trac) a konstrukcí podvozku obrázek 3.5.



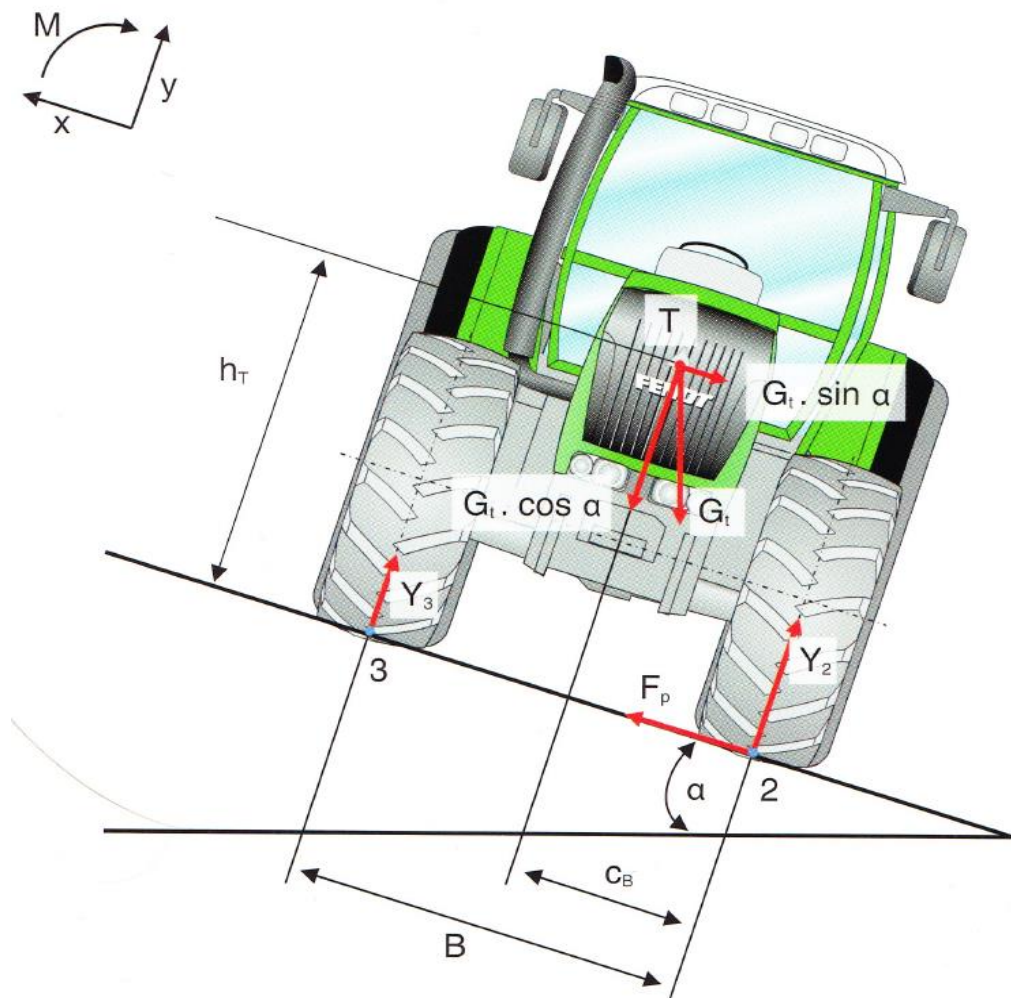
Obrázek 3.5 Různé konstrukce podvozku

(Svatoš, Frolík, 2000)

Dalším nebezpečným případem je průjezd traktoru zatáčkou ve tvaru U na svahu, kdy z jízdy po spádnici se stroj poměrně prudce zatočí do směru proti svahu. Působí zde při zatáčení v těžišti traktoru odstředivá síla $F_0 = m \cdot a$.

(Svatoš, Frolík, 2000)

Silové a rozměrové schéma traktoru s pevnou přední nápravou pohybujícího se na svahu po vrstevnici je uvedeno na obrázku 3.6.



Obrázek 3.6 Silové a rozměrové schéma traktoru s pevnou přední nápravou pohybující se na svahu po vrstevnici

Početni řešení stability je, stejně jako v předchozím případě, založeno na sestavení silové a momentové rovnováhy. Síla F_p představuje reakci půdy proti sesuvu traktoru ze svahu. Při početním řešení je zanedbána deformace pneumatik a deformace půdy.

Rovnice silové a momentové rovnováhy:

$$\Sigma F_x = 0, \quad F_p - G_t \cdot \sin\alpha = 0$$

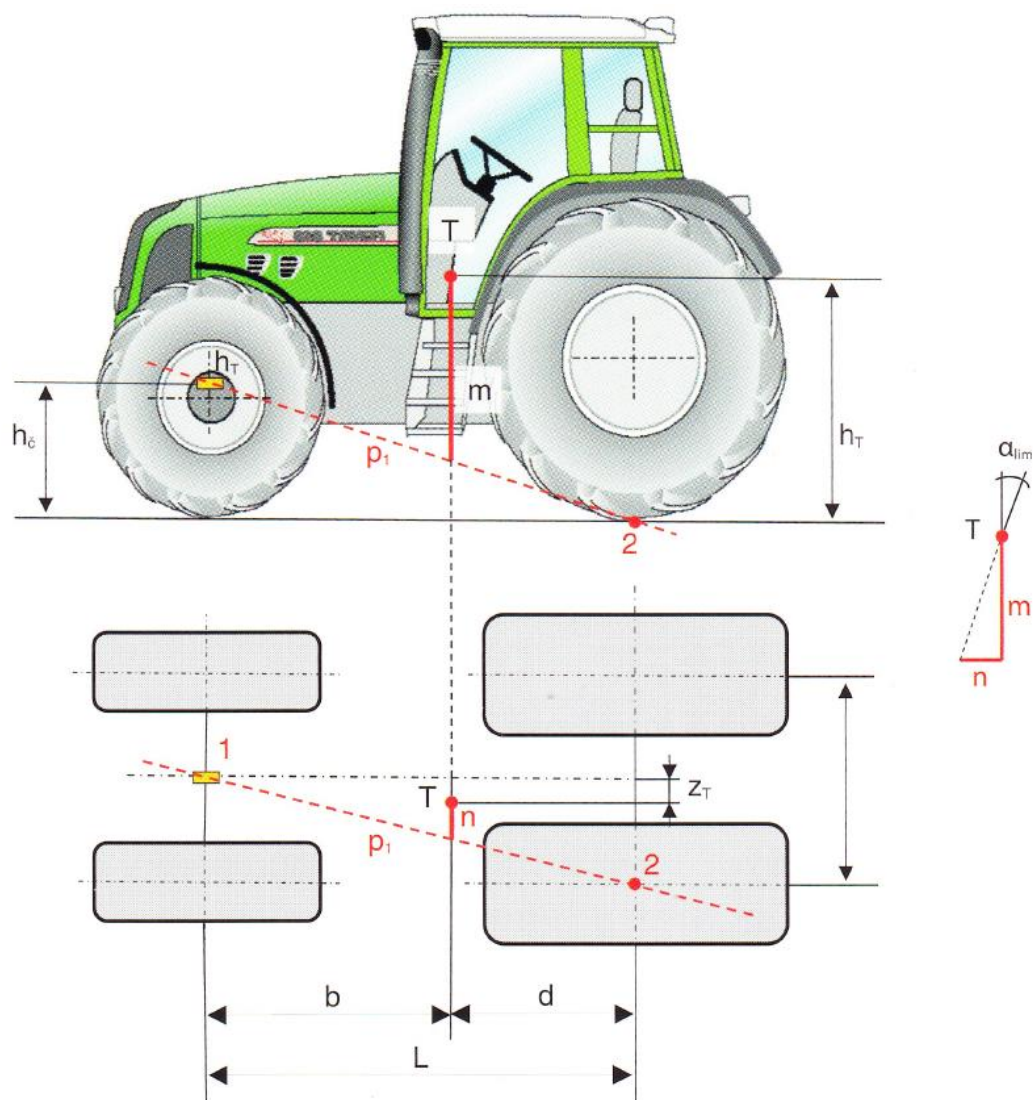
$$\Sigma F_y = 0 \quad Y_3 + Y_1 - G_t \cdot \cos\alpha = 0$$

$$\Sigma M_1 = 0 \quad Y_3 \cdot B + G_t \cdot \sin\alpha \cdot h_t - G_t \cdot \cos\alpha \cdot c_b = 0$$

Při výpočtu mezního sklonu svahu vycházíme z momentové podmínky, kde dosadíme za $Y_3 = 0$. Řešením rovnice při této podmínce dostaneme rovnici vyjadřující limitní úhel.

Při řešení stability za podmínky, že na přední kola traktoru musí připadat určité procento okamžité hmotnosti traktoru (podle vyhlášky č. 341/2002 Sb.), dosadíme stejně jako v předchozím případě za $Y_3 = 0,18 \cdot G_t$

Uvedený příklad vychází z vyšetřování stability traktoru s pevným podvozkem, resp. s pevnou přední nápravou. Současné koncepce traktorů jsou ale většinou s výkyvnou přední nápravou. Tělo traktoru je pak otočné kolem čepu přední nápravy a k jeho překlolení dochází kolem přímky p_1 obrázek 3.7, která prochází stykovým bodem zadního kola s podložkou (2) a čepem přední nápravy (1). Mez stability traktoru nastane v případě, kdy těžnice přetne tuto pomyslnou přímku.



Obrázek 3.7 Schéma stability traktoru s výkyvnou přední nápravou pohybující se na svahu po vrstevnici

Výkyv přední nápravy bývá omezen pružnými zarážkami umístěnými na rámu traktoru. Příčnou stabilitu traktoru je nutno vyšetřovat bez ohledu na tyto zarážky, které by na první pohled měly zvyšovat stabilitu traktoru tím, že by se traktor překlátil kolem přímky procházející stykovými body a zadního kola s podložkou (viz řešení příčné stability traktoru s tuhou nápravou). Zarážky totiž dovolují poměrně velký výkyv přední nápravy a trup traktoru, který se začne překlápět kolem přímky p_1 procházející stykovým bodem zadního kola a výkyvným čepem přední nápravy, má při dosednutí na tyto zarážky již tak velkou kinetickou

energii, že způsobí překlopení celého traktoru i kolem přímky procházející stykovými body předního a zadního kola.

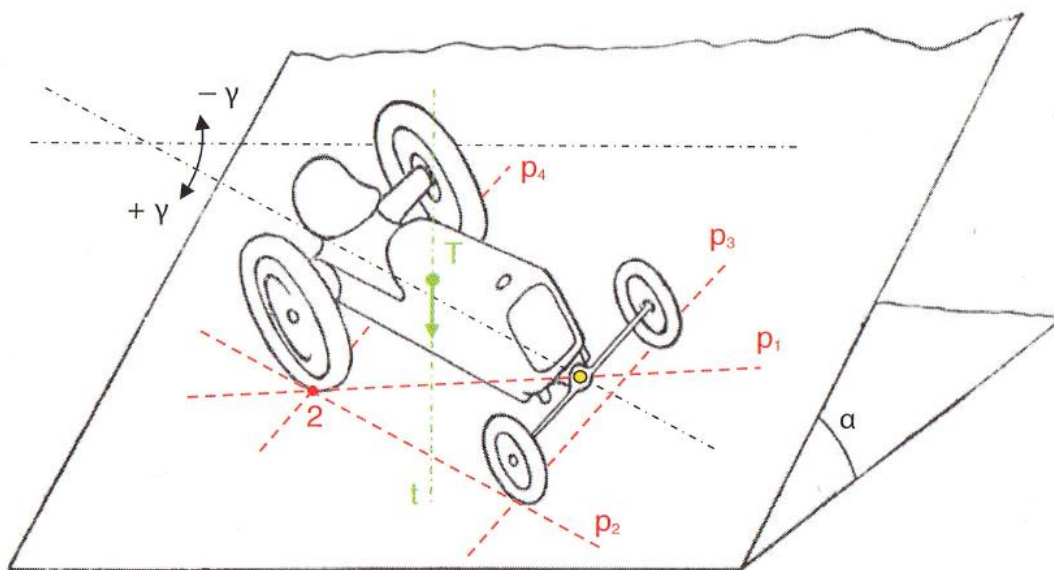
(Bauer, 2013)

3.6 Traktor na svahu v obecné poloze

Jak již bylo zmíněno, řešení zabývající se stabilitou vozidel na svahu se týkají zejména vozidel pohybujících se ve svahu po spádnici, nebo po vrstevnici. Řešením stability traktoru na svahu v obecné poloze je poněkud komplikovanější, proto budou dále uvedeny pouze jeho základy.

Pro zjednodušení výpočtu se počítá, že se traktor pohybuje přímočarou rovnoměrnou rychlostí „šikmo“ ze svahu obrázek 3.8. Traktor má přední nápravu výkyvnou, u které bude zanedbána její tíha. Dále se pro zjednodušení předpokládá neodpérovaný traktor s konstantním stlačením pneumatik. Traktor nevyvozuje tahovou sílu a zanedbáme valivý odpor. Řešení bude zaměřeno na stabilitu zadní části traktoru, resp. na stabilitu těla traktoru.

Na obrázku 3.8 je znázorněn traktor na svahu v obecné poloze s vyznačenými přímkami (p_1 až p_4), okolo kterých může dojít k jeho překlopení.



Obrázek 3.8 Traktor na svahu v obecné rovině

Obecně může překlopení těla traktoru nastat kolem přímky:

p_1 , která je spojnicí stykové plochy zadního kola s výkyvným čepem přední nápravy,

p_2 , která je spojnicí stykových bodů předních kol,

p_4 , která je spojnicí stykových ploch zadních kol.

K překlopení traktoru kolem přímky p_2 dochází pouze u traktorů s tuhou přední nápravou nebo při překročení výkyvu trupu traktoru za omezující zarážky.

(Bauer, 2013)

3.7 Bezpečnost práce na svazích

Příčinou kritických situací při pohybu mobilních energetických prostředků na svahu je především skluz, který může vést druhotně k nehodě převržením. Při skluzu dochází v celé styčné ploše pojezdového ústrojí s povrchem terénu k výraznému relativnímu pohybu. Styčná plocha se ztotožňuje s plochou obvodu otisku v souvislosti s přenosem smykové síly kolem v libovolném směru. Dále je to především z důvodu nedostatečné stability. Podmínkou bezpečnosti je přizpůsobení pracovní rychlosti stavu terénu a volba vhodného způsobu pohybu po poli. Při hodnocení terénu se za suchý považuje terén s vlhkostí do 45 %. Za mokrý se považuje terén s vlhkostí přes 50 % nebo s vlhkostí přes 30 % s mokrým povrchem i porostem.

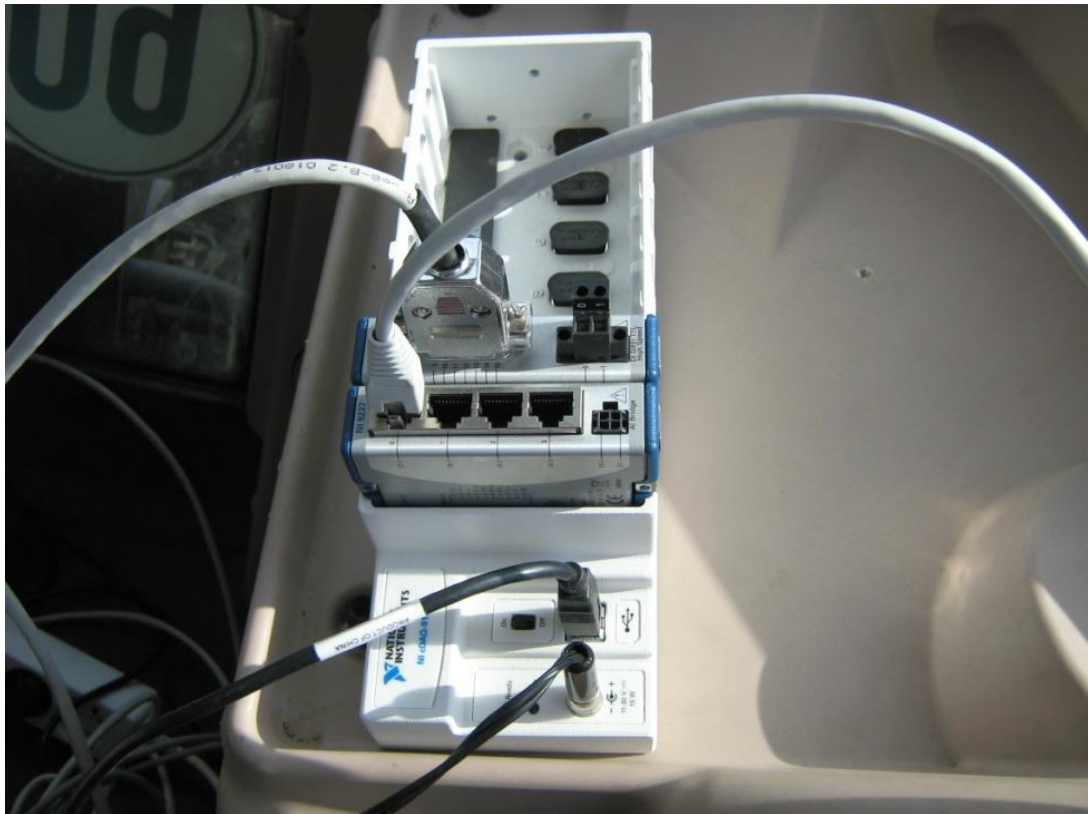
(Svatoš, Frolík, 2000)

4 Metodika měření

Jedním z velmi důležitých faktorů ovlivňujících efektivitu polních mechanických procesů je správné využití tahových vlastností energetického zdroje. Vzhledem k tomu, že většinou se jedná o traktor, jde o otázky správného využití traktoru. Efektivitu využití ovlivňují zejména faktory jako např. charakteristika traktoru, reliéf pole, prokluz a druh podložky, po které se traktor pohybuje.

Zkoušky byly realizovány v areálu Jihočeské univerzity v Českých Budějovicích, pod kterou spadá Zemědělská fakulta a katedra Dopravní a manipulační techniky.

K měření tahových sil, byl použit traktor Zetor 5718 a k upevnění brzdného zařízení byl vybrán traktor Zetor 8011. Testovaný traktor byl připojen pomocí odvíječícího se tažného lana s brzdným traktorem, na jehož tříbodovém závěsu bylo umístěno brzdné zařízení na vyvození tahové síly. Spojnice mezi úchytnými body na obou traktorech byla rovnoběžná s povrchem pole tak, aby byly co nejvíce eliminovány svislé síly na měřicím zařízení. Tahová síla se měřila na pozemku v úseku 30 m, který zaručoval stejné pracovní podmínky pro opakované měření. Mezi lano a zkušební traktor byl vložen tahový dynamometr, ze kterého byly vyvedeny vodiče pro připojení digitálního převodníku (obrázek 4.1) a poté do počítače (obrázek 4.2) kde byly zaznamenány hodnoty působící síly. Traktor byl postupně zatěžován silou vyvozenou od brzdného zařízení až do maximální hodnoty tahové síly při 100% prokluzu. Tahová síla byla měřena v 6 po sobě jdoucích měření, které probíhalo za příznivého počasí.

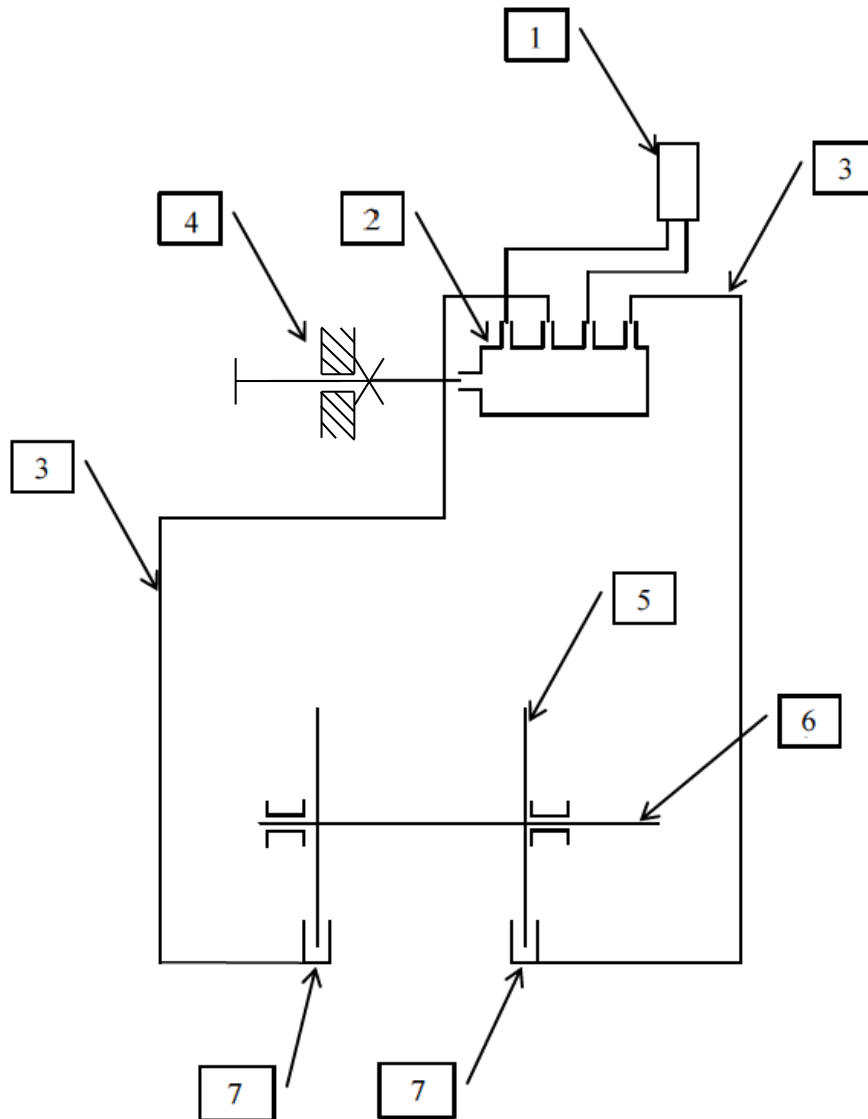


Obrázek 4.1 Digitální převodník



Obrázek 4.2 Počítač pro ukládání naměřených dat

5 Návrh vhodného zařízení a jednoduchý náčrt.



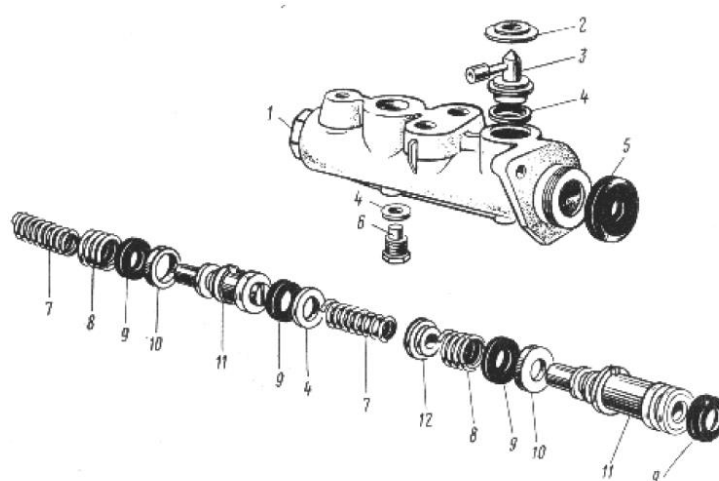
1 – Nádržka na brzdovou kapalinu, 2 – Hlavní brzdový válec, 3 – Brzdová trubička, 4 – Nastavovací šroub, 5 – Buben, 6 – Hřídel bubnu, 7 – Brzdový třmen.

1. Nádržka na brzdovou kapalinu

Vyrovnávací nádržka na brzdovou kapalinu je vyrobena z plastu a je opatřena indikátorem minimální a maximální výšky hladiny brzdové kapaliny v nádržce. Víko nalévacího hrdla je opatřeno odvzdušňovacím ventilem, který spojuje kapalinu s vnějším ovzduším a vyrovnává podtlak vznikající po sešlápnutí brzdového pedálu.

2. Hlavní brzdový válec

Je použit hlavní brzdový válec o průměru 19 mm. Maximální zdvih pístu hlavního brzdového válce je 36 mm. Brzdové válečky mají průměr 32 mm a jsou samostavitelné. Funkce samostavitelných brzdových válečků spočívá v tom, že automaticky při postupném opotřebování obložení udržují po odbrždění mezi obloženími čelistí a brzdovým bubnem vůli 1,5 mm



Obrázek 5.1 Konstrukce brzdového válce

1 – Tělo válce, 2 – Pojistný kroužek, 3 – Přípojka, 4 – Těsnící podložky,
5 – Prachovka, 6 – Šroub dorazu pístu, 7 – Pružina manžety, 9 – Manžeta,
10 – Vymezovací kroužek, 11 – Plovoucí písty, 12 – Opěrný talířek.

3. Brzdová trubička

Při výrobě brzdového potrubí se používají výhradně kvalitní dvouplášťové trubičky, vyrobené ze speciálních kovových slitin. Brzdové potrubí musí vyhovovat normám a požadavkům ISO – 7098 – 1984

4. Pohybový šroub pro seřízení brzdné síly

Slouží ke změně otáčivého pohybu v pohyb posuvný M8 x 50.

5. Buben s lanem

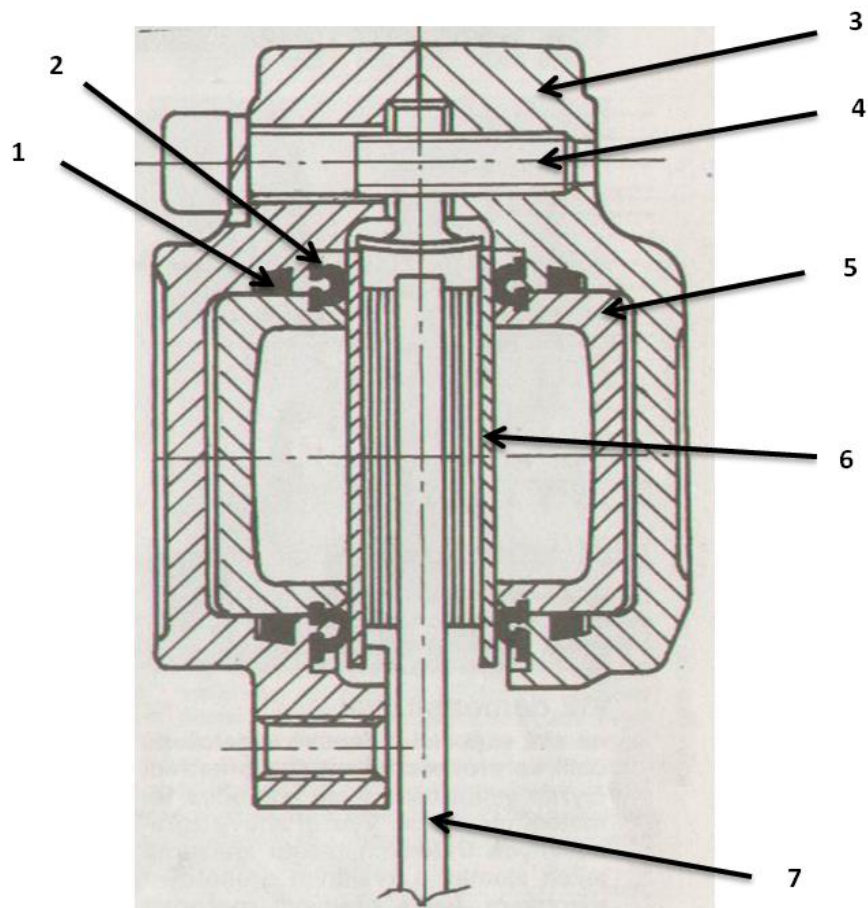
Buben byl použit z řezačky SKPU 220 i s ložisky. Po odmontování nožů byly takto získané kotouče opracovány na požadovanou tloušťku, následně bylo na takto zhotovený „brzdící buben s kotouči“ navinuto lano o průměru 14 mm a délce cca 50 m.

6. Hřídel bubnu

Hřídel bubnu je uložena v ložiscích a na pravé straně je opatřena drážkováním, které slouží ke zpětnému navíjení lana pomocí kliky.

7. Brzdový třmen

Brzdový plovoucí třmen byl použit z osobního automobilu značky LADA 1200, který je veden dvěma čepy, jež jsou nalisovány na držáku brzdy a brzdový účinek je vyvozen dvěma paralelními písty.

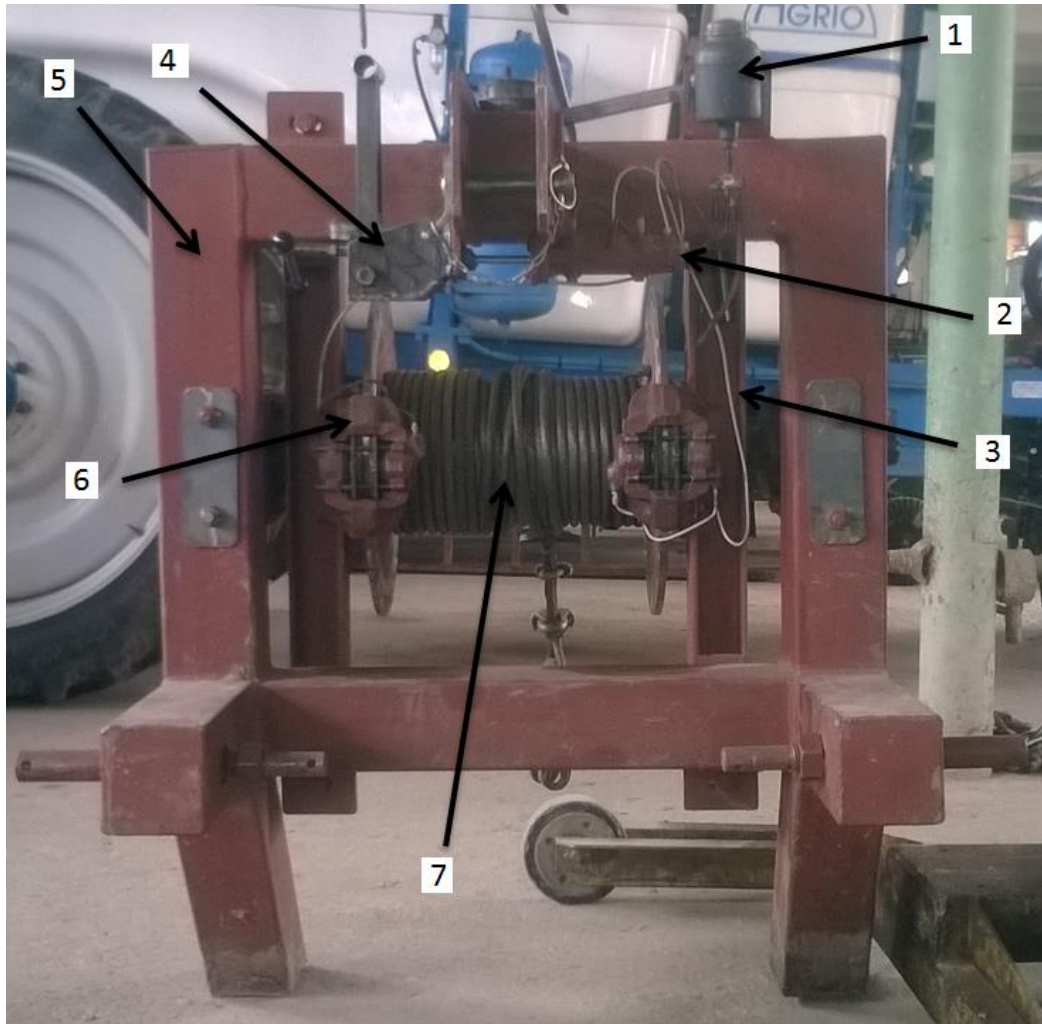


Obrázek 5.2 Řez brzdového třmenu

1 – Pružný gumový prstenec, 2 – Manžeta pístu, 3 – Brzdový třmen, 4 – Šroub,
5 – Brzdový váleček, 6 – Obložení, 7 – Brzdový kotouč.

8. Rám brzdového zařízení

Konstrukce brzdového zařízení je zhotovena z uzavřeného profilu jablek čtvercový 120 x 120 x 0,5 a jakosti S235JR. Následně opatřen nátěrem.



Obrázek 5.3 Schéma brzdového zařízení

(Foto: autor)

1 – Nádržka na brzdovou kapalinu, 2 – Hlavní brzdový válec, 3 – Brzdová trubička, 4 – Nastavovací šroub, 5 – Rám brzdového zařízení, 6 – Brzdový třmen, 7 – Buben s lanem.



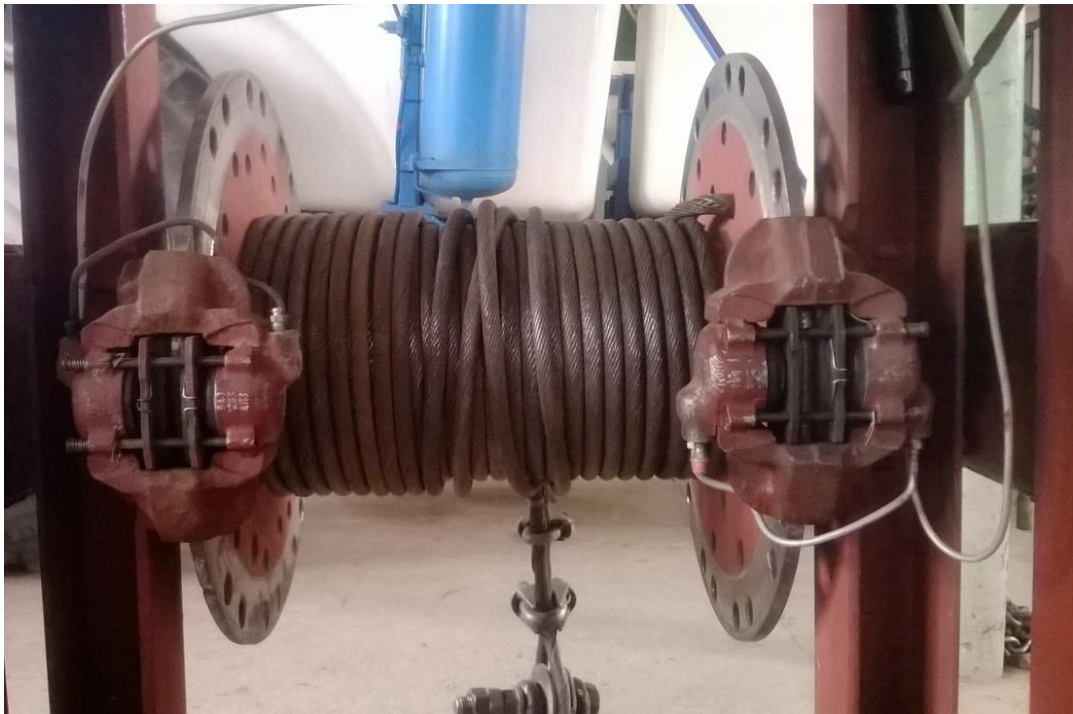
Obrázek 5.4 Boční pohled

(Foto: autor)



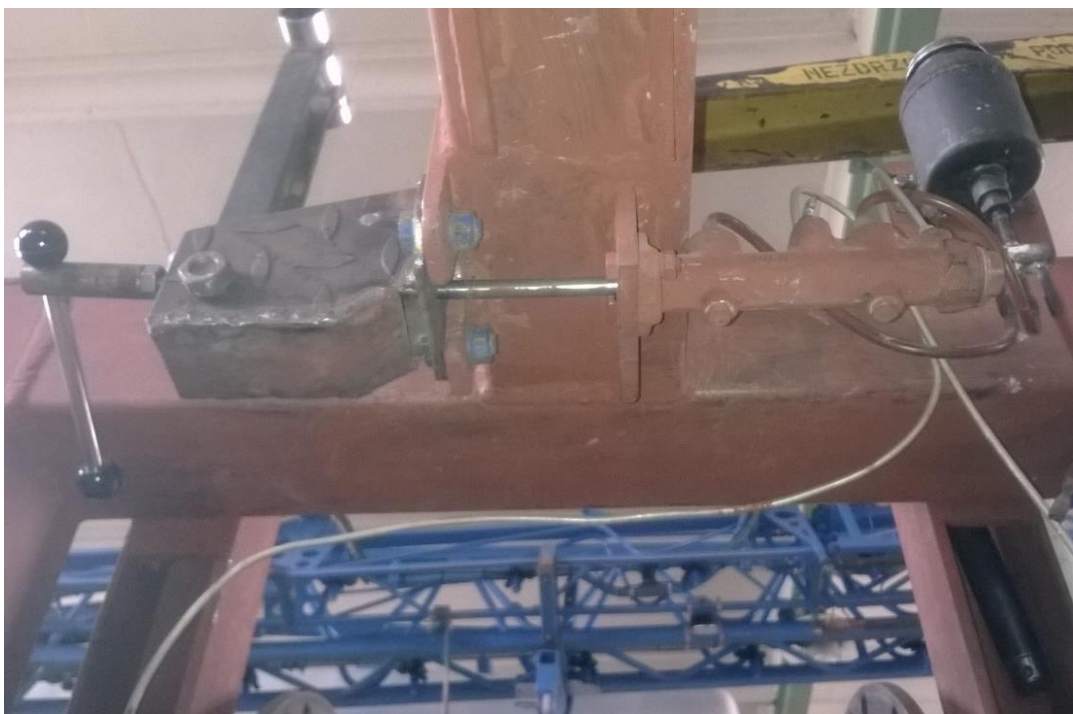
Obrázek 5.5 Přední pohled

(Foto: autor)



Obrázek 5.6 Detail brzdového segmentu

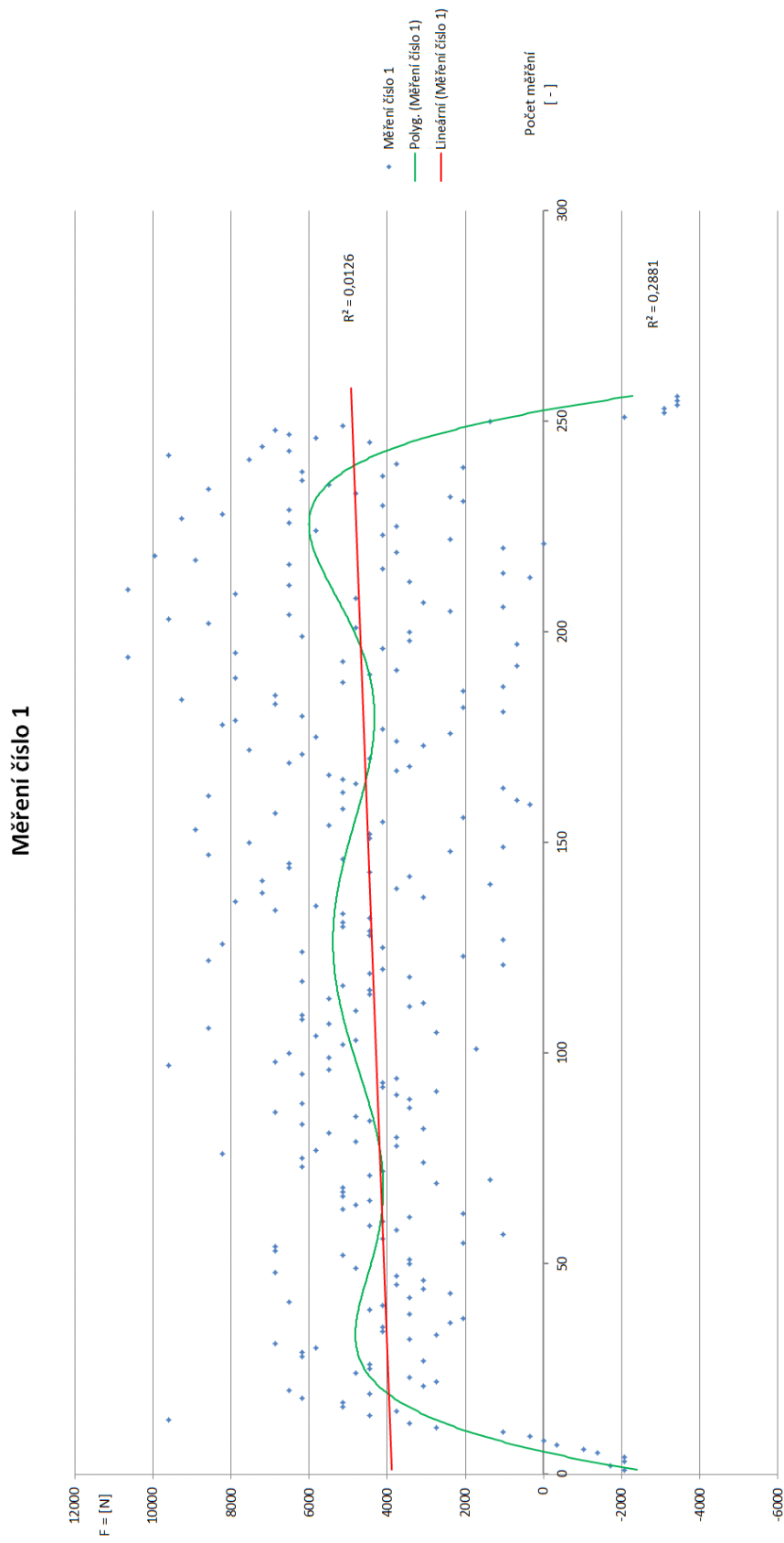
(Foto: autor)



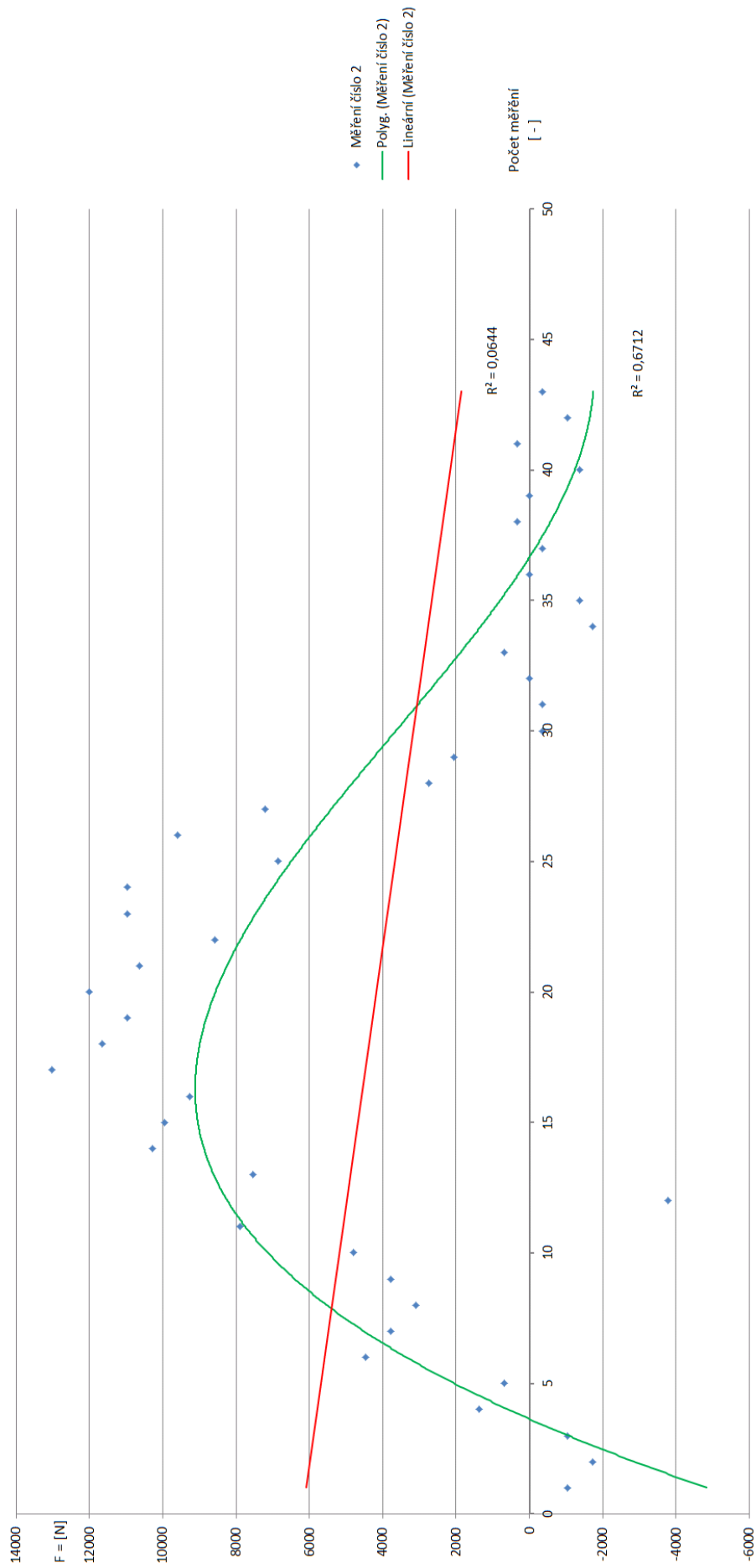
Obrázek 5.7 Detail nastavovacího segmentu

(Foto: autor)

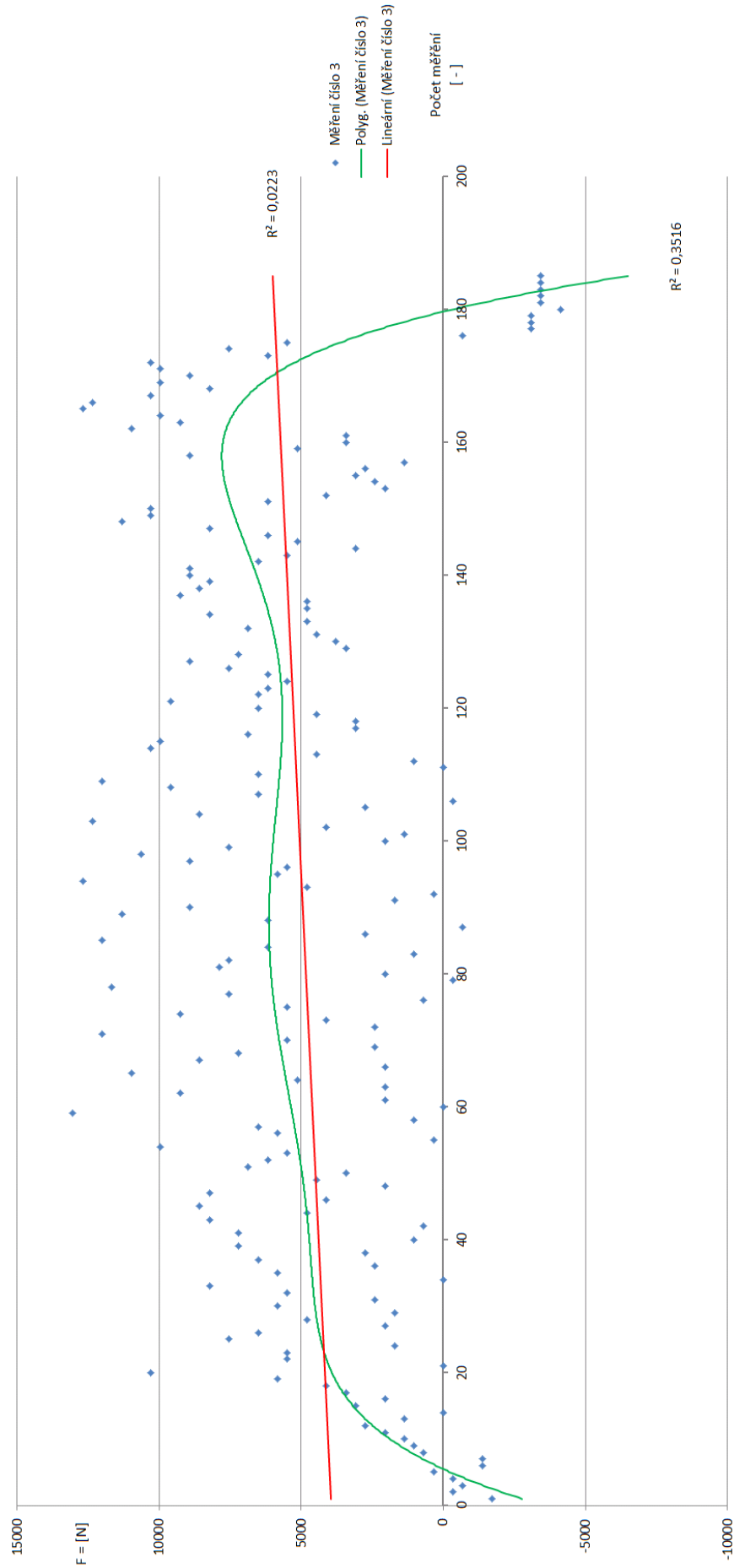
6 Naměřené hodnoty



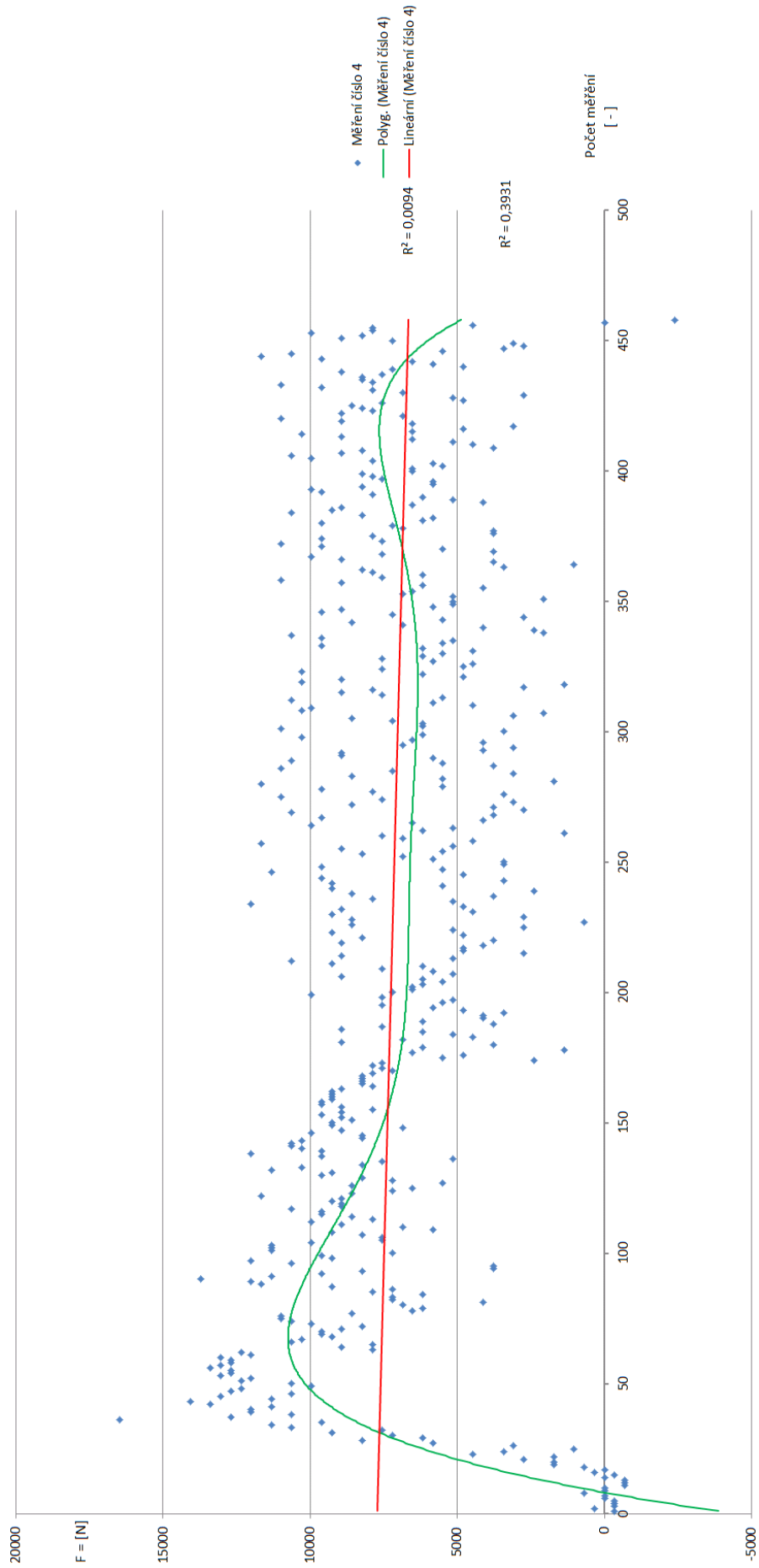
Měření číslo 2



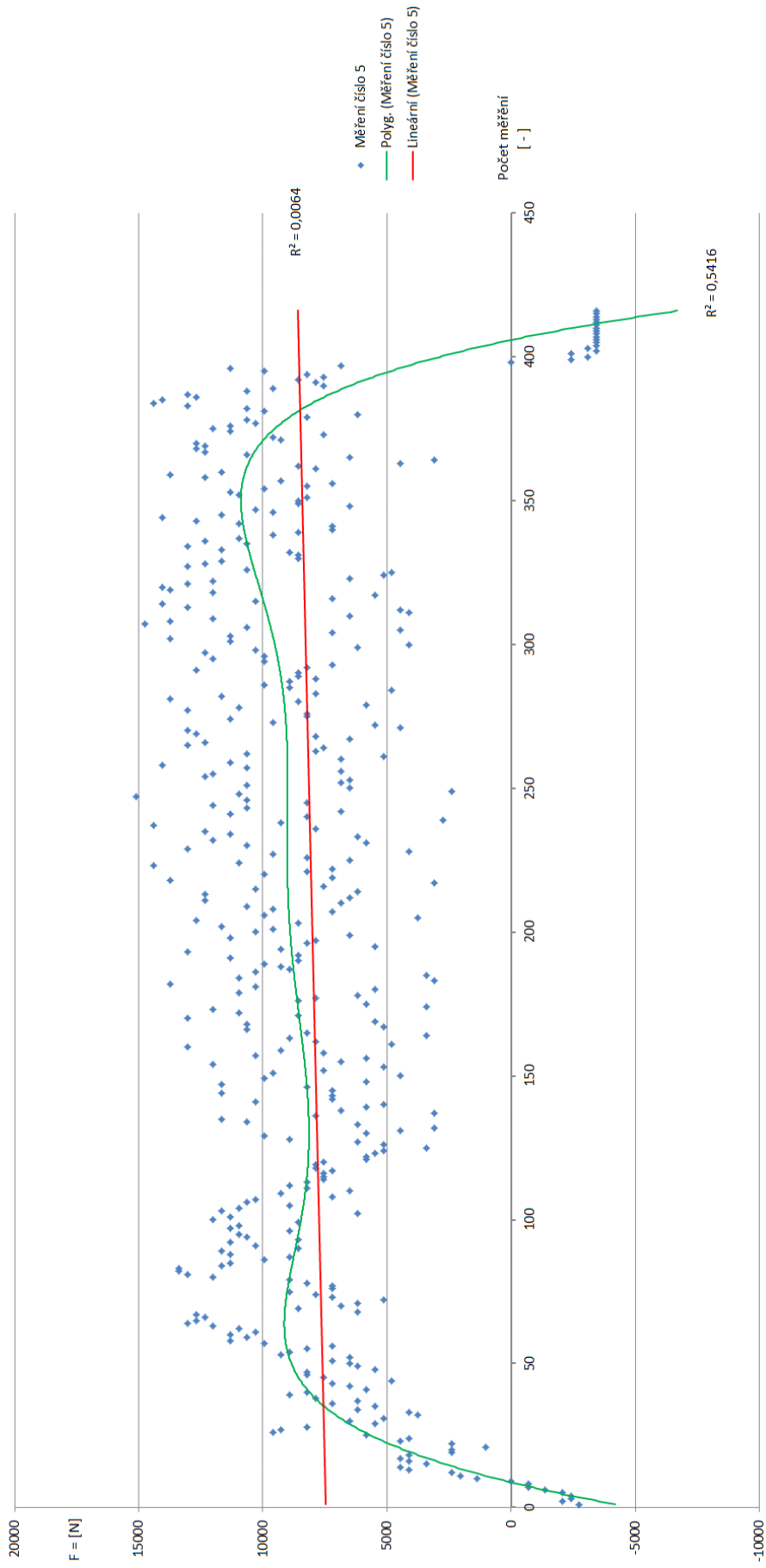
Měření číslo 3



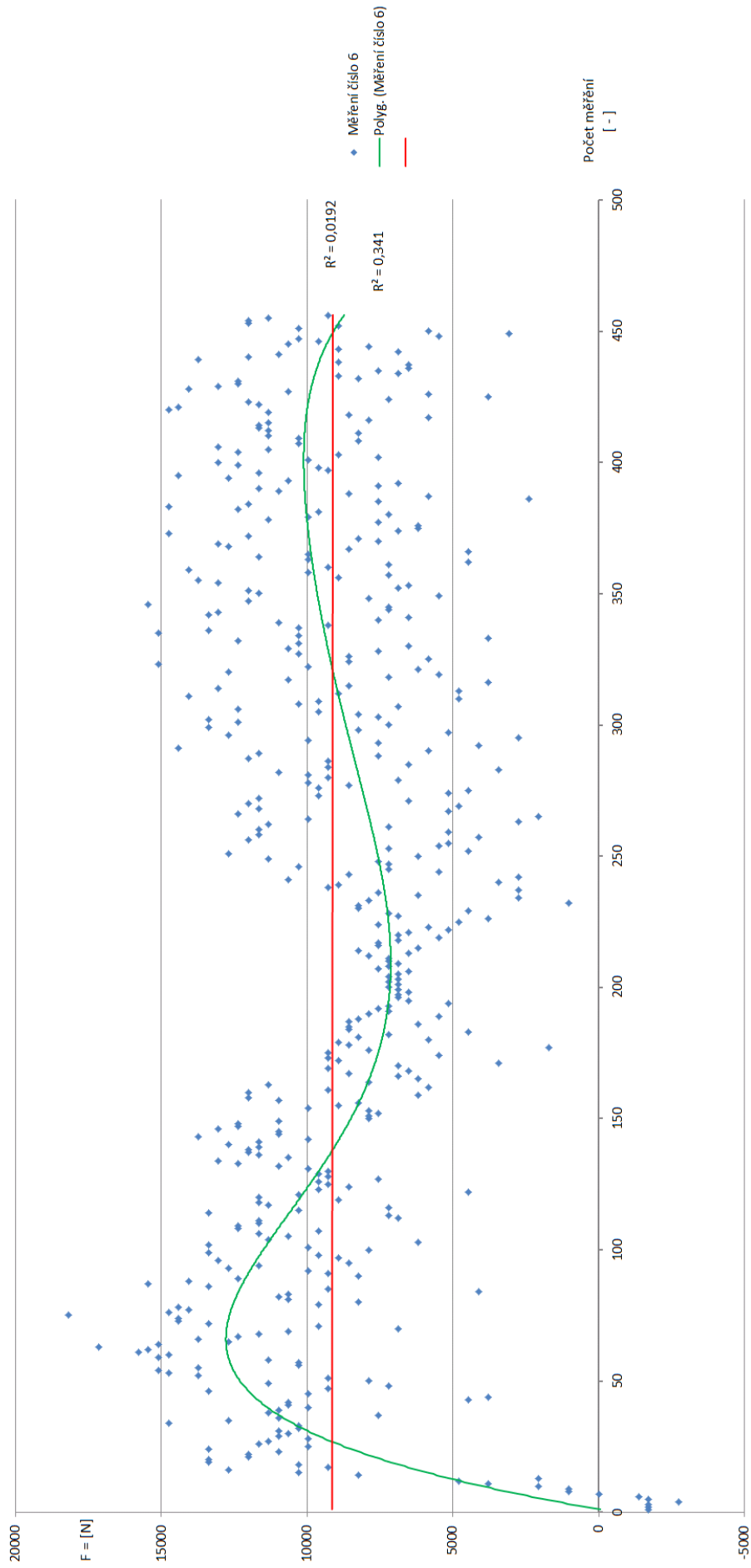
Měření číslo 4



Měření číslo 5



Měření číslo 6



7 Vyhodnocení naměřených hodnot

Data získaná měřením slouží k sestavení tahové charakteristiky a k porovnání naměřených hodnot mezi sebou. Během měření docházelo k řadě chyb:

- a) Nerovnoměrné odvíjení lana – způsobovalo velký rozptyl naměřených hodnot. Dané problémy byly zapříčiněny nedostatečnou styčnou plochou bubnu a brzdového obložení.
- b) Dotahování mezizávitů lana – mělo za následek nerovnoměrné napínání a navíjení lana na buben. To v konečném důsledku zapříčinilo, že při prováděné zkoušce tažení traktoru tímto zařízením docházelo k výraznému ovlivnění výsledků měření.

8 Navrhované zlepšení brzdového zařízení

- a) Nerovnoměrné odvíjení lana – odstranění způsobeného problému by bylo možné řešit prohloubením stávajícího brzdového třmenu a tím způsobit lepší zapuštění brzdového třmene do těla bubnu, jenž by napomohlo ke zvětšení styčných ploch. Dalším řešením je výměna stávajícího brzdového třmene za větší.
- b) Dotahování mezizávitů lana – lze řešit prodloužením šířky bubnu a tím bude možné navíjet lano pouze v jedné řadě. Dalším zlepšením navrhuji nainstalování malého hydromotoru k rovnoměrnějšímu navíjení lana, které by bylo automaticky napínáno od zkušebního traktoru a tím se zlepší dotahování lana na buben. Malý hydromotor by byl spojen přes spojku s hřídelí bubnu a ovládán pomocí hydraulického systému brzdového traktoru.
- c) Nainstalování mechanického zařízení řádkování lana, které by zaručovalo přesné a rovnoměrné navíjení lana na buben a tím odstranění předešlého problému. Obdobná zařízení se používají u standardních navijáků.

9 Závěr

Cílem bakalářské práce je navržení vhodného brzdného zařízení na simulaci zátěže při tahových zkouškách traktorů a jejich chování na rovině a jízdě po vrstevnici. Zařízení má nahradit tažené brzdné vozidlo a tím zjednodušit celý průběh zkoušek. Předpokládaný výkon zkoušených traktorů do 80 kW.

Práce se soustředila na posouzení a navržení zařízení pro simulaci zátěže při tahových zkouškách mobilních energetických prostředků bez použití tažného brzdného vozidla při měření.

Velká část této práce je tvořena teoretickým rozborem a znalostmi, které se zabývají zadanou problematikou a dohromady tvoří celek odborných informací, který lze uplatnit v praxi.

Nové navrhované konstrukční řešení není příliš složité, a tudíž snadno aplikovatelné pro zlepšení měření a vyhodnocení naměřených hodnot, jenž by nám zpřehlednily průběh tahové charakteristiky.

Na závěr si dovoluji konstatovat, že tahové vlastnosti traktorů budou do budoucna velmi významným parametrem pro porovnání práce jednotlivých traktorů.

10 Seznam použité literatury

1. SVATOŠ, Josef a Josef FROLÍK. Základy zemědělské techniky I. 1. vyd. V Českých Budějovicích: Jihočeská univerzita, Zemědělská fakulta, 2000. ISBN 80-704-0464-7.
2. FROLÍK, Josef a Josef FROLÍK. Základy zemědělské techniky II. 1. vyd. České Budějovice: Jihočeská univerzita, 1997, 209 s. ISBN 80-704-0243-1.
3. SVATOŠ, Josef a Josef FROLÍK. Základy zemědělské techniky - laboratorní úlohy. 1. vyd. České Budějovice: Jihočeská univerzita, Zemědělská fakulta, 2002, 209 s. ISBN 80-704-0553-8.
4. BAUER, F., SEDLÁK P., ČUPERA J., POLCAR A., FAJMAN M., ŠMERDA T., KATREŇČÍK J., 2013: Traktory a jejich využití. 2. vyd. Praha: Profi Press, 224 s., ISBN 978-80-86726-52-6.
5. VLK, František, Pavel SEDLÁK a Tomáš ŠMERDA. Zkoušení a diagnostika motorových vozidel. 1. vyd. Brno: Vlk, 2001, 576 s. ISBN 80-238-6573-0.
6. PEXA, M. Možnosti uplatnění dynamických měření při diagnostice motorových vozidel. [s.l.], 2005. 63s s. Dizertační práce. Česká zemědělská univerzita v Praze Technická fakulta Katedra jakosti a spolehlivosti strojů. Dostupné z WWW:<http://tf.czu.cz/~PEXA/Publikace/Disertacni_prace.pdf> „staženo dne: 03.02. 2014“
7. GREČENKO, Alexandr. Vlastnosti terénních vozidel. 1. vyd. Praha: Vysoká škola zemědělská, 1994, 118 s. ISBN 978-802-1301-900.
8. Trh s traktory v ČR. In: [online]. [cit. 2014-04-10]. Dostupné z: http://www.fastrac.cz/cms/index.php?option=com_content&view=article&id=34:trh-s-traktory-v-r&catid=2:kat1

11 Seznam obrázků

- Obrázek 2.1 Měření tahové charakteristiky traktoru na pozemku
- Obrázek 2.2 Souprava pro měření tahové charakteristiky traktoru
- Obrázek 2.3 Způsob provedení tahové zkoušky na poli
- Obrázek 2.4 Systém měření UTZ 1 a UTZ 2
- Obrázek 2.5 Schéma válcového dynamometru pro měření tahových vlastností traktorů
- Obrázek 2.6 Traktor Zetor na válcovém dynamometru v laboratoři MENDELU v Brně
- Obrázek 2.7 Blokované schéma zkušebního procesu
- Obrázek 2.8 Tahová charakteristika traktoru
- Obrázek 2.9 Vliv převýšení točivého momentu motoru na velikost ztrátových ploch
- Obrázek 2.10 Vztah mezi výkonem motoru a tahovým výkonem
- Obrázek 2.11 Bilance výkonu na jeden převodový stupeň
- Obrázek 3.1 Příčná stabilita
- Obrázek 3.2 Silové a rozměrové schéma táhnoucího traktoru
- Obrázek 3.3 Silové a rozměrové schéma táhnoucího traktoru na svahu
- Obrázek 3.4 Pohyb traktoru po vrstevnici
- Obrázek 3.5 Různé konstrukce podvozku
- Obrázek 3.6 Silové a rozměrové schéma traktoru s pevnou přední nápravou pohybující se na svahu po vrstevnici
- Obrázek 3.7 Schéma stability traktoru s výkyvnou přední nápravou pohybující se na svahu po vrstevnici
- Obrázek 3.8 Traktor na svahu v obecné rovině
- Obrázek 4.1 Digitální převodník
- Obrázek 4.2 Počítač pro ukládání naměřených dat
- Obrázek 5.1 Konstrukce brzdového válce
- Obrázek 5.2 Řez brzdového třmenu
- Obrázek 5.3 Schéma brzdového zařízení
- Obrázek 5.4 Boční pohled
- Obrázek 5.5 Přední pohled
- Obrázek 5.6 Detail brzdového segmentu
- Obrázek 5.7 Detail nastavovacího segmentu

12 Seznam tabulek

Tabulka 1.1 Registrace traktorů na českém trhu