

JIHOČESKÁ UNIVERZITA V ČESKÝCH BUDĚJOVICÍCH
ZEMĚDĚLSKÁ FAKULTA

Studijní program: B 4131 Zemědělství

Studijní obor: Zemědělská technika, obchod, servis a služby

Katedra: Zemědělské techniky

Vedoucí katedry: doc. Ing. Antonín Jelínek, CSc.

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Simulace zatížení při tahových zkouškách traktorů

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Josef Frolík, CSc.

Autor práce: Petr Kahoun

Ročník: 3.

České Budějovice, duben 2011

JIHOČESKÁ UNIVERZITA V ČESKÝCH BUDĚJOVICÍCH
Zemědělská fakulta
Akademický rok: 2009/2010

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: Petr KAHOUN
Osobní číslo: Z08102
Studijní program: B4131 Zemědělství
Studijní obor: Zemědělská technika, obchod, servis a služby
Název tématu: Simulace zatížení při tahových zkouškách traktorů.
Zadávající 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 :

Cílem práce je posoudit a navrhnout zařízení pro simulaci zátěže při tahových zkouškách mobilních energetických prostředků bez nutnosti tažení brzdného vozidla při práci na rovině i při jízdě po vrstevnici.

1. Zpracujte přehled současných metod provádění tahových zkoušek traktorů.
2. Povedte teoretický rozbor přenosu výkonu motoru na pojezdová kola traktoru.
3. Problematika pohybu traktoru při jízdě po svažitém pozemku.
4. Návrh zařízení pro simulaci zátěže na bázi brzděného navijáku.
5. Provedení informativních měření v terénu.
6. Vyhodnocení naměřených hodnot a posouzení vhodnosti metody.

Rozsah grafických prací: dle potřeby
Rozsah pracovní zprávy: 40 stran
Forma zpracování bakalářské práce: tištěná

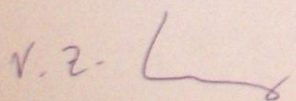
Seznam odborné literatury:

Svatoš, J., Frolík, J.: Základy zemědělské techniky- laboratorní úlohy. JU České Budějovice, 2002. ISBN 80-7040-553-8;
Vlk, F.: Zkoušení a diagnostika motorových vozidel. Vlastním nákladem, Brno, 2002;
ČSN 470125.


Vedoucí bakalářské práce: Ing. Josef Frolík, CSc.
Katedra zemědělské dopravní a manipulační techniky

Datum zadání bakalářské práce: 19. února 2010

Termín odevzdání bakalářské práce: 15. dubna 2011


prof. Ing. Milošav Šoch, CSc.
děkan

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


doc. Ing. Antonín Jělněk, CSc.
vedoucí katedry

V Českých Budějovicích dne 12. března 2010

Prohlášení:

Prohlašuji, že jsem svoji bakalářskou práci na téma: „Simulace zatížení při tahových zkouškách traktorů“ vypracoval samostatně s použitím pramenů a literatury uvedených v seznamu citované literatury.

Prohlašuji, že v souladu s § 47b zákona č. 111/1998 Sb. v platném znění, souhlasím se zveřejněním své bakalářské práce, a to v nezkrácené podobě (v úpravě vzniklé vypuštěním vyznačených částí archivovaných Zemědělskou fakultou JU) elektronickou cestou ve veřejně přístupné části databáze STAG provozované Jihočeskou univerzitou v Českých Budějovicích na jejích internetových stránkách.

V Českých Budějovicích 15. dubna 2011

.....
Petr Kahoun

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

Kahoun P., 2011: 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, teoretikou přenosu výkonu motoru na pojezdová kola a problematikou pohybu traktoru při jízdě po svažitém pozemku. Praktická část se zabývá návrhem zařízení pro simulaci zátěže na bázi brzděného navijáku a posouzením vhodnosti této metody.

Klíčová slova

Tahová zkouška, tahová charakteristika, tahová síla, výkon, mobilní energetické prostředky, simulace zátěže.

Abstract

Kahoun P., 2011: Simulation of load in the tensile tests of tractors. Thesis. University of South Bohemia in the Czech Budejovice, Faculty of Agriculture, Department of Agricultural Engineering and Services.

Anotation

The paper deals with tensile testing of tractors and their methods. The theoretical part contains an overview of current methods of performing tensile tests, heorists transfer power to the caster and the issue of movement of the tractor whiledriving on sloping land. The practical part deals with design of equipment to simulate load based on a brakedwinch and the evaluation of this method.

Keywords

Tensile test, tensile characteristics, tensile strength, power, mobile power equipment, load simulation.

Obsah

1. Úvod.....	8
2. Přehled současných metod provádění tahových zkoušek traktorů.....	9
2.1. Současné metody tahových zkoušek a jejich měření	9
2.2. Měření výkonu na válcových dynamometrech	17
2.3. Podmínky provádění zkoušek	18
2.4. Princip měření	19
2.5. Chyby měření	19
2.6. Vyhodnocení tahových zkoušek	20
2.7. Tahová charakteristika	20
3. Teoretický rozbor přenosu výkonu motoru na pojezdová kola traktoru	26
3.1. Výkonová bilance (Bauer, 2006)	26
3.2. Efektivní výkon motoru	28
3.3. Tahový výkon.....	29
3.4. Tahová účinnost	29
3.5. Výkon přenášený vývodovým hřídelem	30
3.6. Výkon hydrogenerátoru	31
3.7. Výkon ztracený v převodovém ústrojí	31
3.8. Výkon ztracený prokluzem	33
3.9. Výkon ztracený valením	34
3.10. Výkon potřebný na překonání svahu.....	35
3.11. Výkon potřebný na překonání odporu vzduchu	36
4. Problematika pohybu traktoru při jízdě po svažitém pozemku.....	38
4.1. Koncepční řešení strojů pro svahy	38
4.2. Stabilita traktoru na svahu.....	39
4.3. Teorie měření	42
4.4 Bezpečnost práce na svazích.....	44
5. Návrh zařízení pro simulaci zátěže na bázi brzděného navijáku	45
6. Posouzení vhodnosti metody	55
7. Závěr	56
8. Seznam použité literatury.....	57
9. Seznam obrázků	58

1. Úvod

Traktor je i nadále pro zemědělství jedním z hlavních mobilních energetických prostředků. To dokazuje skutečnost, že v současné době je jich na celém světě v zemědělství kolem 15 milionů, z toho v naší republice přibližně 80 000 traktorů v různých výkonových třídách.

(Frolík, Svatoš, 1997)

Hlavním posláním traktoru v zemědělské výrobě jsou tahové práce včetně dopravy různých nákladů. Univerzální traktor je v současné době celosvětově nepostradatelným mobilním energetickým prostředkem pro zemědělské farmy. Zejména pro malé a středních farmy. Na velkých farmách a u kontraktorů (práce na smlouvu) se za určitých podmínek prosadí ekonomičtější, výkonnější jednoúčelové samojízdné, respektive systémové pracovní stroje. Většina expertů usuzuje, že nové mechanizační prostředky včetně traktorů budou komfortnější pro obsluhu, výkonnější, ale i energeticky úspornější a provozně spolehlivější.

(Svatoš, Frolík, 2000)

Světový trh i vývoj traktorů je stále více ovládán velkými výrobci. Z celkového obchodního obrátu na úseku traktorů a zemědělské techniky připadá na firmu JOHN DEERE podíl 27 %, na NEW HOLLAND 16 %, na CASE 14 %. Na všechny ostatní firmy zbývá 43 %. Pokud jde o traktory, připadají na tyto uvedené výrobce čtyři pětiny evropského trhu. V traktorech se rozšiřuje nabídka o speciální traktory včetně pásových traktorů i když převažují univerzální typy traktorů. Zvyšuje se střední výkon traktorů a to na hodnoty ve Velké Británii 89,6 kW, ve Francii 61,6 kW. Podíl traktorů do 59 kW se zmenšuje, zatímco podíl traktorů o výkonu nad 59 kW se zvyšuje. V ČR převládá výkonová třída v rozsahu 31 – 60 kW. Ale z hlediska stáří traktorů do 4 let je nejvíce zastoupena skupina nad 120 kW, tzn. že se zemědělci v ČR nyní zaměřují na nákup traktorů vyšších výkonových tříd. Tato třída udává současný technický stav traktorů.

(Svatoš, Frolík, 2000)

2. Přehled současných metod provádění tahových zkoušek traktorů

Traktor je energetický prostředek, který je určený především pro tahové práce. Tahové vlastnosti traktoru jsou pro jeho provoz velmi důležité. Ucelený přehled o tahových vlastnostech traktoru dává tahová charakteristika. To je grafické vyjádření průběhu tahového výkonu P_t , prokluzu kol δ , měrné tahové spotřeby paliva m_{pt} , popř. dalších parametrů v závislosti na tahové síle F_t . Pokud chceme posoudit tahové vlastnosti komplexně, nevystačíme pouze s parametry jako tahová síla, tahový výkon, spotřeba paliva, apod. zjištěnými při jednom režimu práce traktoru. Pro objektivní posouzení energetického prostředku je nutné znát vzájemné vztahy těchto jednotlivých činitelů v celém rozsahu pracovních režimů.

(Bauer, 2006)

2.1. Současné metody tahových zkoušek a jejich měření

Zkoušky tahových vlastností traktorů se provádí podle metodik OECD Code 1 a 2, postup tahových zkoušek obsahují normy ČSN ISO789-9 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 pohybujícího se traktoru silou, působící na přípojovací zařízení. Pro vyvození brzděné síly se používá zatěžovací vozidlo viz obr. 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 použít také jiný traktor obr. 2.1.. Standardní tahové zkoušky se provádí při ustáleném režimu činnosti motoru. Na výsledky 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 ISO789-7.

Tahové vlastnosti se zjišťují buď při ustálených režimech práce měřeného vozidla při tzv. standardních tahových zkouškách, nebo s plynulou změnou zatížení zkoušeného vozidla při tzv. urychlených tahových zkouškách.

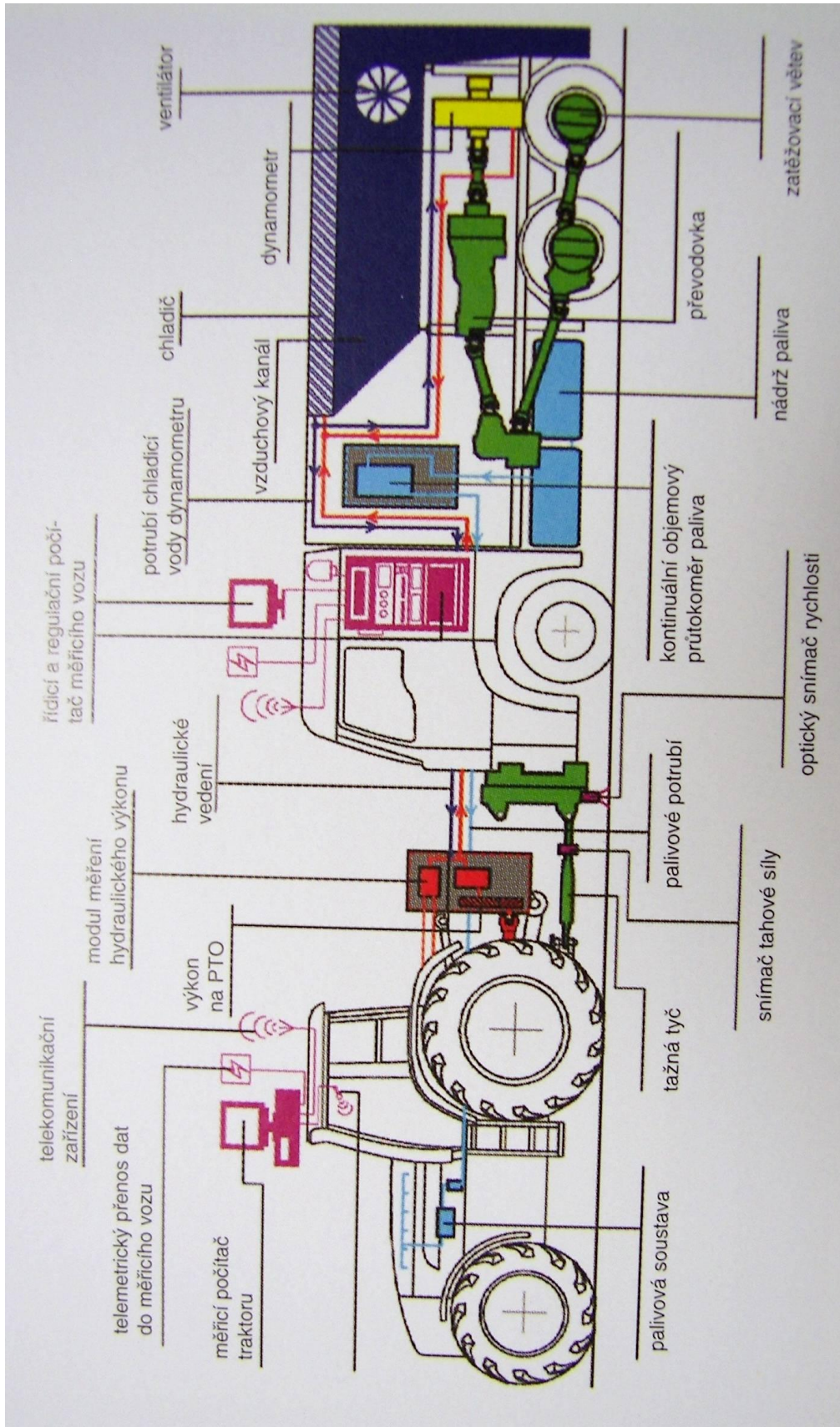
(Bauer, 2006)



Obr. 2.1. Měření tahové charakteristiky traktoru na strništi

(Bauer, 2006)

U zkoušek prováděných v terénu je nutné naměřené údaje korigovat setrvačnými účinky od posuvných a rotačních hmot. Tato korekce u zkoušek prováděných ve zkušebnách odpadá, měření a zpracování výsledků a modelování tahových vlastností traktorů si dnes již nelze představit bez použití počítačové techniky.



Obr. 2.2. Souprava pro měření tahové charakteristiky traktoru

(Bauer, 2006)

Standardní tahové zkoušky

Standardní tahovou zkoušku je možno provádět na zkušební vozovce, ale zpravidla se měří na poli, tedy při podmínkách, ve kterých daný traktor pracuje.

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

$$P_t = F_{tx} \cdot v \quad (2.1.)$$

- 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.

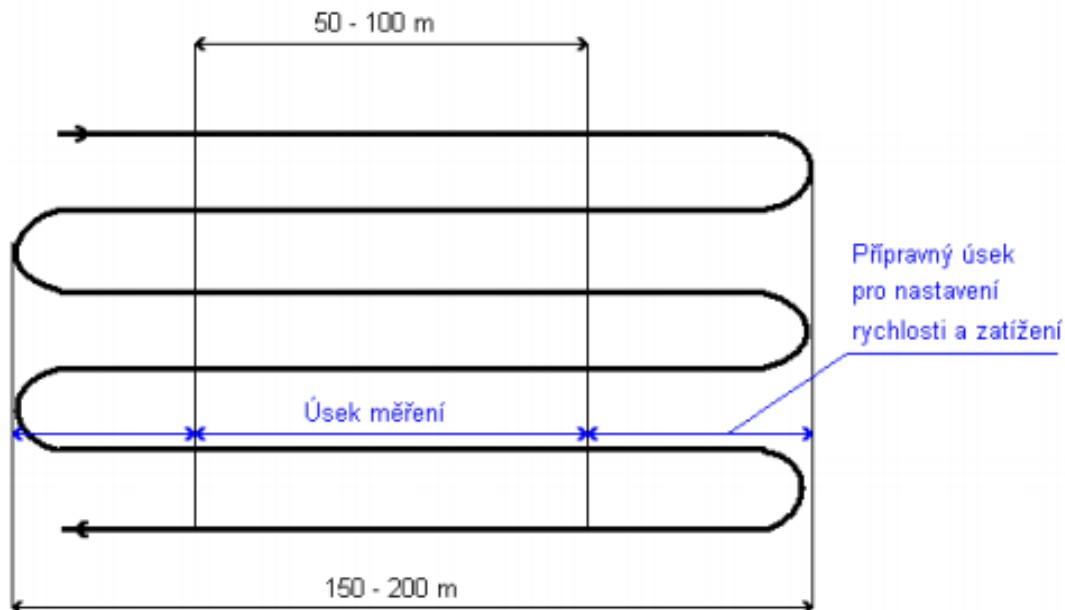
- Měření prokluzu

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.

- 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 Q se určí hodinová spotřeba paliva v $g \cdot h^{-1}$, popřípadě měrná spotřeba paliva v $g \cdot kWh^{-1}$.

(Pexa, 2005)



Obr. 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 navrženy urychlené tahové zkoušky, které uspoří asi polovinu času a potřebují asi 10 krát méně prostoru. Urychlené tahové zkoušky (UTZ) 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 F_{tx} , úhlová rychlost hnacích kol zkoušeného vozu ω_h , úhlová rychlost měřícího kola ω_m (měřícím kolem je motocyklové kolo, které se volně otáčí a je na něm snímač úhlové rychlosti) a hodinová spotřeba paliva 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 .

$$v_{sk} = r_m \cdot \omega_m \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (2.1.)$$

2. Teoretická rychlost

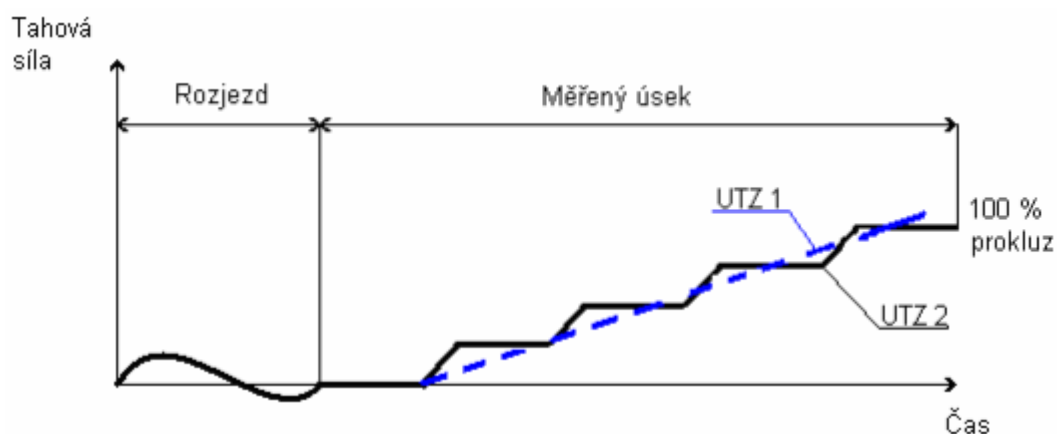
Teoretická rychlost traktoru v_t je rovna součinu poloměru kola měřeného traktoru r_h a jeho úhlové rychlosti ω_h .

$$v_t = r_h \cdot \omega_h \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (2.2.)$$

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.

(Pexa, 2005)



Obr. 2.4. Systém měření UTZ 1 a UTZ 2

(Pexa, 2005)

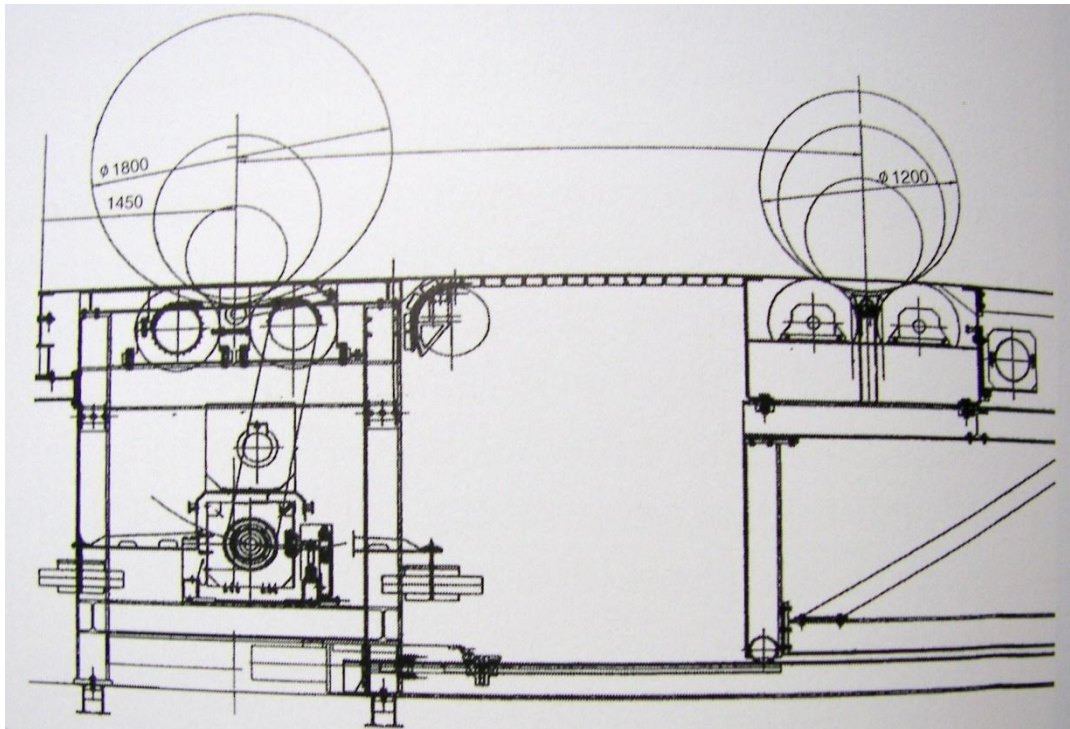
Měření tahových vlastností v laboratorních podmínkách na válcových dynamometrech se pro nesporné výhody používají stále častěji. V současné době se

můžeme setkat s moderními válcovými zkušebnami (obr. 2.5. a obr. 2.6.), které jsou charakterizovány těmito znaky:

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

(Bauer, 2006)

I přes vysokou investiční náročnost měřícího zařízení je měření ve zkušebnách výhodné, pro svou opakovatelnost, bez nepříznivých vlivů vnějšího prostředí, 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 (obdoba standardní tahové zkoušky) i při plynulé změně zatížení měřeného vozidla (urychlená tahová zkouška). V některých případech, např. chceme-li měřit 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.



Obr. 2.5. Schéma válcového dynamometru pro měření tahových vlastností traktorů

(Bauer, 2006)



Obr. 2.6. Traktor Zetor na válcovém dynamometru v laboratořích MZLU v Brně

(Bauer, 2006)

Výkon naměřený při tahové zkoušce je nižší o mechanické ztráty v převodech, ztráty valením a prokluzem kol. Při transformaci na tahový výkon na betonové dráze se ztráty pohybují v rozmezí 10 – 18 % a maximální tahová účinnost traktoru se pohybuje v rozsahu 80 – 87 %. Literatura uvádí, že ztráty táhnoucího traktoru jsou asi 30 – 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 dle ČSN 30 0415 a stanoví se podle vzorce:

$$H_{\max} = \frac{0,8 \cdot G_p \cdot L}{F_{t\max}} \quad [mm] \quad (2.4.)$$

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, 2006)

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

$$P = M_k \cdot \omega \quad [W] \quad (2.5.)$$

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 brzdny 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 válcech 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

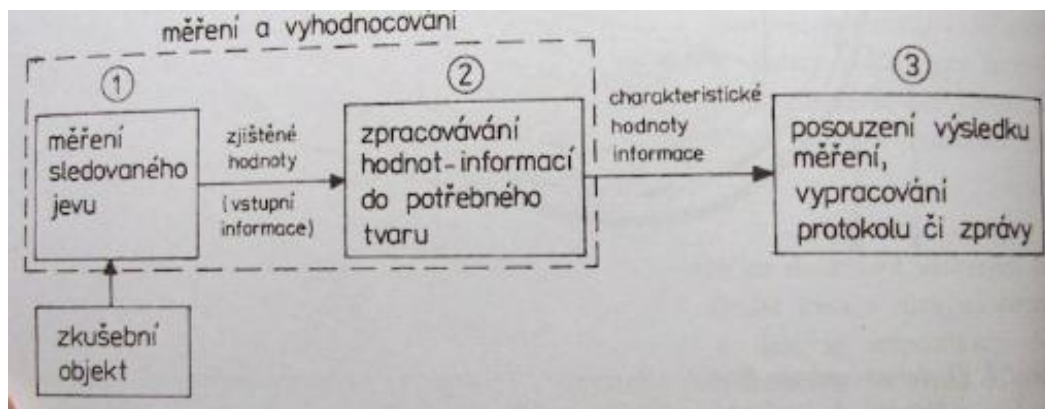
Program provádění zkoušky se sestavuje podle účelu zkoušky a obsahuje zejména zkušební předmět, cíl zkoušky, výčet úkonů, personální zajištění, časový plán a organizační vazby.

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 obr. 2.7. je znázorněno schéma vlastního zkušebního 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 vypravování závěrečné zprávy, blok (3). Tato skladba platí obecně, může však zahrnovat různý stupeň podílu osob, přístrojů a zařízení.



Obr. 2.7. Schéma vlastního zkušebního procesu

(Vlk, 2001)

Při telemetrické metodě (dálkovém měření) se strojním zpracováním je podíl osob pouze při obsluze přístrojů a stroje. Vlastní tok informací jde mimo ně. V tomto případě patří do bloku (1) snímače, měřicí zesilovače, korekce hodnot a přenosová telemetrická cesta a záznamové zařízení. V bloku (2) jsou hodnoty z měřicího zařízení matematicky zpracovány a vytištěny do tabulky nebo grafu.

(Vlk, 2001)

2.5. Chyby měření

Cílem měření je určit hodnotu sledované veličiny. Výsledky měření jsou však nevyhnutelně zatíženy chybami, 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 vysvětleny v příslušné literatuře.

(Vlk, 2001)

2.6. Vyhodnocení tahových zkoušek

Výsledkem tahové zkoušky je tahová charakteristika ve formě grafu.

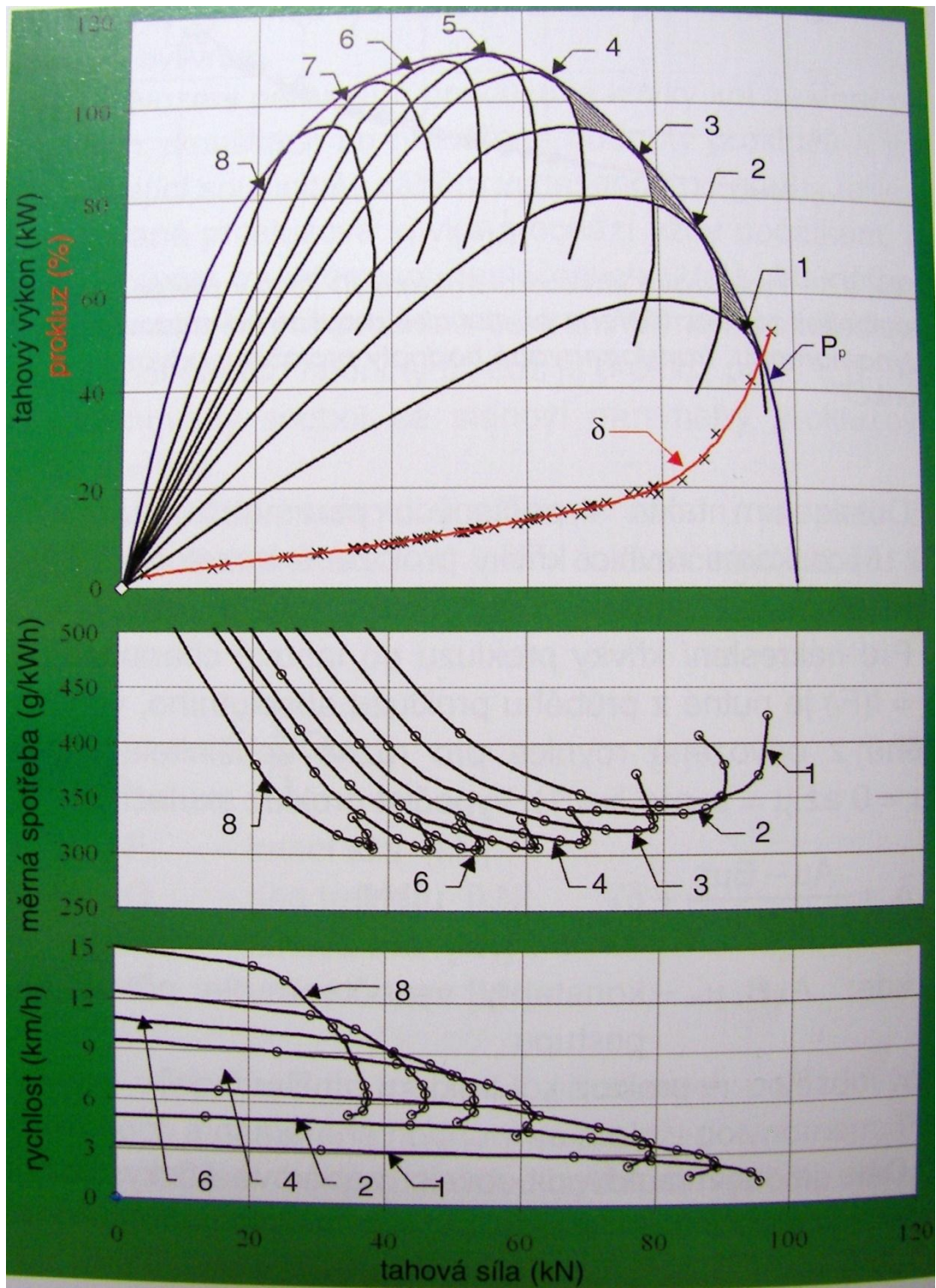
Z naměřených hodnot tahové síly vypočteme:

- 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 traktoru nestačí pouhé zjištění dílčích vlastností. Pokud chceme získat komplexní přehled o tahových vlastnostech traktoru, musíme znát vzájemné vztahy mezi těmito vlastnostmi.

Pro praktické využití je vhodné výsledky tahových zkoušek zobrazit graficky do tzv. tahové charakteristiky. Jedná se o závislost tahového výkonu, měrné spotřeby, paliva, prokluzu kol, rychlosti popř. 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 obr. 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.

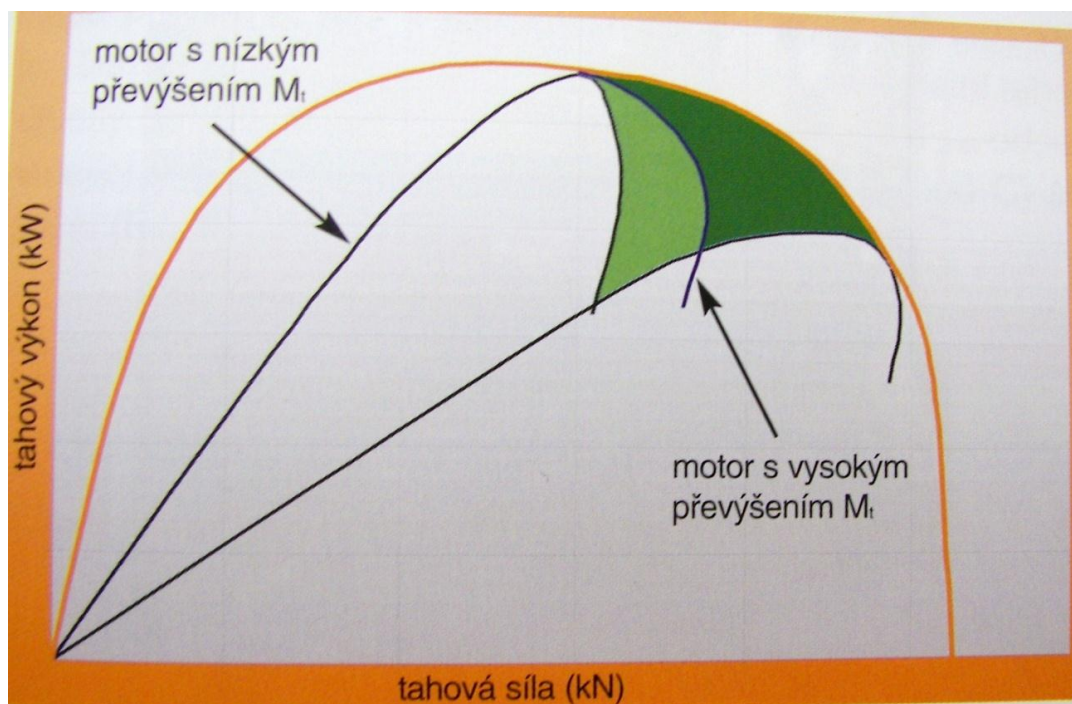


Obr. 2.8. Tahová charakteristika traktoru

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

(Bauer, 2006)

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

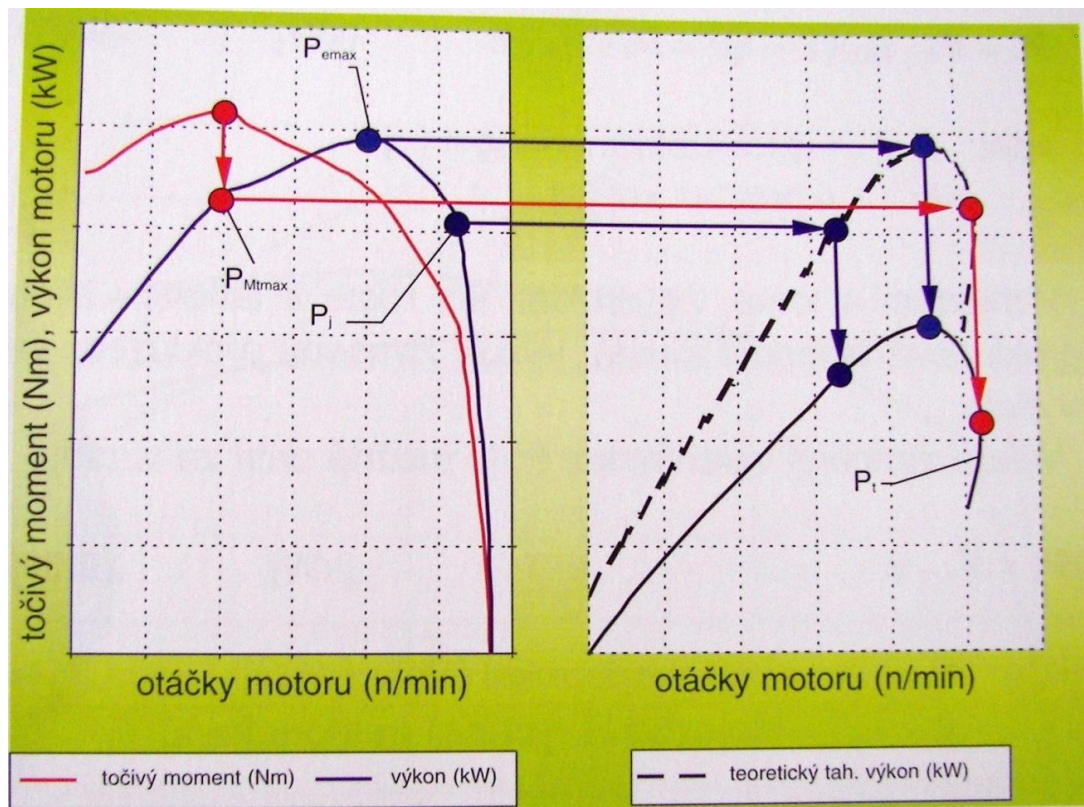


Obr. 2.9. Vliv točivého momentu motoru na velikost ztrátových ploch.

(Bauer, 2006)

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 ukázán v grafu otáčkové a tahové charakteristiky na obr. 2.10.. V levé části grafu je otáčková charakteristika motoru a v pravé tahová charakteristika traktoru na jeden převodový stupeň.

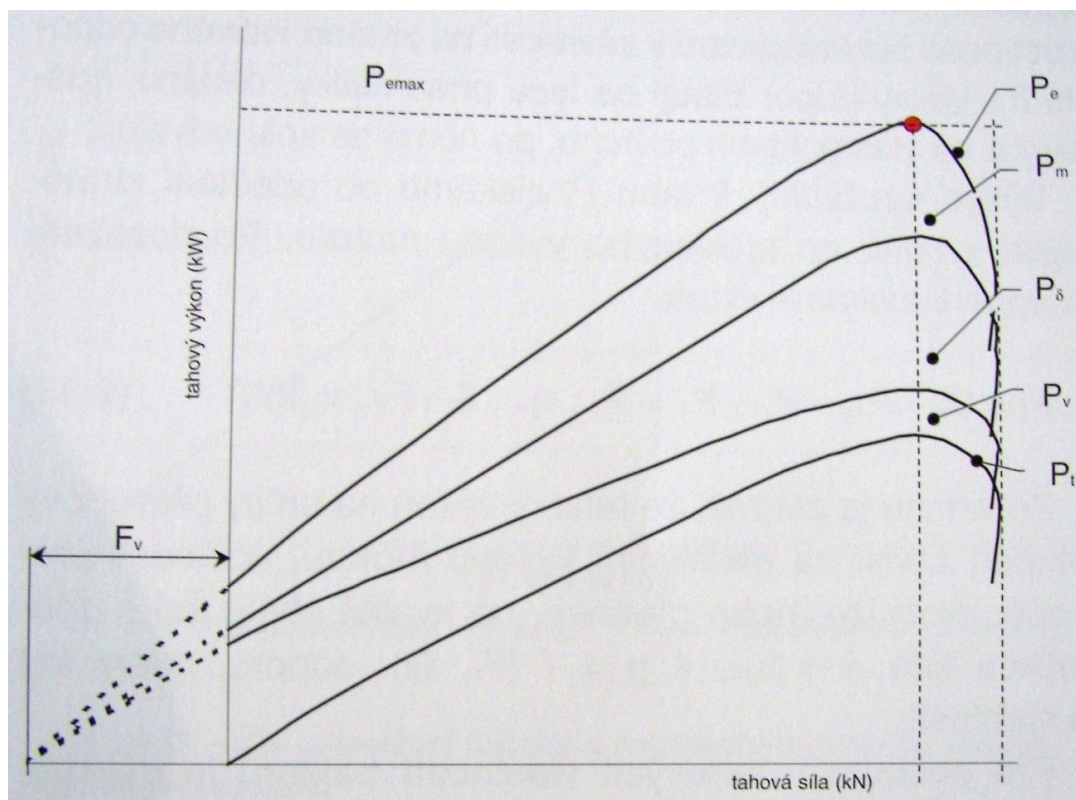
Čárkovaná čára v pravé části grafu vyjadřuje teoretický průběh tahového výkonu, pokud by nevznikaly žádné ztráty při přenosu výkonu od motoru na podložku, po které se traktor pohybuje. Skutečný tahový výkon P_t je vyneseno plnou čarou. Z grafu je patrné, že maximálnímu výkonu motoru odpovídá maximální tahový výkon a největší hodnotě točivého momentu motoru odpovídá maximální tahová síla.



Obr. 2.10. Vztah mezi výkonem motoru a tahovým výkonem

(Bauer, 2006)

V tahové charakteristice je také vyneseno bod odpovídající jmenovitému výkonu. U motorů s nízkým převýšením momentu je jmenovitý výkon totožný s maximálním výkonem. Od bodu, který odpovídá jmenovitému výkonu směrem k vyšším tahovým silám, pracuje motor v zatěžovací větvi otáčkové charakteristiky, směrem k nižším tahovým silám v regulátorové větvi. 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 (obr. 2.11.).



Obr. 2.11. Bilance výkonu na jeden převodový stupeň

(Bauer, 2006)

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 ovládní převodovky, hydrogenerátoru mazání převodů apod.. Výkon ztracený v převodech se stanoví ze vztahu:

$$P_m = P_e \cdot (1 - \eta_m) \quad [kW] \quad (2.6.)$$

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:

$$P_\delta = P_e \cdot \eta_m \cdot \delta \quad [kW] \quad (2.7.)$$

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:

$$P_v = F_v \cdot V \quad [kW] \quad (2.8.)$$

F_v - valivý odpor kol [kN],

V - pojezdová rychlost traktoru [$m \cdot s^{-1}$].

Pojezdová rychlost s rostoucí tahovou silou klesá. Výkon ztracený valením kol s růstem tahové síly může proto klesat, růst nebo být konstantní v závislosti na změně valivého odporu F_v . Valivý odpor závisí na typu pneumatik, dezénu, huštění a na vlastnostech povrchu, po němž se kola odvalují. Výkon využitelný k tahu P_t získáme po odečtení ztrátových výkonů od efektivního výkonu motoru.

Po dosazení a úpravě získáme vztah:

$$P_t = P_e - P_m - P_\delta - P_v \quad [kW] \quad (2.9.)$$

P_e - efektivní výkon motoru [kW],

P_m - výkon ztracený v převodech [kW],

P_δ - výkon ztracený prokluzem kol [kW],

P_v - výkon ztracený valením kol [kW].

Ze vztahu je zřejmé, že tahový výkon na určitý převodový stupeň závisí na efektivním výkonu motoru, účinnosti převodů, kvalitě styku kol s podložkou, odporu valení kol a rychlosti.

3. Teoretický rozbor přenosu výkonu motoru na pojezdová kola traktoru

3.1. Výkonová bilance (Bauer, 2006)

Energie obsažená v palivu se v motoru přeměňuje na mechanickou práci, určenou pro tahové práce traktorů, pro pohon strojů poháněných přes vývodový hřídel, nebo přes vnější okruh hydrauliky traktorů. Efektivní výkon motoru nelze bezzbytku přeměnit na výkon tahový, nebo na výkon přenášený přes vývodový hřídel. Proces této přeměny je doprovázen ztrátami. Část výkonu motoru se zmaří v převodech – mechanické ztráty, část výkonu ve styku pojezdového ústrojí s podložkou – ztráty prokluzem a valením, část vlivem jízdních podmínek – stoupání, zrychlení.

Přehled o rozdělení výkonu motoru na jednotlivé složky (užitečné a ztrátové) je patrný z výkonové bilance traktoru, kterou je možno matematicky vyjádřit vztahem:

$$P_e = \underbrace{P_t + P_{vh} + P_h}_{\text{Užitečné výkony}} + \underbrace{P_m + P_\delta + P_v + P_s + P_w + P_a}_{\text{Ztrátové výkony}} \quad [W] \quad (3.1.)$$

- P_e - efektivní výkon motoru [W],
- P_t - tahový výkon [W],
- P_{vh} - výkon přenášený vývodovým hřídelem [W],
- P_h - výkon hydrogenerátoru [W],
- P_m - výkon ztracený v převodovém ústrojí [W],
- P_δ - výkon ztracený prokluzem [W],
- P_v - výkon ztracený valením [W],
- P_s - výkon potřebný na překonání svahu [W],
- P_w - výkon potřebný na překonání odporu vzduchu [W],
- P_a - výkon potřebný pro zrychlení [W].

Úplná výkonová bilance uvedená ve vztahu platí pro obecný pohyb traktoru, tj. pro jízdu nerovnoměrnou rychlostí do svahu. Při jízdě rovnoměrnou rychlostí odpadá ztrátový výkon P_a , při jízdě po rovině ztrátový výkon P_s . Odpor vzduchu roste se čtvercem rychlosti, ale v rozsahu polních pracovních rychlostí je výkon P_w zanedbatelný. Zjednodušená výkonová bilance pro práci traktoru rovnoměrnou rychlostí na rovině má pak tvar:

$$P_e = P_t + P_m + P_s + P_v \quad [W] \quad (3.2.)$$

Pro práci traktoru je důležitá efektivita přenosu výkonu motoru na užitečný výkon, tj. tahový výkon. Proces této přeměny vyjadřujeme tahovou účinností η_t :

$$\eta_t = \frac{P_t}{P_e} \quad [-] \quad (3.3.)$$

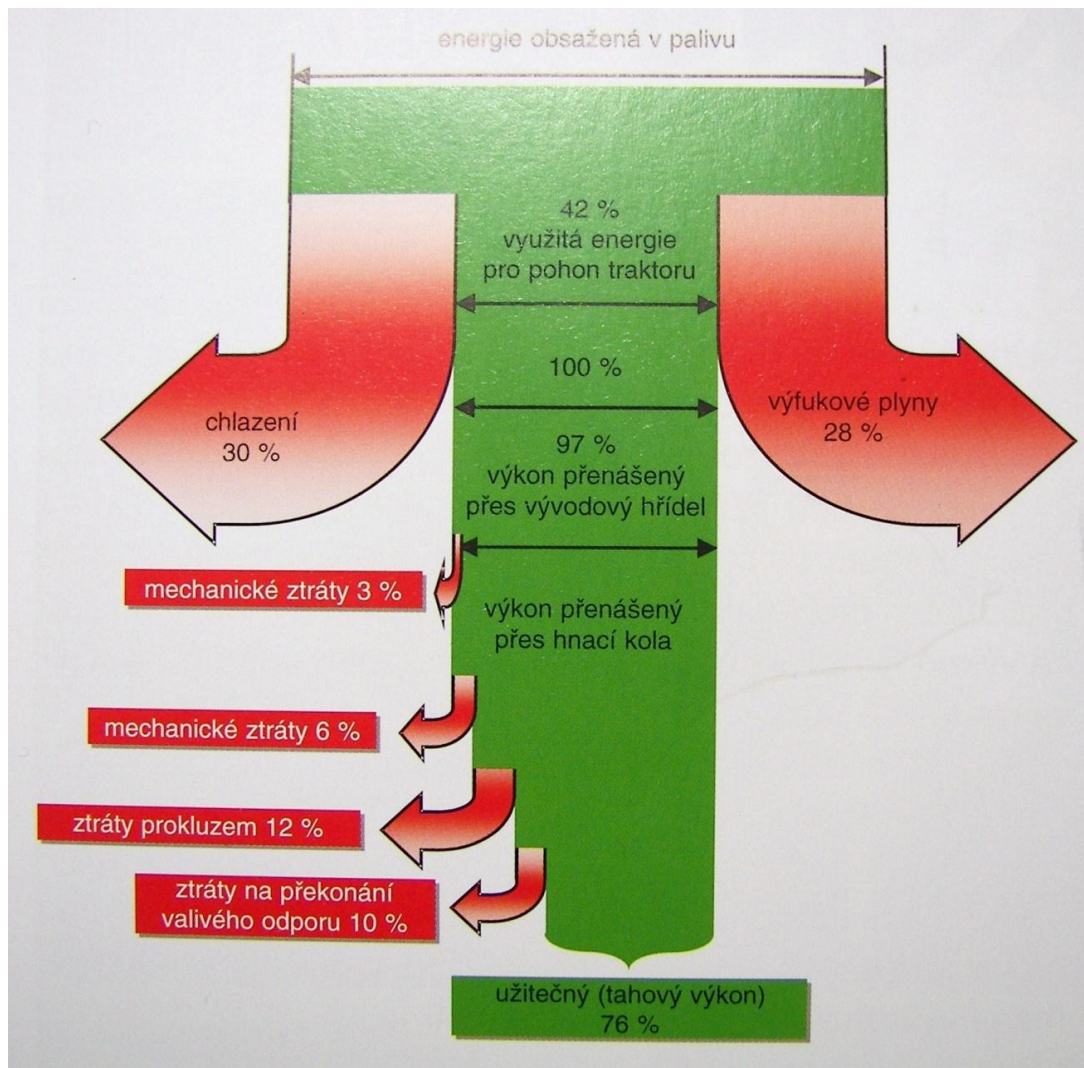
Tahový výkon P_t je možno vyjádřit také součinem tahové síly a pracovní rychlosti v :

$$P_t = F_t \cdot v \quad [W] \quad (3.4.)$$

v - pojezdová (skutečná) rychlost traktoru [$m \cdot s^{-1}$],

F_t - tahová síla [N].

Z obrázku 3.1. je patrné, že přenos výkonu motoru přes vývodový hřídel je efektivnější, poněvadž dochází pouze k mechanickým ztrátám, které jsou menší ve srovnání s mechanickými ztrátami celého převodového ústrojí pojezdu traktoru. Navíc u táhnoucího traktoru musíme počítat se ztrátami prokluzem a ztrátami na překonání valivého odporu.



Obr. 3.1. Příklad celkové energetické bilance traktorového přeplňovaného motoru

(Bauer, 2006)

3.2. Efektivní výkon motoru

$$P_e = \frac{V_z \cdot p_e \cdot n_m}{k} \quad [W] \quad (3.5.)$$

V_z - celkový zdvihový objem motoru [m^3]

p_e - střední efektivní tlak ve válci motoru [Pa]

n_m - otáčky motoru [s^{-1}]

k - součinitel vyjadřující pracovní oběh motoru - pro motory čtyřdobé $k = 2$

- pro motory dvoudobé $k = 1$

(Svatoš, Frolík, 2002)

3.3. Tahový výkon

Zemědělský traktor byl původně stroj určený především k poskytování tahové síly pro provádění polních prací. Ze silové rovnováhy traktoru lze odvodit, že velikost tahové síly je závislá především na hnací síle F_h , která se přenáší z kola na podložku, na odporu valení F_v a síle odporu proti stoupání F_s . Pokud ostatní působící síly – odpor vzduchu, setrvačné síly apod. pro jejich relativně malou velikost pomineme, lze tahovou sílu definovat jako:

$$F_t = F_h - F_v - F_s \quad [N] \quad (3.6.)$$

(Svatoš, Frolík, 2002)

3.4. Tahová účinnost

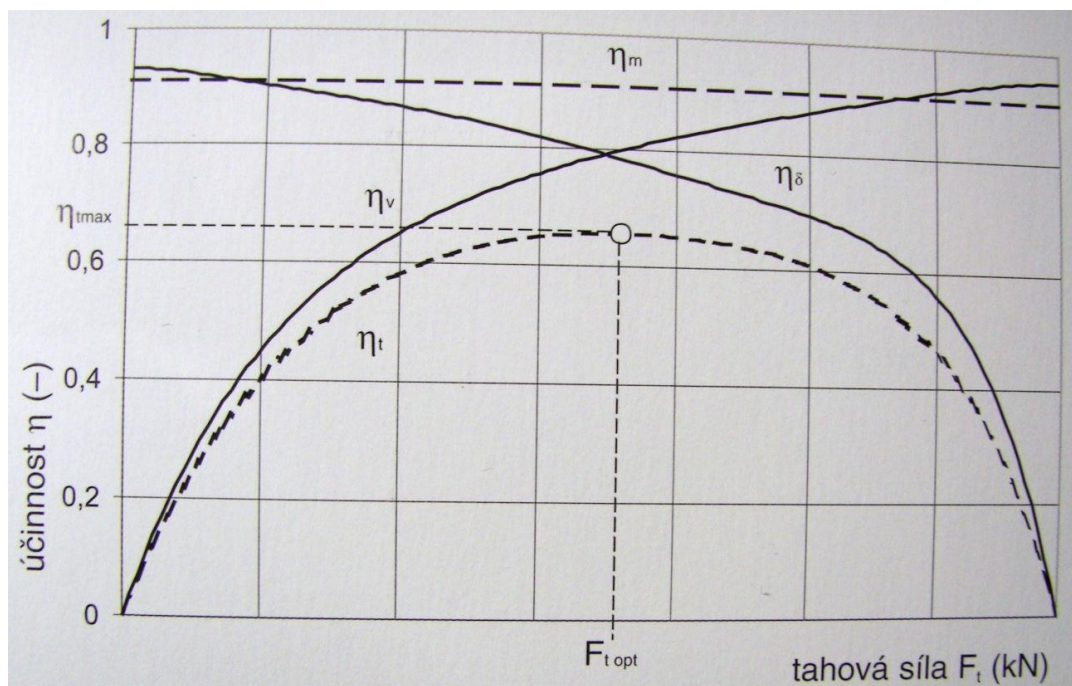
Tahová účinnost je jedním z nejvýznamnějších ukazatelů, protože charakterizuje efektivitu přenosu energie od motoru na tažné zařízení traktoru:

$$\eta_t = \frac{P_t}{P_e} \quad [-] \quad (3.7.)$$

P_t - tahový výkon [W],

P_e - efektivní výkon motoru [W].

Průběh tahové účinnosti a jejich jednotlivých složek v závislosti na tahové síle je na obr. 3.2.. Protože mechanická účinnost nezávisí na tahové síle, závisí průběh tahové účinnosti na průběhu účinností prokluzové a valivé. Z obrázku 3.2. je patrné, že celý rozsah tahových sil je pro efektivní práci trochu nepoužitelný, protože tahová účinnost je v okrajových oblastech nízká.



Obr. 3.2. Průběh tahové účinnosti a jejich složek v závislosti na tahové síle
(Bauer, 2006)

3.5. Výkon přenášený vývodovým hřídelem

Vývodový hřídel se používá k pohonu mechanismů různých mechanizačních prostředků. S rostoucím výkonem motorů mobilních energetických prostředků a rozšířením strojů vyžadující aktivní pohon pracovních orgánů (např. stroje na zpracování půdy, setí, sečení pícnin, lisování apod.) se zvyšují i požadavky na přenos výkonu přes vývodový hřídel. Přenášené výkony jsou však omezeny mechanickou pevností a rozměry hřídele. Z toho důvodu se základní normalizované otáčky vývodového hřídele – 540 ot.min⁻¹ rozšířili i na rozsah 1000 ot.min⁻¹ a v současné době se začíná u některých typů traktorů používat i rozsah 750 ot.min⁻¹. Všechny uvedené hodnoty jsou vztaženy k nominálním otáčkám motoru.

Účinnost přenosu výkonu přes vývodový hřídel je ovlivněna mechanickou účinností převodů, která se podle jejich složení a složitosti pohybuje v rozmezí 0,7 až 0,9, což znamená, že tento způsob přenosu výkonu je z tohoto pohledu výhodnější než přes pojezdové ústrojí.

Velikost přenášeného výkonu vychází z velikosti odebíraného točivého momentu M_{kvh} [Nm] a úhlové rychlosti vývodového hřídele ω_{vh} [s⁻¹].

$$P_{vh} = M_{kvh} \cdot \omega_{vh} \quad [W] \quad (3.8.)$$

(Svatoš, Frolík, 2002)

3.6. Výkon hydrogenerátoru

Hydrogenerátor (čerpadlo) tvoří základní prvek hydraulických soustav a pohonů. Využití těchto systémů se dnes stává samozřejmostí a nutností k prosazení na trhu. Hydraulické zařízení musí poskytovat pohotovou energii a pracuje proto často nezávisle na vůli obsluhy a obsluha si mnohdy neuvědomuje, že dochází k odebrání výkonu pro jeho pohon a že v hydraulické kapalině se část vložené energie mění na teplo v důsledku čehož se zahřívá a částečně předává teplo i do stěny nádrže a ostatních součástí okruhu. Především u traktorů, kde nádrž hydraulické kapaliny tvoří často převodovka a rozvodovka a v okruhu obíhá převodový olej, má zvyšování teploty negativní vliv na jeho vlastnosti.

Stejně jako u všech strojů i zde platí základní přírodní zákony tj., že část odebrané energie se zmaří a je tudíž nutno vycházet nikoliv z výkonu hydrogenerátoru, ale z jeho příkonu.

$$P_{hg} = \frac{Q \cdot (p_v - p_s)}{\eta_{hg}} \quad [W] \quad (3.9.)$$

P_{hg} - příkon hydrogenerátoru [W],

Q - průtok hydraulické kapaliny hydrogenerátorem [$m^3 \cdot s^{-1}$],

p_v - tlak na výtlaku hydrogenerátoru [Pa],

p_s - tlak v sání hydrogenerátoru [Pa],

η_{hg} - účinnost hydrogenerátoru (nejčastěji 0,7 až 0,85).

(Svatoš, Frolík, 2002)

3.7. Výkon ztracený v převodovém ústrojí

Část výkonu přenášeného od motoru na pojezdové ústrojí se zmaří v převodovém ústrojí, tj. v ozubených soukolích a ložiskách. Zmařená energie se převede v převážné míře na teplo, vzniklé třením v zubech ozubených kol, v ložiskách a těsněním, vířením oleje a vzduchu ve skříních převodů. Množství

zmařené energie závisí na jakosti a přesnosti opracování stykových ploch, na druhu ozubení a ložisek, na způsobu mazání a vlastnostech maziva, na velikosti přenášeného zařízení.

Označíme-li výkon na hnacích kolech traktoru P_h , je možno mechanickou účinnost η_m definovat jako:

$$\eta_m = \frac{P_h}{P_e} \quad [-] \quad (3.10.)$$

a výkon zmařený v převodových ústrojích P_m vypočítat ze vztahu:

$$P_m = P_e \cdot (1 - \eta_m) \quad [W] \quad (3.11)$$

přičemž η_m je součinem účinností jednotlivých párů ozubených kol a ložisek přenášejících výkon motoru.

Výkon na hnacích kolech traktoru:

$$P_h = P_e \cdot \eta_m \quad [W] \quad (3.12.)$$

Výkon od motoru na hnací kola se přenáší přes řadu mechanismů, které mohou být různě uspořádány. Mechanickou účinnost můžeme obecně vyjádřit vztahem:

$$\eta_m = \eta_{\check{c}k}^m \cdot \eta_{kk}^n \cdot \eta_i^p \quad [-] \quad (3.13.)$$

n – počet párů kuželových kol v záběru,

m – počet párů čelních kol v záběru,

p – uložení hřídelů přenášející výkon od motoru k hnacím kolům,

$\eta_{\check{c}k}$ – účinnost soukolí s čelními koly,

η_{kk} – účinnost soukolí s kuželovými koly,

η_i – účinnost uložení hřídelů.

Obvykle se mechanická účinnost kolového traktoru pohybuje v rozmezí

$$\eta_m = 0,9 - 0,95.$$

Traktorové diferenciální (větvené) převodovky mají část výkonu přenášenou pomocí ozubených kol a část výkonu může být přenášena hydrostaticky. Pro přenos výkonu hydrostatickou cestou se v převážné míře používají axiální hydrostatické převodníky. U pístových axiálních převodníků se účinnost pohybuje kolem 85-90 %, účinnost hydrostatického převodu dosahuje hodnot kolem 0,8. Z uvedeného je zřejmé, že vyšší účinnost mají mechanické převody než převody hydrostatické. Je třeba poznamenat, že hydrostatický převod umožňuje řidiči nebo automaticce plynule

měnit převodový poměr a tím docílit, že motor pracuje v ekonomické oblasti úplné charakteristiky i při částečné změně zatížení. Tím, že hydrostatický převod při změně zatížení umožňuje motoru pracovat v ekonomické oblasti úplné charakteristiky, je dosahováno úspory paliva. Úspora paliva je rozhodující výhodou, kterou umožňují hydrostatické převody dosáhnout. Další neméně důležitou výhodou je skutečnost, že hydrostatický pohon, jako plynulý převod, umožňuje přiblížit se ideální potencionální tahové charakteristice.

(Bauer, 2006)

3.8. Výkon ztracený prokluzem

Při odběru výkonu pojezdovým ústrojím (hnací kola, pásy) vznikají prokluzem pojezdového ústrojí ztráty přenášeného výkonu. Hodnota prokluzu je tím větší, čím větší hnací sílu pojezdové ústrojí přenáší. Prokluz má nulovou hodnotu pouze v teoretickém případě, že kola (pásy) nepřenášejí žádnou hnací sílu. Protože i při jízdě bez zatížení přenáší pojezdové ústrojí výkon potřebný pro překonání valivých odporů. Určitý prokluz a tím i ztráta výkonu musí existovat u traktorů i při nulové tahové síle.

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

(Bauer, 2006)

Průběh prokluzu v závislosti na tahové síle závisí tedy na:

1. materiálu podložky
 - a. druhu povrchu (strniště, zorané pole, louka apod.),
 - b. druhu půdy (těžká, písčítá, hlinitá apod.),
 - c. vlhkosti půdy.

2. parametrech traktoru
 - a. rozměrech pneumatik (vnější průměr a šířka),
 - b. použitém dezénu,
 - c. tlaku vzduchu v pneumatice,
 - d. silovém zatížení kola.

Přivedeme-li na kolo pojezdového ústrojí výkon označený P_k , dojde vlivem účinnosti η_δ při jeho přenosu na podložku k určité ztrátě způsobené prokluzem kola. Velikost ztraceného (zmařeného) výkonu P_δ můžeme vyjádřit:

$$P_\delta = P_k \cdot (1 - \eta_\delta) \quad [W] \quad (3.14.)$$

P_δ - ztracený výkon [W],

P_k - výkon kola [W],

η_δ - prokluzová účinnost.

Při malých hodnotách prokluzu se tato část výkonu zmaří především na deformaci půdy a pneumatik a při vyšších hodnotách prokluzu i na teplo vzniklé ve stykových plochách mezi pneumatikou a podložkou.

3.9. Výkon ztracený valením

Valivý odpor vzniká v důsledku vzájemné deformace podložky a prvku pojezdového ústrojí, které na ní přenáší zatížení vzniklé vlastní tíhou, podílem ze složky tahové síly, případně částí tíhy nesených, návěsných (polonesených) mechanizačních prostředků. Vzniká pouze u kol, které se odvalují.

Velikost valivého odporu je určena především zatížením pojezdového ústrojí, jeho konstrukcí, druhem a vlastnostmi podložky a řadou dalších doplňujících podmínek (huštění pneumatik, opotřebení dezénu apod.).

Hodnotu valivého odporu lze zjednodušeně vyjádřit vztahem:

$$F_v = (G_j + F_t \cdot \operatorname{tg} \beta + G_i) \cdot f \quad [N] \quad (3.15.)$$

G_j - vlastní tíha traktoru připadající na jednotlivý prvek pojezdového ústrojí (kolo, pás) [N],

G_i - část tíhy agregovaného mechanizačního prostředku, kterou přenáší pojezdové ústrojí traktoru [N],

f - součinitel valivého odporu,

β - úhel sklonění tahové síly,

F_t - tahová síla [N].

Výkon potřebný na překonání odporu valení je závislý na pojezdové rychlosti v_p [m.s⁻¹]

$$P_v = F_v \cdot v_p \quad [W] \quad (3.16.)$$

Absolutní hodnota valivého odporu i výkonu potřebného na jeho překonání nemůže poskytnout údaje pro vzájemné porovnání různých typů traktorů v různých provozních podmínkách, a proto se v těchto případech používá hodnota valivé účinnosti η_v , která vyjadřuje poměr síly F_t a hnací síly kola F_h .

$$\eta_v = \frac{F_t}{F_h} \quad (3.17.)$$

(Svatoš, Frolík, 2002)

3.10. Výkon potřebný na překonání svahu

Velká většina výměry zemědělské půdy v naší republice má určitou svahovitost a mechanizační prostředky ji musí při práci překonávat. Ve svém důsledku se jedná o sílu vzniklou rozkladem vlastní tíhy mechanizačního prostředku, případně i tíhy přepravovaného materiálu (např. na ložné ploše přívěsu, návěsu). Velikost síly F_s je závislá na úhlu podélného sklonu pozemku a lze ji matematicky vyjádřit součinem celkové tíhy mechanizačního prostředku a funkci sin úhlu podélného sklonu.

$$F_s = G_c \cdot \sin \alpha = m_c \cdot g \cdot \sin \beta \quad [N] \quad (3.18.)$$

F_s - síla odporu proti stoupání [N],

G_c - celková tíha mechanizačního prostředku [N],

m_c - celková hmotnost mechanizačního prostředku [kg],

β - podélný sklon svahu [°].

Výkon spotřebovaný na její překonání je přímo úměrný její velikosti a skutečné pojezdové rychlosti mechanizačního prostředku:

$$P_s = F_s \cdot v_p \quad [W] \quad (3.19.)$$

v_p - pojezdová rychlost [m.s⁻¹]

(Svatoš, Frolík, 2002)

3.11. Výkon potřebný na překonání odporu vzduchu

Při nízkých rychlostech traktorů do 30 km. h⁻¹ nemá odpor vzduchu rozhodující vliv na ztrátu výkonu. Poněvadž se traktory používají i v dopravě, došlo v poslední době ke zvýšení jejich rychlostí. Některé firmy uvádějí na trh traktory s konstrukční rychlostí 50 km / h nebo vyšší.

(Bauer, 2006)

Odpor vzduchu vzniká v důsledku vytlačení vzduchu z prostoru před vozidlem do prostoru za vozidlem. Při tomto přesunu vzduchu vznikají jednotlivé odporové složky, které je možno rozdělit na:

- profilový odpor, který vzniká rozdílem tlaku vzduchu před a za vozidlem a z celkového odporu tvoří 55 až 60 %,
- tření vzduchu o povrch karoserie (8 až 10 %),
- odpor při průchodu vzduchu chladicím a ventilačním systémem (10 až 15 %),
- odpor třením a vířením vzduchu způsobeným otáčejícími se koly (12 až 18 %),
- indukovaný odpor způsobený rozdíly tlaku nad a pod vozidlem (5 až 8 %).

Velikost odporu vzduchu vyjadřujeme pomocí součinitele c_x , který charakterizuje aerodynamičnost tvaru vozidla.

$$F_w = 0,5 c_x \cdot \rho_{vz} \cdot S \cdot v^2 \quad [N] \quad (3.20)$$

ρ_{vz} - měrná hmotnost vzduchu [kg.m⁻³],

S - velikost čelní plochy [m²],

v - rychlost proudění vzduchu okolo vozidla [m.s⁻¹].

Součin **0,5** . c_x . ρ_{vz} nahrazujeme ve výpočtech součinitelem odporu vzduchu c_w a potom se výraz uvádí ve tvaru:

$$F_w = c_w \cdot S \cdot v^2 \quad [N] \quad (3.21)$$

Výkon spotřebovaný na překonání odporu vzduchu je potom součinem odporu vzduchu a skutečné pojezdové rychlosti vozidla:

$$P_w = F_w \cdot v_p \quad [W] \quad (3.22)$$

v_p - pojezdová rychlost [m.s⁻¹]

Z uvedeného vzorce je patrné, že výkon potřebný na překonání odporu vzduchu je závislý především na rychlosti jeho proudění okolo karoserie jedoucího vozidla a zde se projeví i rychlost větru v_v . V případě bezvětří je $v = v_p$, při jízdě proti větru je $v = v_p + v_v$ a při jízdě po větru je $v = v_p - v_v$.

(Svatoš, Frolík, 2002)

4. Problematika pohybu traktoru při jízdě po svažitém pozemku

4.1. 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

Svah do 7° neovlivní směr jízdy, kvalitu práce, spotřebu paliva ani výkonnost zemědělských strojů. Plochy se sklonem nad 7° je třeba podle možnosti zpracovávat po vrstevnici vzhledem 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 omezují 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.

Rozhodující vliv na vlastní pracovní činnost a výkonnost má převládající sklon pozemku, i když svahovou dostupnost z hlediska bezpečnosti, manévrovatelnosti a technologických požadavků určuje maximální sklon na daném pozemku.

(Svatoš, Frolík, 2000)

4.2. Stabilita traktoru na svahu

Schopnost traktoru pracovat na svažitéch pozemcích je dána především jeho stabilitou, a to podélnou, příčnou a směrovou. Protože většina technologií vyžaduje jízdu soupravy po vrstevnici, je nejdůležitější příčná stabilita. Na mezi příčné stability se kolový traktor pohybuje v okamžiku, kdy dochází ke ztrátě silového styku horních kol s podložkou.

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,
- brzdění při jízdě ze svahu

(Svatoš, Frolík, 2000)

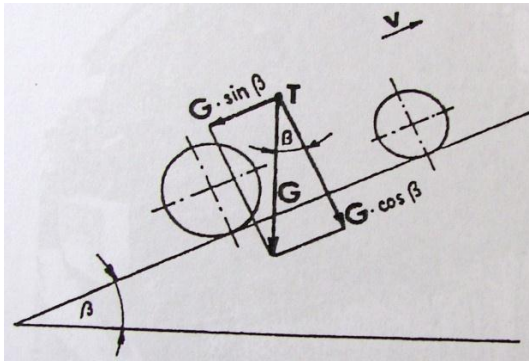
Podélná a příčná stabilita

Podélná a příčná stabilita je vztažena k podélné ose traktoru ve směru rovnoběžném nebo kolmém.

Na mezi podélné a 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 (obr. 4.1., 4.2.).

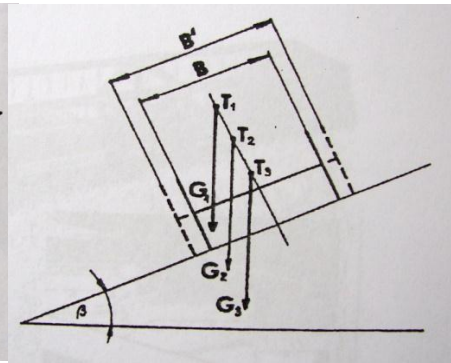
Podélnou stabilitu zhoršují zrychlující síly při rozjezdu traktoru do svahu nebo velké zpomalení při jízdě ze svahu. Příčná stabilita je obecně zabezpečena tehdy, jestliže těžnice traktoru neopustí plochu, danou spojnicemi dotykových bodů zadních kol s podložkou (A, B) a otočného bodu přední nápravy, tedy plochou trojúhelníku (obr. 4.3.). Vychází se z předpokladu, že trup kolového traktoru je otočený kolem čepu přední nápravy.

(Svatoš, Frolík, 2000)



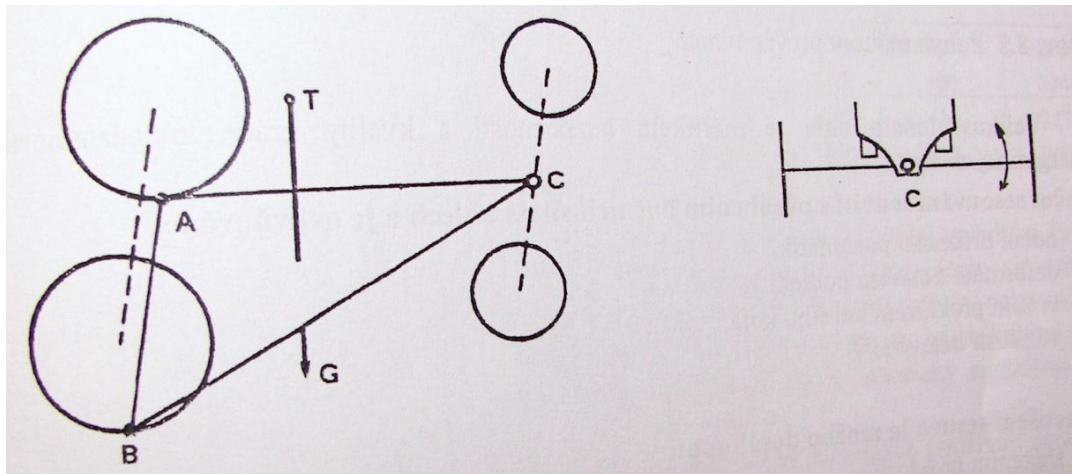
Obr. 4.1. Podélná stabilita

(Svatoš, Frolík, 2000)



Obr. 4.2. Příčná stabilita

(Svatoš, Frolík, 2000)



Obr. 4.3. Příčná stabilita

(Svatoš, Frolík, 2000)

Z obrázku 4.3. je zřejmé, že 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 rychlosti,
- změna polohy těžiště v průběhu technologického procesu.

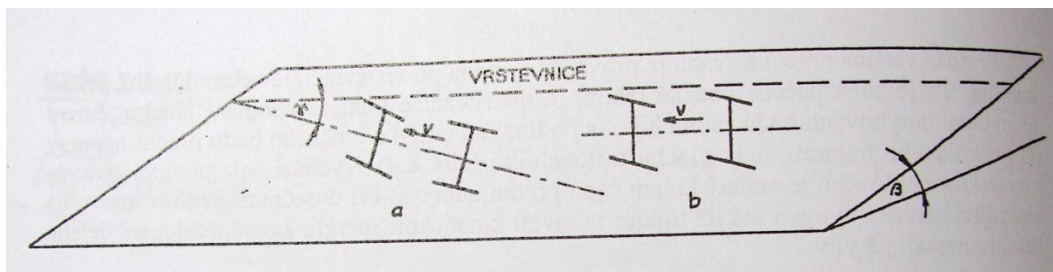
Z těchto pohledů se také řeší parametry traktorů pro větší svahovou dostupnost a bezpečnost pohybu na svahu. Mimo statickou stabilitu je určena také dynamická stabilita, která se převážně řeší volbou bezpečnostního koeficientu = 3.

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

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. Dynamický účinek vzniká především setrvačnými silami, vyvolanými jednak 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 nebo přívěsným náradím.

Při jízdě po vrstevnici se traktor dostane do nějaké obecné polohy vlivem samovolného sesouvání traktoru i když se traktorista snaží dodržet vytyčený směr (obr. 4.4.) natočením řídicích kol. Při této jízdě svírá podélná osa traktoru s vytyčenou vrstevnicí úhel γ , který udává odklon.

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



Obr. 4.4. Pohyb traktoru po vrstevnici

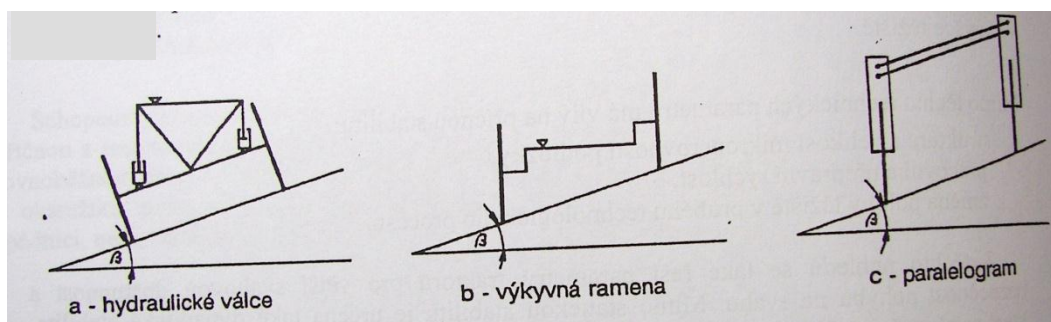
(Svatoš, Frolík, 2000)

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

- boční pružností pneumatik,
- deformací a stavem podložky,
- větším prokluzem horního kola,
- velikostí tahové síly.

Zmenšení sesuvu je možno dosáhnout:

- snížením prokluzu,
- použitím traktoru 4x4,
- nahuštěním pneumatik,
- speciální úpravou řízení a konstrukcí podvozku (obr. 4.5.).



Obr. 4.5. 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 zatačení v těžišti traktoru odstředivá síla $F_o = m \cdot a$.

(Svatoš, Frolík, 2000)

Směrová stabilita

Je vlastnost vozidla udržovat směr pohybu vozidla určený řízením a to i při působení vnějších sil a momentů.

4.3. Teorie měření

Působení sil při jízdě traktoru po vrstevnici je znázorněno na obr. 4.6. .

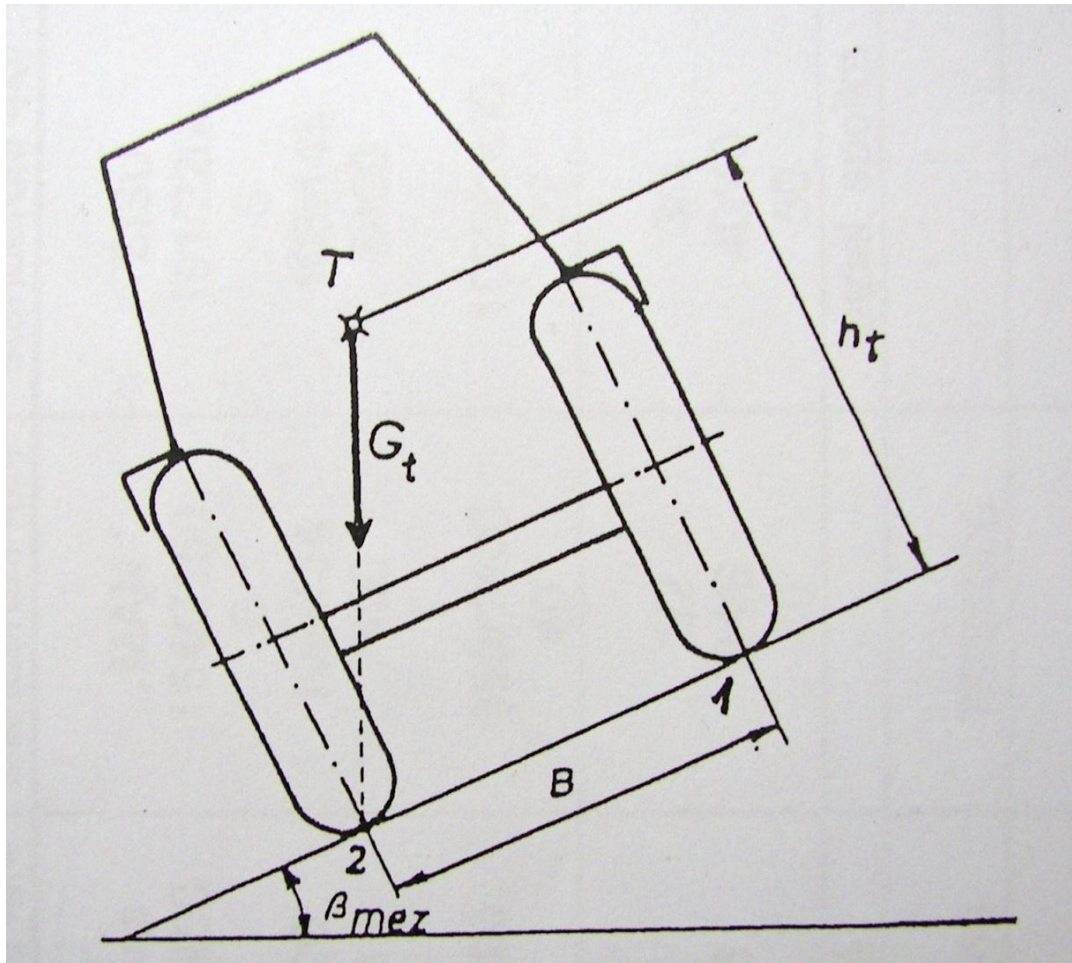
Pro vyjádření mezního úhlu svahu platí u traktoru s pevnou přední i zadní nápravou

$$\text{vztah: } \operatorname{tg} \beta_{mez} = \frac{B}{2h_t} \quad (4.1.)$$

B - rozchod [m],

h_t - výška těžiště [m],

β_{mez} - mezní úhel svahu.



Obr. 4.6. Mezní úhel β_{mez} při jízdě traktoru po vrstevnici

(Svatoš, Frolík, 2002)

Protože u většiny traktorů je přední náprava uchycena v otočném čepu (obr. 4.7.), překlápí se traktor kolem prostorové přímky procházející stykovým bodem zadního kola s podložkou a uvedeným otočným čepem. V tomto případě platí vztah:

$$\operatorname{tg} \beta_{mez} = \frac{d \cdot B}{2(h_t - o \cdot \lambda_c)} \quad (4.2.)$$

d - vzdálenost čepu přední nápravy od těžiště

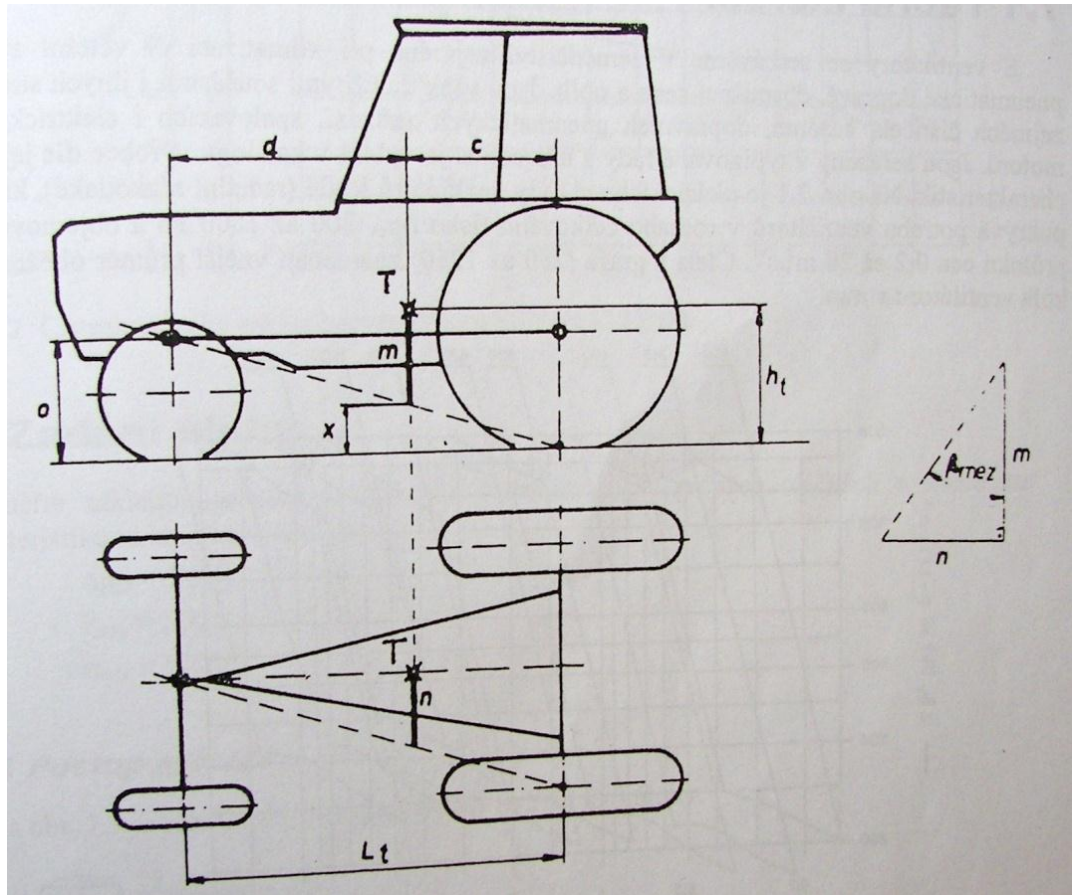
B - rozchod [m]

h_t - výška těžiště [m]

o - výška čepu přední nápravy od podložky

λ_c - poměr $\frac{c}{L_t}$

L_t - rozchod traktoru



Obr. 4.7. Překlopení traktoru na vrstevnici kolem prostorové přímky

(Svatoš, Frolík, 2002)

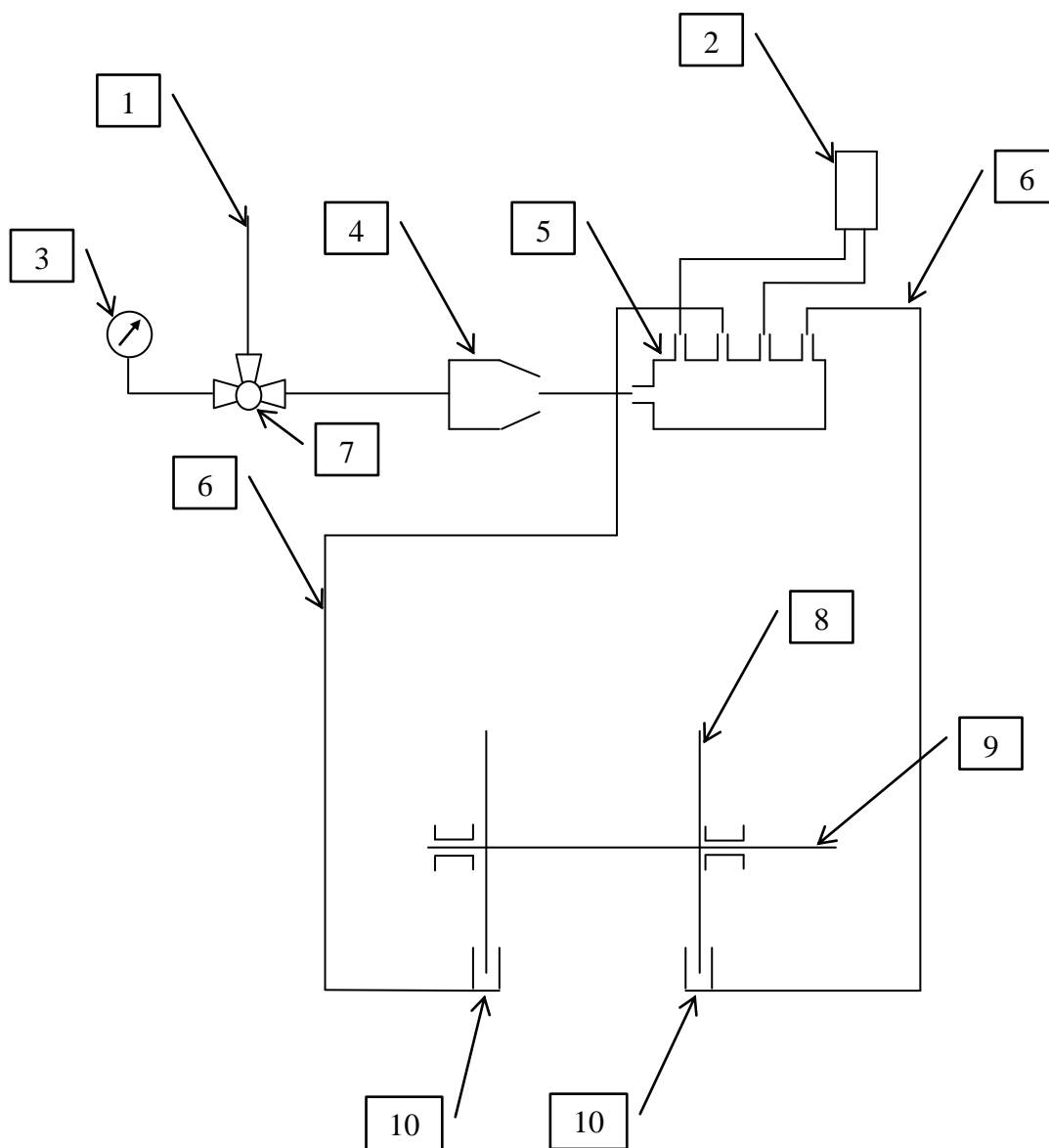
4.4 Bezpečnost práce na svazích

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 kola v libovolném směru. Dále je to především z důvodu nedostatečné stability. Podmínkou bezpečnosti je přizpůsobení pracovní rychlosti stavu terénu a volit vhodný způsob 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)

5. Návrh zařízení pro simulaci zátěže na bázi brzděného navijáku

Zařízení bylo zkonstruováno na zemědělské fakultě v Českých Budějovicích katedra zemědělské techniky.



- | | |
|---------------------------------|---------------------|
| 1. Vzduchová hadice | 6. Brzdová trubička |
| 2. Nádržka na brzdovou kapalinu | 7. Třícestný ventil |
| 3. Redukční ventil | 8. Buben |
| 4. Vzduchový brzdový válec | 9. Hřídel bubnu |
| 5. Hlavní brzdový válec | 10. Brzdový třmen |

Navrhované zařízení se skládá z těchto funkčních celků:

1. Vzduchová hadice

Vzduchová hadice slouží k dopravě stlačeného vzduchu v brzdových systémech přípojných vozidel. Pracovní teplota: - 40°C až + 93°C . Pracovní tlak: 10 bar; poruchový tlak: 63 bar (FBE).

2. Nádržka na brzdovou kapalinu

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

3. Redukční ventil



Obr. 5.1. Redukční ventil

Redukční ventil slouží k ovládnání tlaku vzduchu a tím k dosažení správné brzdné síly navijáku.

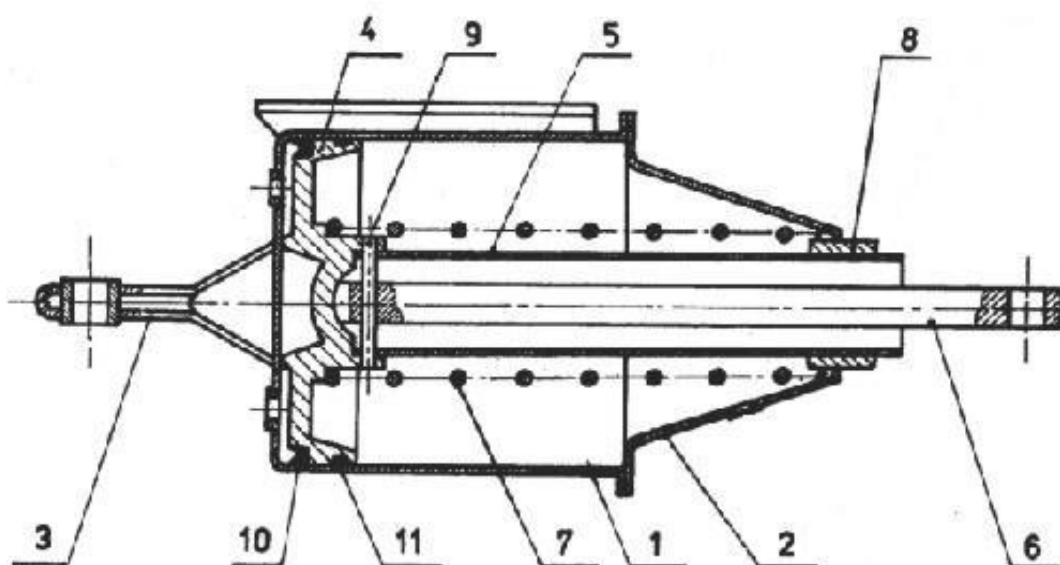
4. Vzduchový brzdový válec

Brzdové válce jsou válcové nádoby s vloženým pístem, na jehož plochu působí stlačený vzduch a tím vyvozují sílu potřebnou k brzdění vozidel. Tato síla se z pístu přenáší na tyčovou pístnici.

Válce mohou být buď odlité z šedé litiny, nebo svařené z plechu. Litinové válce mají dna přišroubovaná, plechové je mají vylisovaná společně s válcem. Dno je opatřeno dvěma otvory na připojení přívodního potrubí.

Konstrukce vzduchového brzdového válce:

- | | |
|--------------------------|---------------------------------|
| 1. Tělo brzdového válce, | 7. Vratná pružina, |
| 2. Víko, | 8. Tělo ucpávky, |
| 3. Úchyt, | 9. Pojistňovací čep, |
| 4. Píst (membrána), | 10. Pryžová manžeta, |
| 5. Vodící trubka, | 11. Stírací a rozpěrný kroužek. |
| 6. Zabudovaná pístnice, | |



Obr. 5.2. Konstrukce vzduchového brzdového válce

5. Hlavní brzdový válec

Je použit hlavní brzdový válec o průměru 19 mm. Do vnitřního prostoru válce je kapalina přiváděna dvěma otvory. Otvorem o průměru 0,7 mm je doplňována kapalina do válce nebo upouštěna z válce zpět do nádržky, když je píst v klidu.

Druhý otvor slouží k doplňování prostoru mezikruží válce mezi těsněním a manžetou. Kapalina v této části hlavního válce vyrovnává jednak tlakové rozdíly mezi nádržkou a válcem a současně je v případě potřeby při zpětném pohybu pístu a manžety převáděna do prostoru před manžetou.

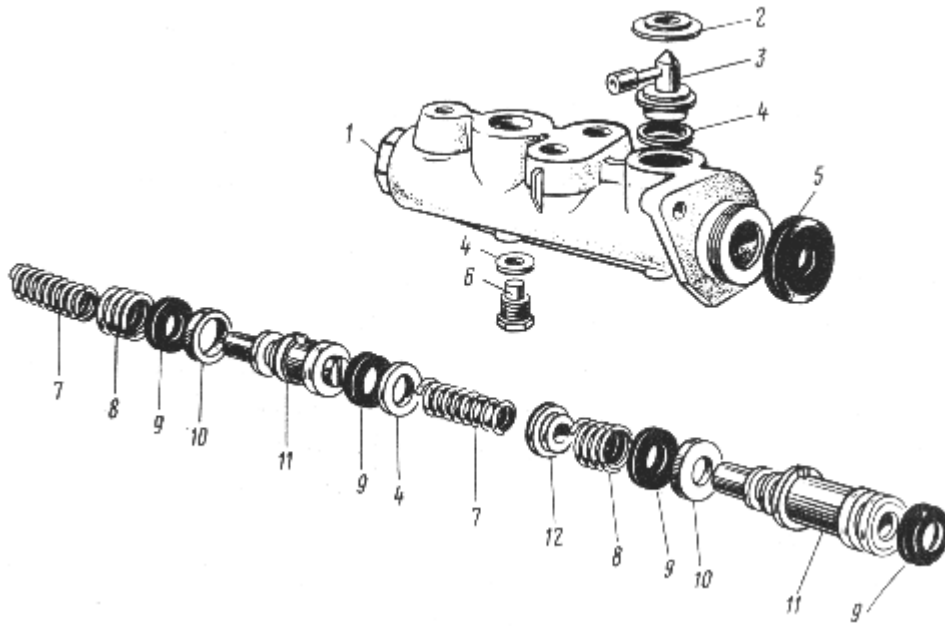
Jednou z podmínek správné funkce hlavního brzdového válce je, aby plnicí otvor o průměru 0,7 mm nebyl překryt manžetou, pokud je píst v klidu. Při uvolnění pedálu brzdy se musí píst vrátit až na doraz k pojistnému kroužku. Tato poloha je zajištěna tzv. mrtvým tahem pedálu a pružinou uvnitř válce. Překrytí otvorů může způsobit nabobtnalá nebo špatně seříznutá manžeta. V případě, že otvor zůstane při odbrzdění překryt, kapalina, která zůstala v prostoru vratné pružiny mezi oběma manžetami nemůže nikam uniknout a v brzdovém systému vznikne značný přetlak, což způsobí přibrzdování až zablokování kol.

Tlačný čep uložený v lůžku pístu hlavního brzdového válce dovoluje výkyv všemi směry 3,5 stupně. Maximální zdvih pístu hlavního brzdového válce je 36 mm. Provozní zdvih, který nesmí být překročen je nastaven na 1 mm a je nutno jej překontrolovat při jakékoli manipulaci s válcem.

Brzdové válečky mají průměr 32 mm a jsou samostavitelné. Funkce samostavitelných brzdových válečků spočívá v tom, že automaticky při postupném opotřebování obložení udržují po odbrzdění mezi obloženími čelistí a brzdovým bubnem vůli 1,5 mm. Vracení čelistí po odbrzdění zajišťují dvě pružiny, které jsou uchyceny na nálitcích z obou stran čelistí pod brzdovým válečkem. Síla drátu pružiny je 2,5 mm.

Konstrukce brzdového válce:

1 - Těleso válce, 2 - Pojistný kroužek, 3 - Přípojka, 4 - Těsnící podložky, 5 - Prachovka, 6 - šroub dorazu pístu, 7 - Pružina mažety, 9 - manžeta, 10 - vymežovací kroužek, 11 - plavající písty, 12 - opěrný talířek



Obr. 5.3. Konstrukce brzdového válce

6. Brzdová trubička

Při výrobě brzdového potrubí se používají výhradně kvalitní dvouplášťové trubičky, vyrobené ze speciálních kovových slitin. Trubičky jsou uvnitř poměděné a vně potažené pružným epoxydovým povlakem. Toto dvouplášťové provedení zaručuje snadné tvarování, aniž by se změnil průřez (průchodnost) trubičky i v ostrých úhlech s malým rádiusem. Pružný epoxydový povlak je alternativně nanášen při výrobě, což zaručuje vysokou odolnost proti korozi, oteru a ohybu.

Brzdové potrubí musí vyhovovat normám a požadavkům ISO - 7098 - 1984.

Porovnávací tabulka tlakových zkoušek

Typ trubky	Tlak, při kterém došlo k roztržení
Dvouplášťová	150 - 156 MPa
Jednoplášťová	85 - 95 MPa
Měděná	60 - 80 MPa
Norma ISO	110 MPa

7. Třícestný ventil



Obr. 5.4. Třícestný ventil

Tento ventil slouží k ovládání přiváděného vzduchu.

Médium:

hydraulický olej, vzduch, voda, pára

Provedení:

třícestný

Tlak:

až 1000 bar

Povrchová úprava:

zinek, fosfát

8. Buben s lanem

Buben byl použit z řezačky SKPU 220 i s ložisky. Po odmontování nožů byly takto získané kotouče opracovány a srovnány na požadovanou tloušťku, následně bylo na takto zhotovený „brzdící buben s kotouči“ navinuto lano o průměru 14 mm a délce cca 200 m.

9. Hřídel bubnu

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

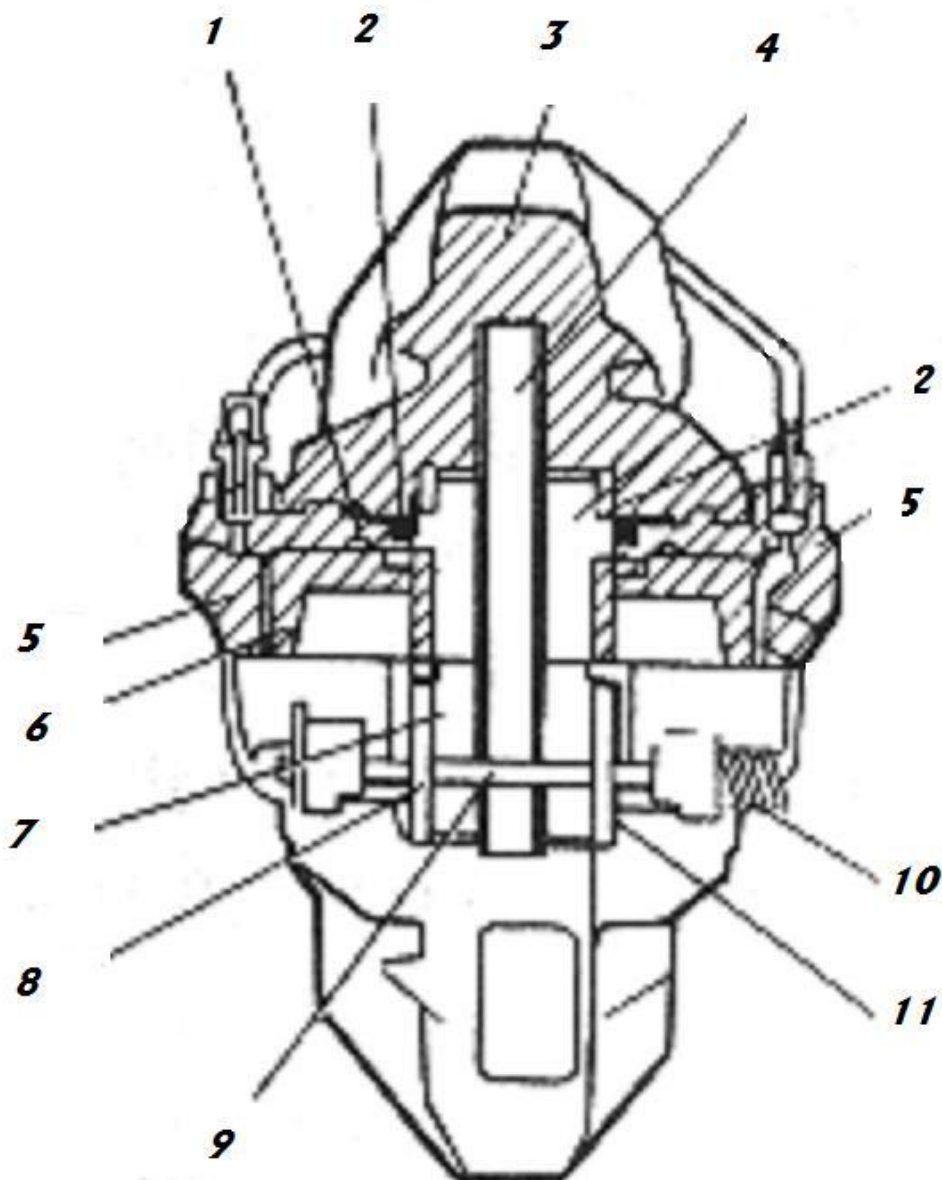
Tuto hřídel by bylo dobré opatřit krytem, hrozí nebezpečí úrazu.

Ke zpětnému navíjení by mohl sloužit malý elektromotor, který by byl připevněn k rámu navijáku a přes řemenice a řemen by byl zajištěn pohon od elektromotoru k hřídeli navijáku. Řemen by musel být opatřen krytem a řemenice na hřídeli by měla být v činnosti pouze při navíjení.

10. Brzdový třmen

Brzdový třmen byl použit z osobního automobilu značky LADA 1200.

Tloušťka nového brzdového obložení třecích plotének je 1,1 cm. Když se zmenší jejich tloušťka otěrem na 1,5 mm, je nutná výměna za nové.

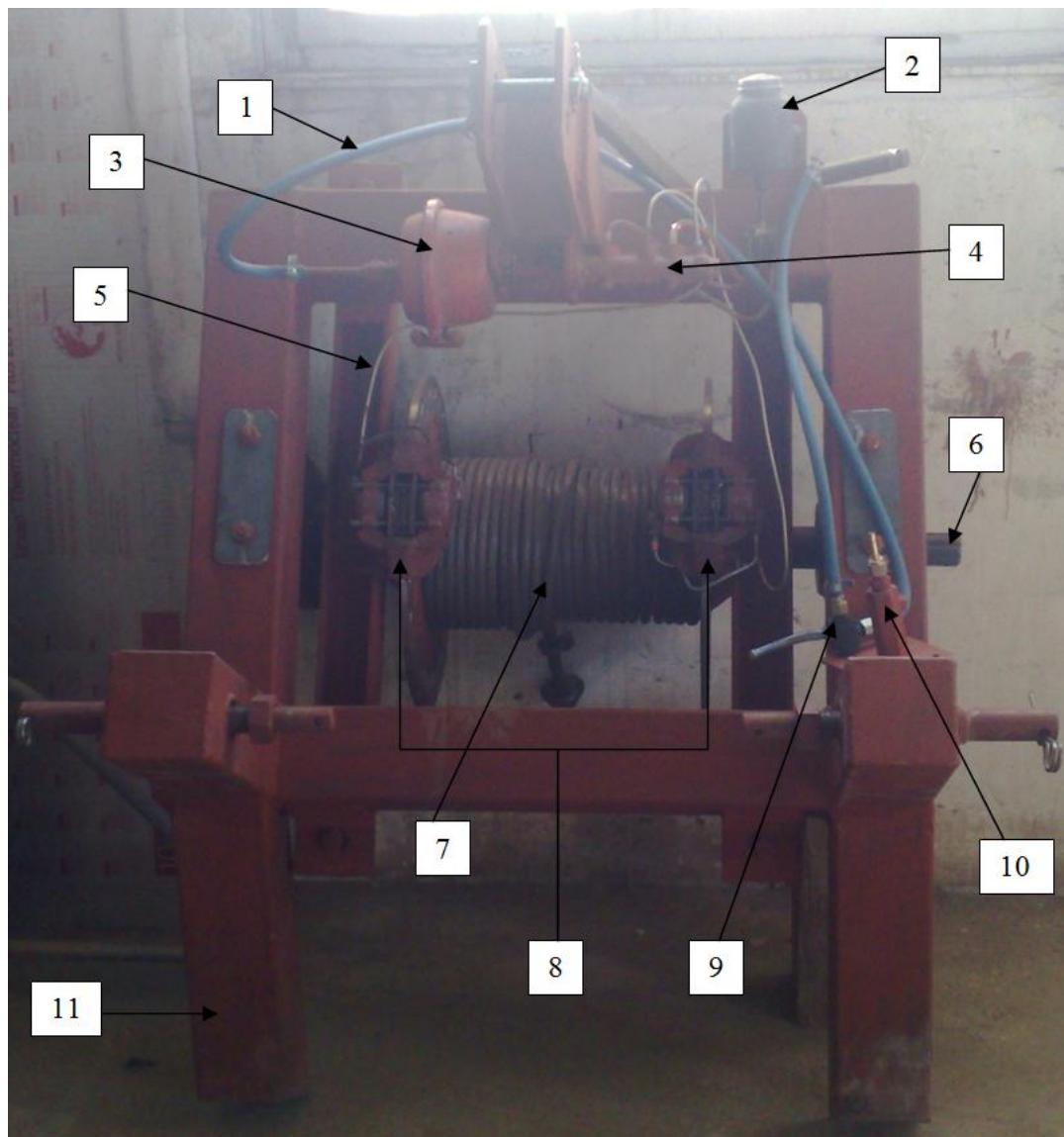


Obr. 5.5. Brzda předního kola automobilu Lada 1200

1 - pružný gumový prstenec, 2 - manžeta pístu, 3 - brzdový třmen, 4 - brzdový kotouč, 5 - brzdový váleček, 6 - pestíky brzdového válečku, 7 – obložení, 8 - plotýnky, 9 – čep, 10 - pružiny, 11 - ploché pružiny.

11. Rám navijáku

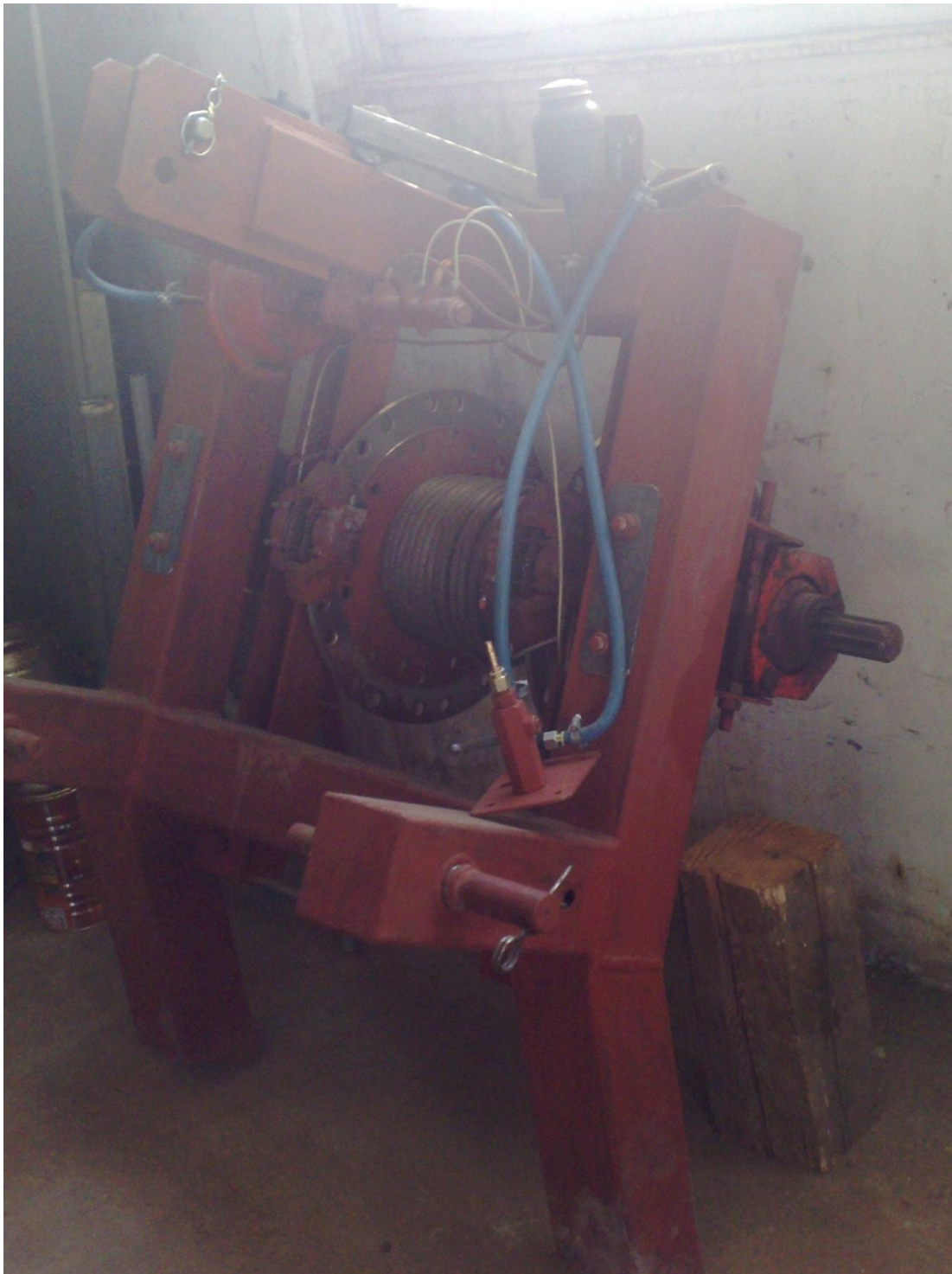
Konstrukce navijáku je zhotovena z uzavřeného profilu jakl čtvercový 120 x 120 x 0,5 o jakosti S235JR. Následně opatřen nátěrem.



Obr. 5.6. Schéma navijáku

(„Foto: Petr Kahoun“)

1	Vzduchová hadice	7	Buben s lanem
2	Nádržka na brzdovou kapalinu	8	Brzdový třmen
3	Vzduchový brzdový válec	9	Třícestný ventil
4	Hlavní brzdový válec	10	Napojení redukčního ventilu
5	Brzdová trubička	11	Rám naviják
6	Hřídel bubnu		



Obr. 5.7. Boční pohled

(„Foto: Petr Kahoun“)



Obr. 5.8. Detail brzdového segmentu

(„Foto: Petr Kahoun“)

6. Posouzení vhodnosti metody

Použitá metoda má některé výhody, za nejpodstatnější považují tyto:

- snížení finančních nároků, klesá spotřeba pohonných hmot, po dobu jízdy prvního traktoru druhý traktor stojí na místě bez činnosti motoru
- nedochází k opotřebení druhého traktoru
- odpadá potřeba druhého řidiče s kvalifikací
- zpřesnění měření, druhý traktor nejede ve stopě toho prvního a nemůže dojít k případnému prokluzu kol. Při správném nastavení brzdné síly navijáku se tato síla nemusí dále měnit a upravovat. To platí i při opravných měření.
- při měření na svažitých pozemcích nedochází k ovlivňování od brzděného traktoru.

7. Závěr

Cílem bakalářské práce bylo teoretické zpracování současných metod provádění tahových zkoušek traktorů, seznámení s pojmem tahová charakteristika traktoru, vysvětlení základních pojmů týkajících se tahové charakteristiky a problematikou jízdy traktoru po svažitém pozemku.

Vlastní práce byla zaměřena na posouzení a navržení zařízení pro simulaci zátěže při tahových zkouškách mobilních energetických prostředků bez nutnosti tažení brzdného vozidla při práci na rovině i při jízdě po vrstevnici.

Tato práce je z velké míry tvořena teoretickým rozbořem a znalostmi, které se zabývají zadanou problematikou a tvoří tak jeden celek odborných informací, který lze uplatnit v odborné, tak i laické veřejnosti.

Na úplný závěr si dovoluji konstatovat, že i v dnešní moderní době, případně v brzké budoucnosti, bude mít navržené zařízení úspěch a bude začleněno do možnosti metod, které se dnes používají k provádění tahových zkoušek traktorů.

8. Seznam použité literatury

1. SVATOŠ, Josef; FROLÍK, Josef. Základy zemědělské techniky I.. 1. vydání, 2000. České Budějovice : Jihočeská univerzita v Českých Budějovicích Zemědělská fakulta, 2000. 189 s. ISBN 80-7040-464-7.
2. FROLÍK, Josef; SVATOŠ, Josef. Základy zemědělské techniky II.. 1. vydání, 1997. České Budějovice : Jihočeská univerzita v Českých Budějovicích Zemědělská fakulta, 1997. 214 s. ISBN 80-7040-243-1.
3. BAUER, František, et al. Traktory. 1. vydání. Mendlova zemědělská a lesnická univerzita v Brně : Profí Press, s.r.o., 2006. 192 s. ISBN 80-86726-15-0.
4. SVATOŠ, Josef; FROLÍK, Josef. *Základy zemědělské techniky - laboratorní úlohy*. 1. vydání. České Budějovice : Jihočeská univerzita v Českých Budějovicích, Zemědělská fakulta, 2002. 91 s. ISBN 80-7040-553-8.
5. VLK, František. *Zkoušení a diagnostika motorových vozidel*. 1. vydání. Brno : Vlk, 2001. 576 s. ISBN 80-238-6573-0.
6. PEXA, Martin. *Možnosti uplatnění dynamických měření při diagnostice motorových vozidel* [online]. [s.l.], 2005. 63 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>.
7. Dostupné: <http://www.karban.info/brzdovepotrubi.html>
8. Dostupné: <http://www.vagony.cz/pojezdy/brzda/valec.html>
9. Dostupné: <http://www.tuning.cz/ladaauto/manual.html>

9. Seznam obrázků

Obr. 2.1. Měření tahové charakteristiky traktoru na strništi	10
Obr. 2.2. Souprava pro měření tahové charakteristiky traktoru	11
Obr. 2.3. Způsob provedení tahové zkoušky na poli.....	13
Obr. 2.4. Systém měření UTZ 1 a UTZ 2	14
Obr. 2.5. Schéma válcového dynamometru pro měření tahových vlastností traktorů	16
Obr. 2.6. Traktor Zetor na válcovém dynamometru v laboratořích MZLU v Brně..	16
Obr. 2.7. Schéma vlastního zkušebního procesu	19
Obr. 2.8. Tahová charakteristika traktoru	21
Obr. 2.9. Vliv točivého momentu motoru na velikost ztrátových ploch.....	22
Obr. 2.10. Vztah mezi výkonem motoru a tahovým výkonem	23
Obr. 2.11. Bilance výkonu na jeden převodový stupeň	24
Obr. 3.1. Příklad celkové energetické bilance traktorového přeplňovaného motoru.	28
Obr. 3.2. Průběh tahové účinnosti a jejich složek v závislosti na tahové síl.....	30
Obr. 4.1. Podélná stabilita.....	40
Obr. 4.2. Příčná stabilita	40
Obr. 4.3. Příčná stabilita.....	40
Obr. 4.4. Pohyb traktoru po vrstevnici	41
Obr. 4.5. Různé konstrukce podvozku	42
Obr. 4.6. Mezní úhel β_{mez} při jízdě traktoru po vrstevnici	43
Obr. 4.7. Překlopení traktoru na vrstevnici kolem prostorové přímky	44
Obr. 5.1. Redukční ventil	46
Obr. 5.2. Konstrukce vzduchového brzdového válce	47
Obr. 5.3. Konstrukce brzdového válce	49
Obr. 5.4. Třícestný ventil	50
Obr. 5.5. Brzda předního kola automobilu Lada 1200.....	51
Obr. 5.6. Schéma navijáku	52
Obr. 5.7. Boční pohled	53
Obr. 5.8. Detail brzdového segmentu.....	54