



Vliv rozložení hmotnosti traktoru na jeho tahové vlastnosti

Diplomová práce

Vedoucí práce:

Ing. Adam Polcar, Ph.D.

Vypracoval:

Pavel Friedl



ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Autor práce: Bc. Pavel Friedl
Studijní program: Zemědělská specializace
Obor: Management techniky

Vedoucí práce: Ing. Adam Polcar, Ph.D.
Konzultant: Ing. Dušan Slimařík

Název práce: **Vliv rozložení hmotnosti traktoru na jeho tahové vlastnosti**

Zásady pro vypracování:

1. Vypracujte přehled současného stavu v konstrukci traktorů.
2. Vypracujte metodiku měření tahových vlastností traktoru při různém rozložení hmotnosti na jeho nápravy.
3. Proveďte experimentální měření tahových vlastností u Vámi zvoleného traktoru při různém rozložení hmotnosti na jeho nápravy. Naměřené výsledky zpracujte do tabulek a grafů.
4. Naměřené výsledky zpracujte do tabulek a grafů.
5. V diskuzní části práce proveďte celkové zhodnocení dosažených výsledků s uvedením závěrů pro praxi.

Rozsah práce: 50-60

Literatura:

1. BAUER, F. -- SEDLÁK, P. -- ČUPERA, J. -- POLCAR, A. -- FAJMAN, M. -- ŠMERDA, T. -- KATREŇČÍK, J. *Traktory a jejich využití*. 2. vyd. Praha: Profi Press s.r.o., 2013. 224 s. ISBN 978-80-86726-52-6.
2. SEMETKO, J. a kol. *Mobilné energetické prostriedky 3 : (Traktory a automobily 3)*. 2. vyd. Bratislava: Priroda, 1986. 453 s.
3. GREČENKO. *Kolové a pásové traktory*.
4. GREČENKO, A. *Vlastnosti terénních vozidel*. 1. vyd. V Praze: Vysoká škola zemědělská, 1994. 118 s. ISBN 80-213-0190-2.
5. BAUER, F. -- SEDLÁK, P. Vliv zatížení hnacích kol na tahové vlastnosti traktoru. *Zemědělská technika*. 2000. sv. 46, č. 1, s. 11--15. ISSN 0044-3883.
6. ŠMERDA, T. -- BAUER, F. Vliv zatížení hnacích náprav a výšky závěsu na tahové vlastnosti traktoru. *Acta Universitatis Agriculturae et Silviculturae Mendelianae Brunensis*. 2007. č. 4, s. 77--87. ISSN 1211-8516.
7. SEDLÁK, P. -- BAUER, F. -- FAJMAN, M. Výsledky měření vlivu zatížení hnacích kol na tahové vlastnosti traktoru. In *Agrotech Nitra 2002*. Nitra: SPU Nitra, 2002, s. 28--32. ISBN 80-8069-097-9.

Čestné prohlášení

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

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

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

V Brně dne:.....

.....
podpis

PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych poděkovat zejména svému vedoucímu práce Ing. Adamu Polcarovi, Ph.D. za nachystání, zrealizování měření a následné konzultace, konzultantovi Ing. Dušanu Slimaříkovi, Ph.D. za cenné rady a připomínky při psaní diplomové práce. Dále děkuji kamarádům, kteří se podíleli na realizaci polního měření, jmenovitě Bc. Martinu Dvořákovi a Bc. Tomáši Dubovi, za zapůjčení traktorů děkuji Ing. Michalu Vencelovi ze společnosti Agrotec a.s. a Ing. Pavlu Novákovi, Ph.D. ze společnosti AgriCS a.s. V neposlední řadě bych rád poděkoval firmě Zemos a.s. za poskytnutí pozemku pro měření.

ABSTRAKT

V diplomové práci je uveden přehled současného stavu v konstrukci traktorů. Teoretická část je zaměřena na motory, převodová ústrojí a podvozkové části. V části motory je řešena zejména aktuální problematika s emisními normami, v převodových ústrojích je největší část věnována hydromechanickým převodovkám doplněnými dalšími převodovkami a spojkami. Podvozkové části obsahují přehled v konstrukci podvozků kolových a pásových traktorů, konstrukci pneumatik a systémy dohušťování pneumatik. V praktické části je vypracována metodika měření tahových vlastností při různém rozložení hmotnosti traktoru. Měření tahových vlastností bylo provedeno na traktoru Case IH Magnum 370 CVX. Naměřená data jsou v práci zpracována do grafů, kde jsou znázorněny jednotlivé prokluzy a závislosti tahového výkonu na tahové síle. V závěru je stanoveno doporučení k optimálnímu rozložení hmotnosti traktoru při tahových pracích.

Klíčová slova:

Konstrukce traktoru, tahové vlastnosti, rozložení hmotnosti

ABSTRACT

This thesis deals with the nowadays tractors construction. Theoretical part is divided into three subgroups – tractor engine, powertrain and chassis. The problematics of emission limits is discussed in the first subgroup. Major part of second subgroup is devoted to hydro mechanical powertrain. Finally wheeled and tracked chassis construction, tyre construction and automatic tire inflation systems are described at the end of theoretical part of the thesis. Practical part devotes to methodology and field measurements with the aim on various weight distribution of the tractor. Measurements were realized with CASE IH Magnum 370 CVX tractor. Obtained values are processed into graphs and charts. Subsequently the dependencies of wheel slip and pull power properties on pulling force of the tractor are created. Conclusion of the thesis provides recommendations for optimal weight distribution of the tractor for pull power operations.

Key words:

Construction of the tractors, pull power properties, weight distribution

OBSAH

1	Úvod	7
2	Cíl práce.....	9
3	Konstrukce traktorů	10
3.1	Motor	10
3.2	Převodová ústrojí	18
3.2.1	Spojky.....	19
3.2.2	Převodovky.....	21
3.2.2.1	Mechanické převody	22
3.2.2.2	Hydrodynamické převodovky	25
3.2.2.3	Hydrostatické převodovky	27
3.2.2.4	Hydromechanické převodovky	28
3.3	Podvozkové části	36
3.3.1	Podvozky kolových traktorů.....	36
3.3.2	Přední hnací náprava	38
3.3.3	Pneumatiky	40
3.3.4	Podvozky pásových traktorů	43
4	Materiál a metodika	46
4.1	Charakteristika pozemku	48
4.2	Měřicí zařízení	49
4.3	Postup měření	50
5	Výsledky.....	53
5.1	Změna rozložení hmotnosti při tahu	60
6	Diskuze	62
7	Závěr.....	63
8	Seznam literatury	64
9	Seznam obrázků.....	66
10	Seznam tabulek.....	68

1 ÚVOD

Traktor, jeden z hlavních energetických prostředků, dokázal změnit nejen zemědělskou výrobu. Rozmach těchto strojů pro práci na poli nastal počátkem 20. století, avšak první v praxi použitelný traktor poháněný parním strojem se objevil již v roce 1850 v Anglii. Jeho konstruktérem byl John Fowler. Tento traktor byl určen pro orbu za použití lanem taženého pluhu. Zatímco v Anglii se postupně vyráběly traktory založené právě na principu tahání náradí zavěšeném na laně pomocí 2 traktorů s navijáky, v Americe se začaly stavět traktory, které náradí tahaly za sebou tak jako v dnešní době. Začátkem 20. století, konkrétně v roce 1901, byl vyroben první traktor poháněný spalovacím motorem. Výrobce těchto traktorů byla firma Hart-Parr, a velmi rychle se tyto stroje začaly šířit do celého světa. (Dobry 2008, Hejhálek, 2015)

Na český trh se traktory dostaly o něco později, jelikož ve střední Evropě byly propagovány převážně motorové pluh. První univerzální traktor vyrobený na našem území byl značky Škoda a poprvé byl představen v roce 1926. Po velkém zájmu o tyto traktory na trh přišly další značky, jednalo se o Praga a Wikov, v roce 1930 ještě přibýly traktory Svoboda. Po druhé světové válce se začaly vyrábět traktory Zetor, které se velmi rychle staly symbolem českého zemědělství. (Dobry, 2008)

Výkony prvních traktorů nedosahovaly výkonu ani 10 koňských sil, po druhé světové válce byly hodnoty výkonu u nás prodávaných traktorů na hodnotě 15–35 koňských sil. Zemědělství se začalo velmi rychle rozvíjet a s tím samozřejmě stoupaly nároky na techniku, což se promítlo do vzrůstajícího výkonu spalovacího motoru. Na českém území se dokonce začaly objevovat první pásové traktory dovezené ze SSSR, v 70. letech 20. století výkony motorů traktorů dosahovaly 300 koňských sil.

Nasazováním takto výkonných strojů se začaly objevovat problémy a nedostatky spojené s provozem. V první řadě se jednalo o přenos výkonu na podložku, traktory proto byly těžké a nadměrně utužovaly půdu. Mechanicky řazené převodovky neumožňovaly řadit v průběhu práce, jelikož i krátké rozpojení točivého momentu v tahu znamenalo okamžité zastavení soupravy. To se pak projevilo především ve spotřebě paliva. Mechanicky řazené převodovky proto nahradily převodovky se změnou převodového poměru pod zatížením nejprve v části rozsahu, později v celém rozsahu převodových stupňů (tzv. full PowerShift). V posledních 2 desetiletích se v hojném počtu také začaly používat plynulé převodovky.

V dnešní době se Evropští zemědělci při provozu zemědělských strojů potýkají také s legislativou, kdy např. v ČR je povolena maximální šířka vozidla bez doprovodu a přepravního povolení 3 m. Z tohoto důvodu je poměrně problematický provoz traktorů s dvoumontážemi, proto se pro lepší přenos výkonu motoru na podložku a zároveň zachování přepravní šířky začaly prosazovat traktory s pásovými podvozky.

Použitím pásového podvozku však traktor ztrácí univerzálnost, jelikož jeho nasazení např. v dopravě je ekonomicky nepřijatelné. Pro zachování univerzálnosti traktoru tak používají velké traktory kolové podvozky. Přenos výkonu zajišťují široké nízkotlaké pneumatiky s velkým průměrem, avšak pro těžké půdní práce je potřeba se zaměřit na několik faktorů, které nám významně ovlivňují ekonomiku provozu. Jedním z faktorů je také rozložení hmotnosti traktoru, jelikož výrazně ovlivňuje jeho tahové vlastnosti.

2 CÍL PRÁCE

Cílem diplomové práce je vypracovat přehled v současné konstrukci traktorů. Dále vypracovat metodiku měření tahových vlastností traktoru Case IH Magnum 370 CVX při různém rozložení hmotnosti na jeho nápravy, výsledky naměřené při experimentálním měření zpracovat do grafů, z nichž následně vyhodnotit závěry pro praxi.

3 KONSTRUKCE TRAKTORŮ

Mezi základní konstrukční prvky traktoru patří motor, převodová ústrojí a podvozkové části.

3.1 Motor

Spalovací motor je pohonným prvkem všech traktorů a ostatních zemědělských strojů. Téměř všechny traktory, s výjimkou malých zahradních traktorů, jsou poháněny vznětovými motory s přeměnou energie z motorové nafty.

Na spalovací motory jsou kladeny různé požadavky uvedeny v tab. 1, které by výrobci měli dodržovat a které napomáhají řešit otázku ochrany přírody, kvality, ekonomiky provozu a výroby, atd. (Bauer et al., 2013)

Tab. 1 Obecné požadavky na spalovací motor podle různých hledisek (zdroj: Traktory a jejich využití)

<i>Legislativa</i>	<i>Zákazník</i>	<i>Výrobce</i>
Výfukové emise	Spotřeba paliva	Nenáročnost výroby
Spotřeba paliva a emise (CO ₂)	Životnost	Kvalita
Hluk	Výkon	Výrobní náklady
Recyklovatelnost	Spolehlivost	Zisk
Bezpečnost	Údržba	Trh a konkurence
	Cena	Sériovost výroby

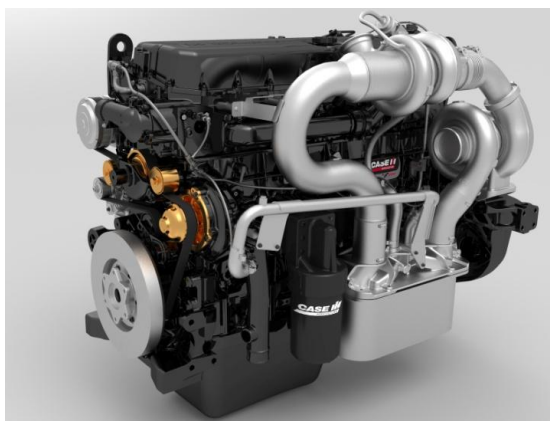
Traktorové motory pracují v podmínkách, které se výrazně liší od jiných, např. automobilových motorů. Mezi specifické požadavky traktorových motorů patří (Bauer et al., 2013):

- „trvalý provoz při maximálním výkonu,
- provoz při velkém kolísání zatížení,
- vysoké převýšení točivého momentu motoru,
- práce motoru v širokém rozmezí otáček s konstantním výkonem,
- nízká spotřeba paliva v provozní oblasti motoru,
- motor musí plnit předpisy EHK a směrnici ES/EHS a jejich aplikace na kategorie T podle požadavků zákonů a vyhlášek MDS

- kouřivost vznětových motorů,
- emise výfukových plynů,
- regulátor otáček,
- hladina vnějšího hluku traktorů,
- možnost automatické regulace výkonu v závislosti na provozních parametrech traktoru,
- startovatelnost při nízkých teplotách,
- vysoká spolehlivost,
- snadná a rychlá diagnostika poruch
- dlouhé servisní intervaly,
- vysoká životnost motoru."

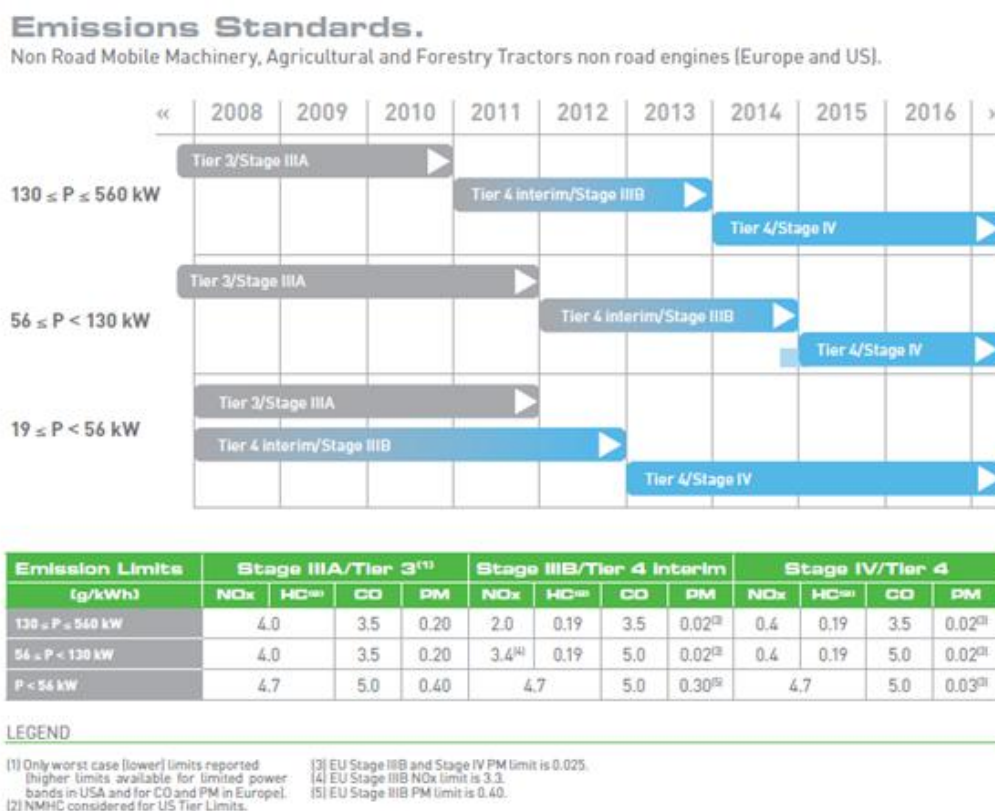
Všechny výše popsané požadavky dnes nelze splnit bez použití elektronických systémů. Proto jsou moderní traktorové motory vybaveny velkým množstvím čidel, snímačů, řízení motoru má na starosti řídicí jednotka, elektronicky řízené je vstřikování, regulace turbodmychadla atd. Všechny tyto věci jsou sice potřebné, ale pro uživatele traktorů se negativně promítají v ceně.

Dříve bylo možné se setkávat s traktory o výkonu od cca 10 do 200 kW. Zatímco spodní hranice výkonu motoru traktorů se nikam nepohybuje, horní hranice výkonu motoru se během posledních 2 desetiletí několikanásobně zvýšila. Nejsilnější sériově vyráběný traktor na světě momentálně nese jméno Case IH Quadtrac 620. Je vybaven třináctilitrovým motorem FPT Cursor 13 (viz obr. 1) o výkonu 509 kW a maximálním točivém momentu 2941 Nm při otáčkách motoru 1400 min⁻¹. (materiály firmy Agrotec a.s.)



Obr. 1 Motor FPT Cursor 13 (zdroj: www.agrics.cz)

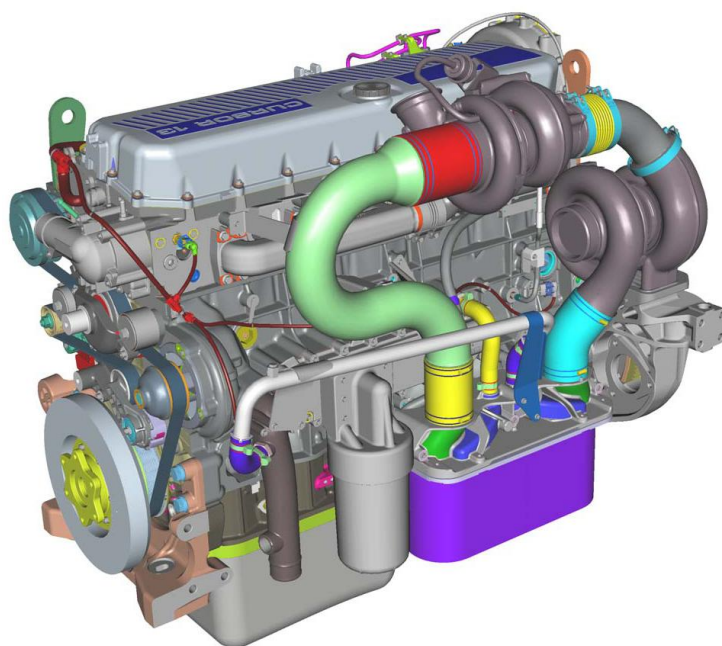
Největší přítěží pro výrobce traktorových motorů jsou dnes emisní normy, podle nich se také odvíjí výsledná podoba motoru v jednotlivých výkonových kategoriích. Jak je patrné z obr. 2, traktory s výkony pod 56 kW mají více než 10× vyšší povolený limit u NO_x a HC, proto se u nich stále neobjevily systémy řešení emisí jako u traktoru nad 56 kW. U výkonu motoru nad 560 kW, což se dnes nevztahuje na traktory ale spíše na jiné zemědělské stroje (např. sklízecí řezačky), se norma Tier 4 nevztahuje. V obr. 2 je také patrné, že norma vstoupila v platnost nejdříve pro traktory od 19 do 56 kW (rok 2013), později pro traktory od 130 do 560 kW (rok 2015), traktory od 56 do 130 kW byly doplněny až v roce 2016. (materiály firmy Agrotec a.s.)



Obr. 2 Platnost emisních norem podle výkonových kategorií (zdroj: materiály firmy Agrotec a.s.)

Snižování emisí moderních motorů ale začíná na samém začátku, respektive v konstrukci motoru. Dnešní traktorové motory jsou zpravidla přepřínované jedním nebo u větších motorů stále častěji 2 turbodmychadly. Ty jsou řazeny v sérii, přičemž jedno z turbodmychadel je bez regulace a v každých otáčkách motoru pracuje naplno, druhé dmychadlo má regulaci, která umožní dopravit do motoru více vzduchu při nižších

otáčkách, naopak ve vyšších otáčkách snižuje svoji účinnost, aby nebyl překročen maximální plnicí tlak. Další možností použití více turbodmychadel je u motorů s konstrukcí do "V", kde každé turbodmychadlo přeplňuje jednu řadu válců. Tyto 2 varianty je možné také zkombinovat, výsledkem je pak motor s 4 turbodmychadly tuto variantu nalezneme např. u pásového traktoru Challenger MT800E. Při použití turbodmychadla a stlačení nasávaného vzduchu nám rapidně vzroste jeho teplota. Abychom dostali do motoru co největší množství vzduchu, je potřeba snížit jeho teplotu. K tomu většina motorů využívá chladiče nasávaného vzduchu (tzv. intercooler). Jedná se o klasický chladič vzduch–vzduch. U velkých motorů je zapotřebí uchládit obrovské množství vzduchu a intercooler by také musel narůst do velkých rozměrů. Z toho důvodu řada výrobců používá místo chladiče vzduch–vzduch, výměník vzduch–chladičí kapalina (obr. 3 - označen modrou barvou). Chladičí kapalina je použita z okruhu chlazení motoru, následně je ochlazována v klasickém chladiči prostřednictvím vzduchu. (materiály firmy Agrotec a.s., www.agromex.cz)



Obr. 3 Systém přeplňování motoru FPT Cursor 13 (zdroj: materiály firmy Agrotec a.s.)

K dokonalému spálení 1 kg paliva je zapotřebí 14,3 - 14,5 kg vzduchu. U moderního motoru nezajišťujeme pouze množství vstříknutého paliva v poměru se

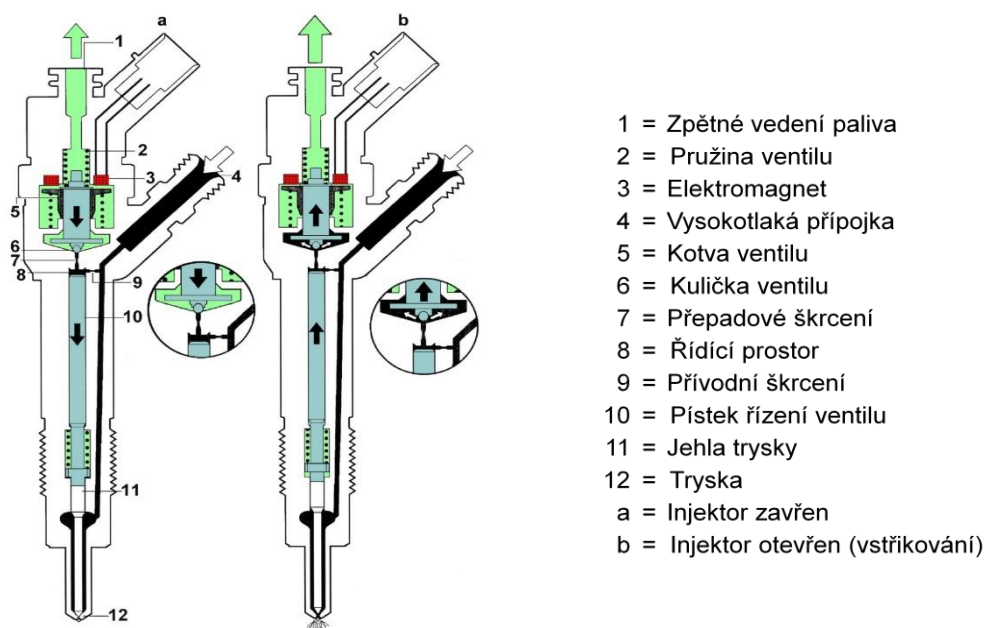
vzduchem, ale pro celkový běh motoru, emise, vibrace, hlučnost a výkon jsou důležité také další činitelé, těmi jsou (Bauer et al., 2013):

- začátek dodávky paliva a začátek vstříku,
- doba vstříku a jeho průběh,
- vstřikovací tlak,
- směr vstřikování a počet vstřikovacích paprsků,
- přebytek vzduchu,
- rozvíření vzduchu.

(Bauer et al., 2013)

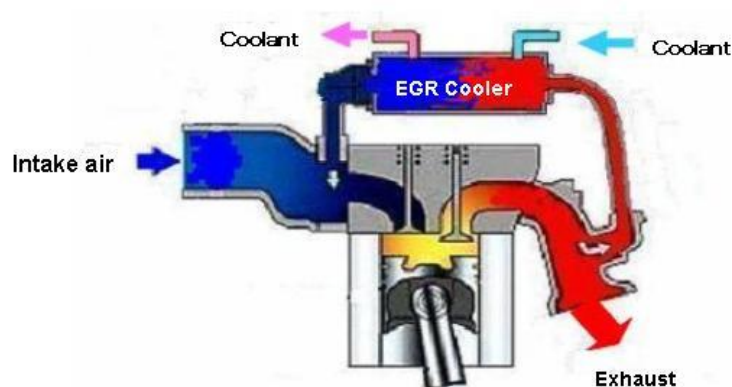
Proces vstřikování je tedy velmi komplikovaný, motory mají většinou možnost navýšení výkonu motoru, elektronicky řízené může být i přeplňování, přičemž není technicky možné vyvinout vstřikování bez elektroniky.

Dnes se na motorech nejvíce vyskytuje elektronicky řízené vstřikování Common Rail. Systém Common Rail je odlišný od klasického vstřikování tím, že čerpadlo vytváří tlak v zásobníku, odkud je pak rozveden ke vstřikovačům paliva (viz obr. 4) do válců. Vstřikování zabezpečuje elektromagnetický ventil, který otevírá řídicí jednotka motoru. Vstřikovací tlaky se u tohoto systému pohybují na hranici 160 Mpa. (materiály firmy Agrotec a.s.)



Obr. 4 Vstřikovač (zdroj: materiály firmy Agrotec a.s.)

Se zpřísňujícími se emisními normami je zapotřebí mimo správného shoření paliva přidat ještě další komponenty. Do emisní normy Tier 3 všichni výrobci používaly pro snížení obsahu NO_x a NH tzv. EGR ventil. Jeho úkol byl přepustit část výfukových plynů do sání a tím snížit teplotu hoření (NO_x a HC vzniká při vysoké teplotě hoření). Jednalo se o jednoduché řešení, avšak aby se od teplých výfukových plynů neohříval nasávaný vzduch do motoru, bylo nutné přidat výměník, který ochlazoval výfukové plyny chladicí kapalinou. Spolu s tím zrostly také nároky na chladicí soustavu motoru. EGR ventil s chladičem výfukových plynů je znázorněn na obr. 5. (materiály firmy Agrotec a.s.)



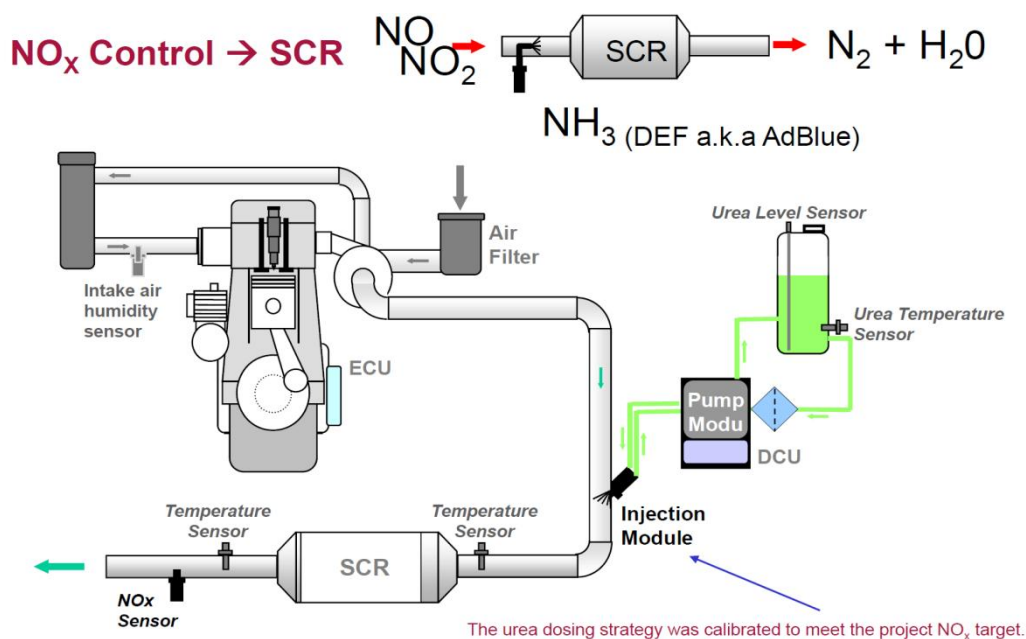
Obr. 5 Systém řešení emisí pomocí EGR ventilu - norma tier3 (zdroj: http://images.dailytech.com/nimage/14218_large_egr.png)

Před příchodem emisní normy Tier 4 Interim (Stage III B) se směry vývoje velkých výrobců motorů rozdělily. Při přechodu z normy Tier 3 se $10\times$ snížil povolený obsah pevných částic, které vznikají zejména při nízké teplotě hoření. Nízkou teplotu hoření způsoboval EGR ventil z důvodu nižších emisí NO_x a NH . Naopak pokud motor EGR ventil neměl, teplota hoření byla vysoká, vznikalo sice méně pevných částic, ale motor nesplňoval požadavky na emise NO_x a NH . Jednou z variantou jak vyřešit emise bylo ponechání EGR ventilu, přičemž na výfuku byl umístěn pasivní nebo aktivní filtr pevných částic. Toto řešení využívala např. firmy John Deere, Caterpillar, atd.

Toto řešení je jednoduché, ale má řadu nevýhod. Hlavní nevýhoda je, že se filtr zanáší. Pokud je aktivní, dokáže se tzv. vypálit, tím roste ale spotřeba nafty. Druhá varianta je pasivní filtr, ten vyžaduje jeho vyčištění. (materiály firmy Agrotec a.s.)

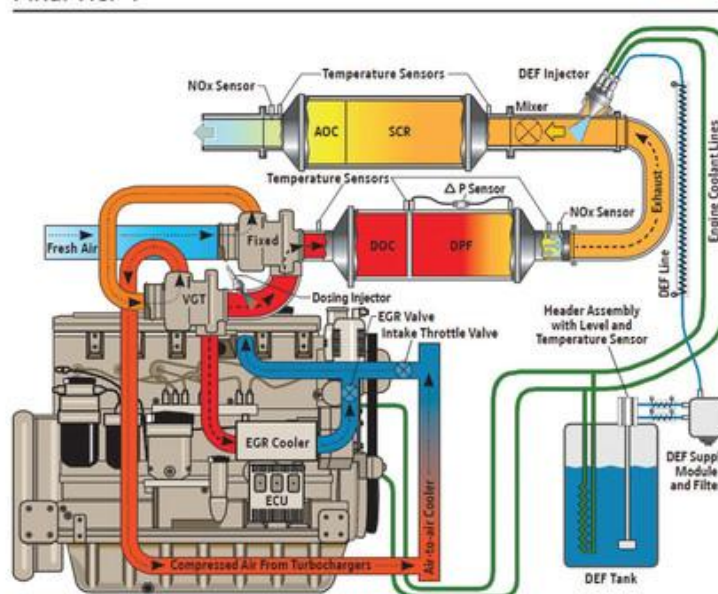
U EGR ventilu je navíc také nevýhodou, že místo čistého vzduchu nasáváme zpět do motoru část výfukových plynů, které obsahují saze a minimum kyslíku. To nám negativně ovlivňuje spotřebu paliva, životnost oleje i celého motoru.

Z tohoto důvodu se někteří výrobci odlišili a použili ke splnění emisní normy tzv. SCR technologii v té době již známou z nákladních automobilů. Motor zůstává bez EGR ventilu, nasává čistý vzduch a díky vysoké teplotě hoření nevzniká nadměrné množství pevných částic. Problematický obsah částic NO_x a NH je snižován v SCR katalyzátoru kde chemicky reaguje s přidávanou kapalinou AdBlue. AdBlue je 32,5 % roztok močoviny s destilovanou vodou. Schéma systému SCR je znázorněno v obr. 6. (materiály firmy Agrotec a.s.)



Obr. 6 SCR technologie motorů FPT - norma Tier 4 Interim (zdroj: materiály firmy Agrotec a.s.)

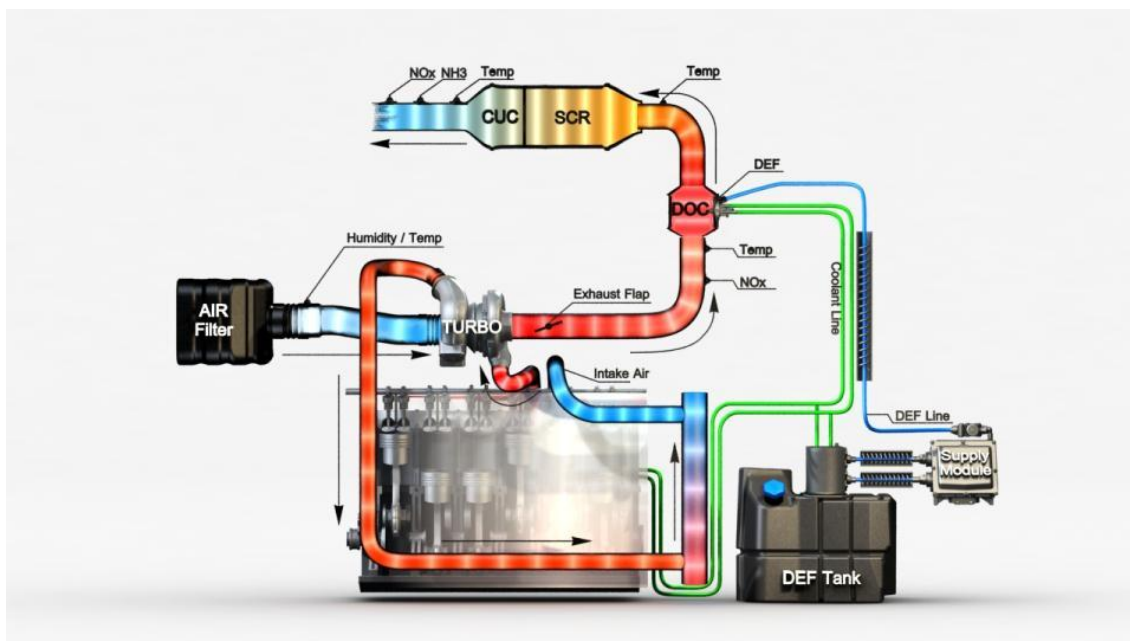
Nejaktuálnější emisní norma je Tier 4 Final (Stage IV). Proti předchozí normě zůstal stejný limit pro pevné částice, zmenšil se však limit pro NO_x . Tento limit není možné splnit s technologiemi pro emisní limity Tier 4 Interim. Nyní všichni výrobci využívají pro snížení emisí NO_x SCR technologii, přičemž většina výrobců k SCR využívá ještě filtr pevných částic (DPF filtr) ve spojení s EGR ventilem (obr. 7). (materiály firmy Agrotec a.s.)



Obr. 7 Systém řešení emisí s SCR technologií ve spojení s EGR a DPF

(zdroj: http://r2.oemoffhighway.com/files/base/OOH/image/2013/03/16x9/640x360/pss-ft4-technology-diagram-106_10898753.jpg)

Firma FPT si nechala patentovat systém řešení emisí s názvem HI-eSCR zobrazeného na obr. 8 a jako jediný výrobce motorů dosáhl emisních norem Tier 4 Final bez použití EGR ventilu a DPF filtru. Princip spočívá v kombinaci 3 katalyzátoru (DOC, SCR a CUC). Jako první katalyzátor na výfukovém potrubí je DOC (Diesel Oxidation Catalyst), v něm probíhá oxidace NO, CO, HC a pevných částic. Dále v SCR katalyzátoru probíhá reakce s AdBlue, přičemž je množství stříknutého roztoku vyšší než u předchozí normy a systém hlídá několik parametrů, podle kterých AdBlue vstříkuje. V posledním (CUC) katalyzátoru probíhá oxidace NH_3 , který vzniká při rozkladu AdBlue. Kombinací těchto 3 katalyzátorů byla dosažena účinnost 95 % (samotný SCR katalyzátor má účinnost 85 %). Systém HI-eSCR potřebuje ke správné funkci teplotu výfukových plynů nad $270\text{ }^\circ\text{C}$, jinak jeho účinnost klesá. Na motoru je proto použito dvouplášťové výfukové potrubí, samotné katalyzátory jsou také dvouplášťové. (materiály firmy Agrotec a.s.)



Obr. 8 Systém řešení emisí pomocí technologie HI-eSCR (zdroj: materiály firmy Agrotec a.s.)

3.2 Převodová ústrojí

Převodová ústrojí patří k nejdůležitějším konstrukčním celkům traktoru, které výrazně ovlivňují provozní i pracovní parametry traktorových souprav. Výrazný pokrok v oblasti vývoje převodovek byl zaznamenán v 90. letech 20. století. Na trhu se začali objevovat první převodovky řazené pod zatížením v celém svém rozsahu. Dnes se stále častěji vyskytují převodovky s plynule měnitelným převodovým poměrem, a to od malých traktorů až po velké polní tahače. Moderní traktory využívají také u převodovky stále více elektroniky. Ta slouží ke komunikaci převodovky s motorem, nebo ve spojení s hydraulikou k samotnému řazení. Převodová ústrojí lze rozdělit podle způsobu přenosu točivého momentu na několik částí (Bauer et al., 2013):

- spojky (pro krátkodobé přerušování točivého momentu),
- spojovací a kloubové hřídele (pro stálé spojení),
- převodovky (pro změnu velikosti a smyslu točivého momentu),
- rozvodovka a diferenciál (pro rozdělení hnacího momentu na levé a pravé kolo),
- koncové převody (pro zvýšení převodového poměru).

3.2.1 Spojky

Úkolem spojky je zajistit plynulý rozjezd vozidla a krátkodobě přerušit točivý moment mezi motorem a převodovkou. Zároveň spojka také chrání motor a převodovku od přetížení, a zajišťuje tlumení torzních kmitů. (Bauer et al., 2013)

Kotoučová spojka

Jedná se o pojezdovou spojku, která bývá převážně umístěna v setrvačnicku motoru. Setrvačnick je zároveň využit jako jedna z třecích ploch, dále má za úkol odvést teplo vznikající při prokluzu spojky. Spojkový kotouč bývá vybaven pružinami pro ztlumení vibrací od motoru, na spojkovém kotouči je nalepené nebo nanýtováno třecí obložení. Přítlačný kotouč přitlačuje spojkový kotouč k ploše setrvačnicku silou talířové pružiny, nebo vinutých pružin. Kotoučová spojka je zobrazena na obr. 9. (Bauer et al., 2013)



Obr. 9 Kotoučová spojka

(zdroj: <http://www.dieselperformance.com/productImage/large/Clutch.jpg>)

Lamelová spojka

Lamelovou spojku (obr. 10) tvoří několik lamel střídavě propojených s hnací a hnanou částí. Jednotlivé lamely mají umožněn pohyb po ose spojky. Při stlačení lamel dochází ke tření a tím k rozpočívání hnané části. Spojka je většinou v olejové náplni, přičemž olej snižuje součinitel tření, ale zvyšuje životnost spojky, jelikož odvádí teplo a nečistoty. (Bauer et al., 2013)

Součinitelé tření v olejové náplni jsou:

- třecí obložení–ocelový plech $\mu=0,1$;
- ocel–ocel $\mu=0,05$.

Lamelové spojky jsou používanější, než kotoučové, nepoužívají se pouze k rozjezdu, ale také např. k řazení jednotlivých převodových stupňů (viz kapitola 3.2.2.)

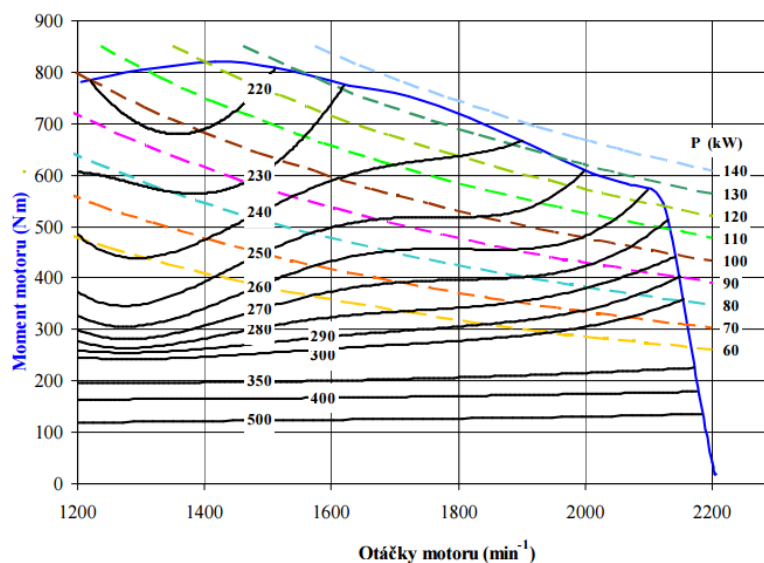


Obr. 10 Lamelová spojka (zdroj: Traktory a jejich využití)

3.2.2 Převodovky

Traktorové soupravy pracují v nejrozmanitějších podmínkách. Ať se jedná o nasazení v dopravě, těžkých polních pracích, či pouze jako stacionární článek nářadí, vždy se snažíme maximálně využít potenciál motoru traktoru, zefektivnit jeho práci jak z hlediska ekonomického, tak z hlediska výkonostního. Toho nám pomáhá docílit právě převodovka.

Jelikož motor pracuje nejefektivněji v oblasti nejvyššího točivého momentu (tj. na obr. 11 kolem 1450 min^{-1}), je důležité, aby počet převodových stupňů v převodovce zajistil pohyb vozidla požadovanou rychlostí (např. orba cca. 8 km/h, doprava 40 km/h) právě v této oblasti otáček motoru. Některé traktory mohou být používány v pracích, kde je nutná co nejmenší rychlost, např. 0,1 km/h. Tyto traktory se dovybavují tzv. plazivými rychlostmi. Zároveň ale požadujeme zachování přepravní rychlosti 40 km/h. Převodovky tak musí zvládat velké množství převodových poměrů, čímž roste jejich velikost a hmotnost. V posledních 2 desetiletích se v hojném množství začaly používat CVT převodovky, tedy převodovky s plynule měnitelným převodovým poměrem. Dnes bývají traktory také velmi často vybaveny automatickým řazením, které dokáže reagovat na pokles otáček motoru, optimalizuje zatížení motoru tak, aby motor pracoval v oblasti neekonomičtějších otáček. V neposlední řadě také řídicí jednotka dokáže rozpojit přenos točivého momentu mezi motorem a hnacími koly při poklesu otáček motoru pod jeho kritickou hodnotu, aby nedošlo k zhasnutí motoru. (Macek, 2013, materiály firmy Agrotec a.s.)



Obr. 11 Úplná charakteristika motoru (zdroj: Macek, 2013)

3.2.2.1 Mechanické převody

Mechanický přenos točivého momentu patří stále k nejrozšířenějšímu řešení převodovky traktorů. Jedná se o jednoduchý, spolehlivý převod s vysokou účinností přenosu M_t . Mezi největší nedostatky těchto převodů patří omezený počet převodových poměrů, tím samozřejmě i omezené využití potenciálu spalovacího motoru.

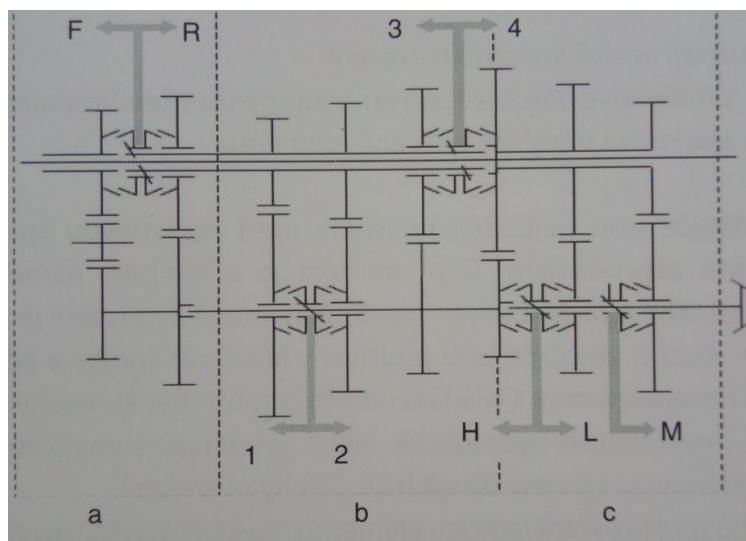
Mechanické převody využíváme jak v hlavních převodovkách, tak ve skupinových a reverzačních převodovkách nebo u násobičů točivého momentu.

Mechanické převodovky dělíme na:

- převodovky bez možnosti řazení pod zatížením,
- převodovky řazené pod zatížením v omezeném počtu stupňů,
- převodovky řazené pod zatížením v celém rozsahu.

Mechanické převodovky bez možnosti řazení pod zatížením

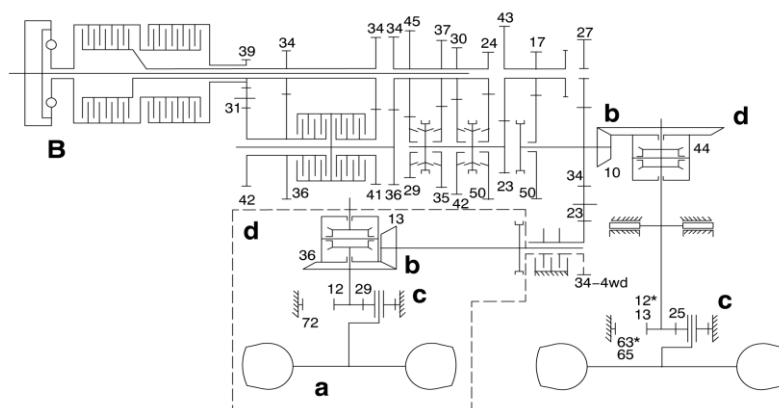
Tyto převodovky jsou používány převážně u malých traktorů, u kterých nepředpokládáme vysoké nároky na tah. Největší výhodou těchto převodovek je zejména pořizovací cena, dále pak mechanické ovládání nenáročné na údržbu a levné na opravy. Řazení jednotlivých stupňů zajišťují ozubené spojky obvykle vybavené také synchronizací. Jedním z příkladů je převodovka Shuttle Command 12/12 (obr. 12). Tato převodovka disponuje v hlavní části 4 převodovými stupni, v přídatné převodovce pak dalšími 3 stupni, je zde také reverzační převodovka, která umožňuje využít všechny stupně jak dopředu, tak dozadu. (Bauer et al., 2013)



Obr. 12 Schéma převodovky Shuttle Command 12/12 (zdroj: Traktory a jejich využití)

Mechanické převodovky řazené pod zatížením v omezeném počtu stupňů

Jedná se o nejrozšířenější převodovky, které se vyskytují u traktorů všech výkonových tříd. Část převodovky tvoří mechanicky řazené stupně podobně jako u převodovek bez možnosti řazení pod zatížením, v další části převodovky je umístěn buď násobič točivého momentu nebo klasická mechanická převodovka, kde jsou k řazení použity místo zubových spojek lamelové, hydraulicky spínané spojky. Tento typ převodovky využívá např. traktor Case IH Farmall U (obr. 13), přičemž v hlavní převodovce se nachází 4 mechanicky řazené stupně, přídatná převodovka disponuje 3 stupni. Převodovka je dále doplněna elektrohydraulickou reverzací a 2° násobičem točivého momentu. (materiály firmy Agrotec a.s.)



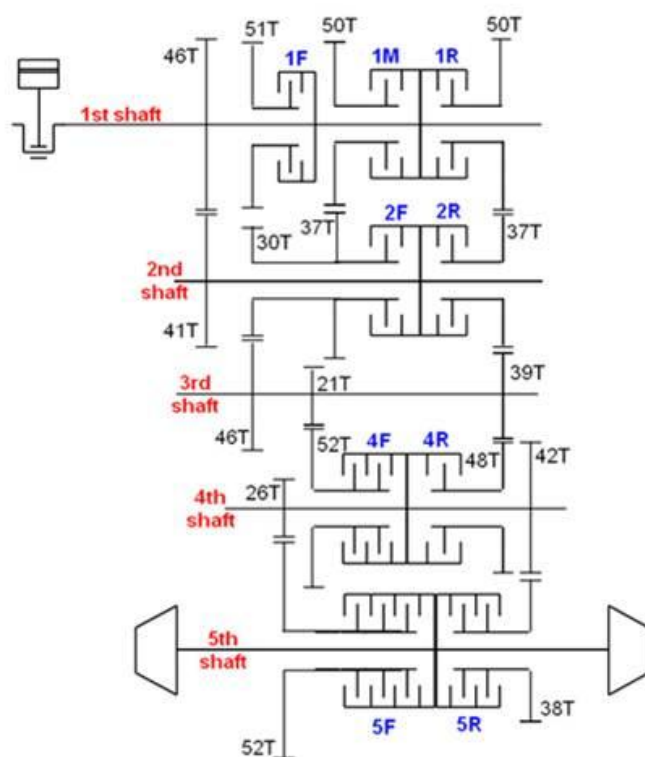
Obr. 13 Schéma převodovky traktoru Case IH Farmall U 24/24 (materiály firmy Agrotec a.s.)

Mechanické převodovky řazené pod zatížením v celém rozsahu

Tyto převodovky, používané hlavně ve velkých traktorech primárně určených pro velký tah, disponují obvykle 16–23 převodovými stupni vpřed, vzad potom 2–6°. Řazení převodovky má na starosti řídicí jednotka, která dává impuls jednotlivým elektromagnetickým ventilům, které spínají nebo rozpojují lamelové spojky v převodovce. V poslední době se rozmáhají systémy, které umožňují, aby řídicí jednotka sama přeřadila na základě sledovaných hodnot, přičemž stále zůstává volba řazení v závislosti na řidiči. Ačkoliv je v převodovce velké množství spojek, zpravidla jen jedna z nich bývá hlavní (rozjezdová). Hlavní spojka (označovaná také jako MC, nebo Master Clutch) je modulační. To znamená, že do spojky může být přiváděn talkový olej

postupně a docílí se tak plynulému rozjezdu. Ostatní spojky modulační nejsou, jejich stav je tedy pouze sepnutý/rozpojený.

Převodovku řazenou pod zatížením v celém rozsahu používá např. traktor Case IH Quadtrac (obr. 14). Zajímavostí této převodovky je právě použití hlavní spojky. Zatímco u většiny převodovek je hlavní spojka sepnutá vždy, když je vozidlo v pohybu, Case IH Quadtrac má hlavní spojku umístěnou na 4. hřídeli, na obr.14 označena jako spojka 4F a je sepnutá pouze u některých rychlostních stupňů (viz tab. 15) a vždy se spíná při rozjezdu. Pokud se traktor rozjíždí na rychlost, kdy není spojka 4F sepnutá (např. rychlostní stupeň 5, 7, 9, 11,...), řídící jednotka převodovky zařadí o stupeň nižší rychlost a v okamžiku, kdy je spojka 4F 100% sepnutá, převodovka zařadí požadovaný vyšší rychlostní stupeň. (materiály firmy Agrotec a.s.)



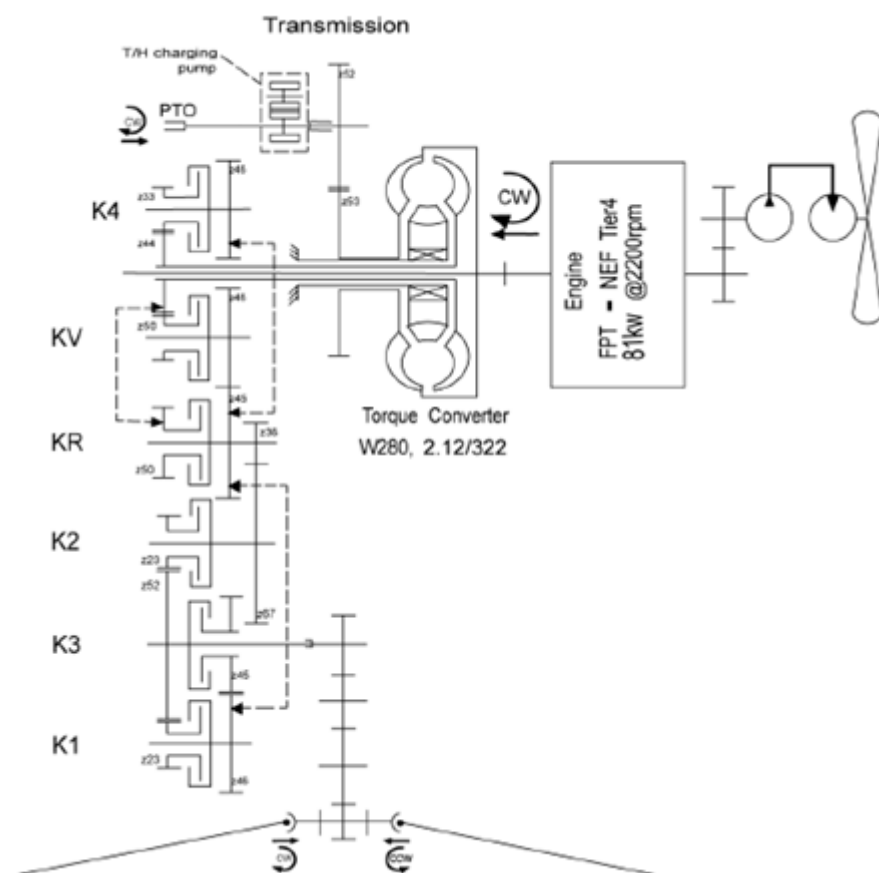
Obr. 14 Schéma převodovky Case IH Quadtrac (zdroj: materiály firmy Agrotec a.s.)

Tab. 2 sepnutí spojek u jednotlivých rychlostí (zdroj: materiály firmy Agrotec a.s.)

Převod	Spojka								
	1F	1M	1R	2F	2R	4F	4R	5F	5R
R2	x					x			x
R1	x					x		x	
F1				x		x		x	
F2		x				x		x	
F3					x	x		x	
F4			x			x		x	
F5				x			x	x	
F6				x		x			x
F7		x					x	x	
F8		x				x			x
F9					x		x	x	
F10					x	x			x
F11			x				x	x	
F12			x			x			x
F13				x			x		x
F14		x					x		x
F15					x		x		x
F16 Lo			x				x		x
F16 Hi			x				x		x

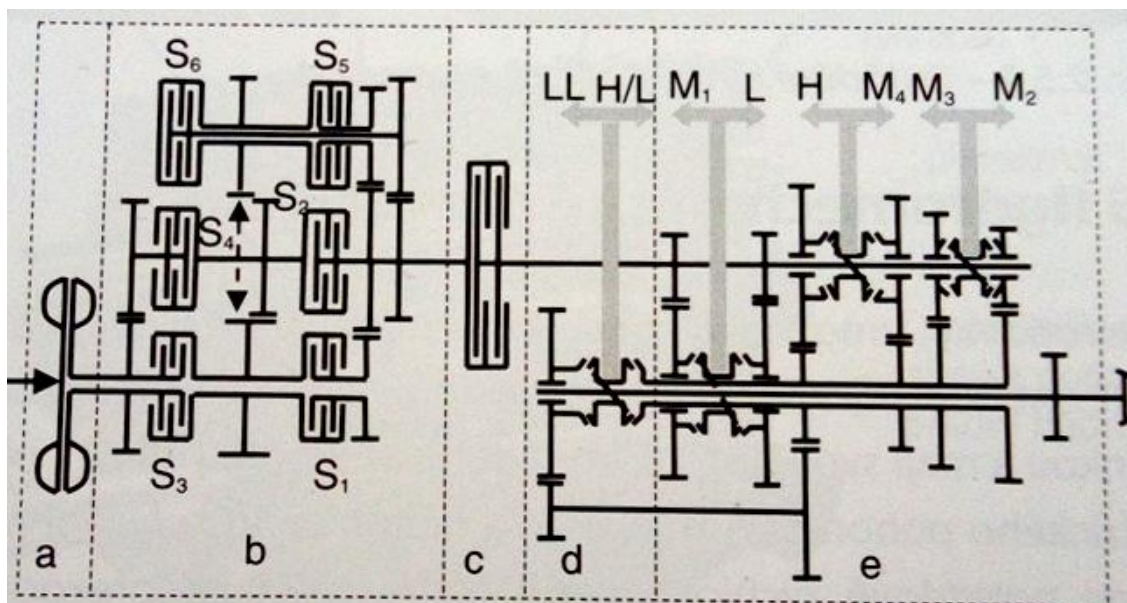
3.2.2.2 Hydrodynamické převodovky

Hydrodynamické převodovky zaznamenaly největší rozmach v 80. a 90. letech 20. století, kdy jejich spojení se spalovacím motorem znamenalo určitý stupeň automatizace. Jejich největší výhodou je jednoduchost, avšak dnes se s nimi v traktorech téměř nesetkáváme. V jiných zemědělských strojích je však nalézt můžeme a to především v teleskopických manipulátorech (obr. 15). Mezi jejich hlavní přednosti patří plynulost rozjezdu a řazení, lehká konstrukce, naopak nevýhody jsou vysoké nároky na kvalitu oleje nebo nízká účinnost. (Bauer et al., 2013)



Obr. 15 Schéma převodovky manipulátoru Case IH Farmlift s hydrodynamickým měničem (zdroj: materiály firmy Agrotec a.s.)

Z důvodu nižší účinnosti přenosu točivého momentu od motoru se měniče točivého momentu nepoužívají samostatně, ale ve spojení s mechanickou převodovkou. Ta může být řazená jak pod zatížením (obr. 15), částečně pod zatížením (např Fendt turbomatik – obr. 16) nebo bez zatížení.



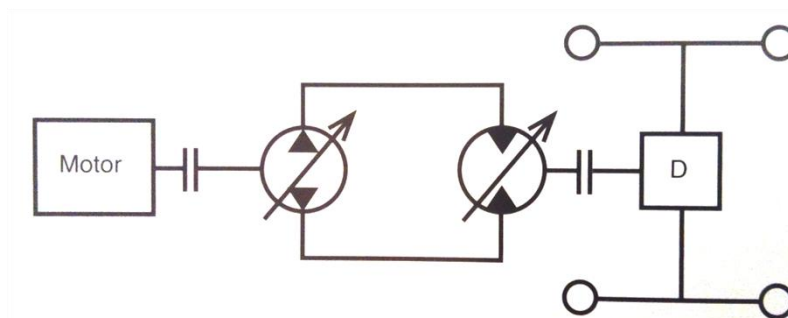
Obr. 16 Převodovka s hydrodynamickou spojkou Fendt Turbomatik (zdroj: Traktory a jejich využití)

Jelikož hydrodynamický měnič nikdy nedosáhne 100% účinnosti, někteří výrobci využívají v měniči spojku, která se sepne při dosažení minimálního rozdílu mezi čerpadlovým a turbínovým kolem a tím měnič vyřadí z provozu. (Bauer et.al., 2013)

3.2.2.3 Hydrostatické převodovky

Hydrostatické převodovky lze dnes najít pouze v malých traktorech určených do komunální sféry, popřípadě v zahradních traktorech. Hydrostatikou je možné ale pohánět i větší stroje. V zemědělských strojích se hydrostatické převodovky používají zejména u sklizňové techniky (sklízecí mlátičky, řezačky apod.), dále pak např. u samojízdných postřikovačů a v neposlední řadě u nakladačů a manipulátorů. Hlavními výhodami těchto převodovek jsou nízká měrná hmotnost a jednoduchost ovládání. To je zajištěno buď přes 2 pojezdové pedály, nebo pomocí elektroniky. U větších strojů se obvykle hydrostatická převodovka používá ve spojení s mechanickou převodovkou. Tím docílíme vyšší pojezdové rychlosti (na mechanické převodovce nejvyšší stupeň) a zároveň také zajistíme vysoký točivý moment přenášený na kola (na mechanické převodovce nejnižší stupeň). Přenos energie zajišťuje tlakový olej. Ten je do uzavřeného hydraulického okruhu dodáván pístovým axiálním hydrogenerátorem poháněným spalovacím motorem. Hydrogenerátor je regulační, a to buď pomocí

naklápěcí desky, nebo naklápěcím blokem hydrogenerátoru. Tlakový olej je pak přeměňován na mechanickou energii v axiálním nebo radiálním hydromotoru, přičemž axiální hydromotor bývá spojen s dalšími mechanickými převody, radiální hydromotory mají větší záběrový moment, proto bývají umístěny přímo v kolech, což je pro některé stroje značně výhodné (např. samojízdné postřikovače). Schéma hydrostatického pohonu je znázorněno na obr. 17.

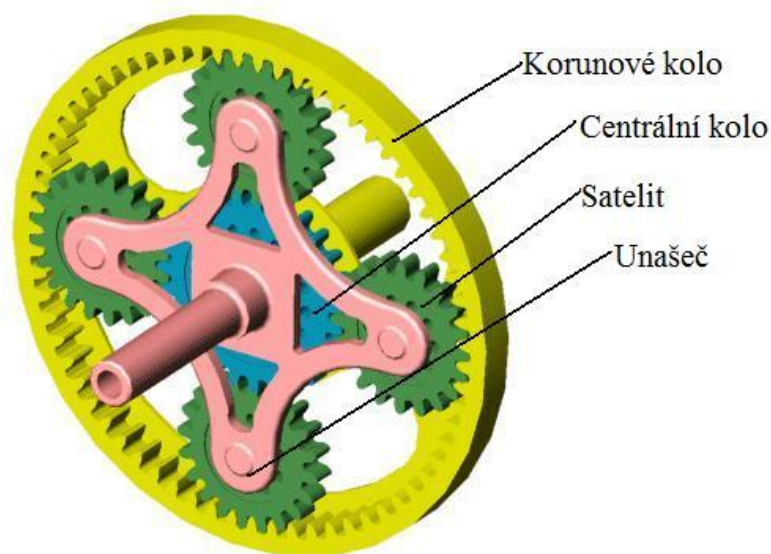


Obr. 17 Schéma hydrostatického pohonu (zdroj: Traktory a jejich využití)

3.2.2.4 Hydromechanické převodovky

CVT (Continuously Variable Transmission) neboli převodovky umožňující plynulou změnu převodového poměru jsou v traktorech používané již od roku 1942, kdy byl představen traktor na elektrický pohon. Technických řešení, které plynulou změnu převodového poměru dokážou zajistit je hned několik. Řadí se mezi ně hydrodynamická spojka a měnič, řemenový nebo řetězový variátor, hydrostatická převodovka, nebo již zmiňovaný elektrický pohon. Všechna tato řešení mají nespočet nevýhod od nízké účinnosti přes vysokou hmotnost až po nemožnost přenést výkony, kterými dnes moderní traktory disponují.

U dnešních traktorů jsou CVT převodovky řešeny u všech výrobců traktorů podobným systémem a to hydromechanickou převodovkou. Základem každé hydromechanické převodovky je planetový mechanismus (obr. 18), který umožňuje sloučit 2 toky energie do jednoho.



Obr. 18 Planetový mechanismus

(zdroj:http://nd06.jxs.cz/173/558/610a5dbf30_95742458_o2.jpg)

Hydromechanické převodovky mají nižší účinnost než mechanické převody. Důvod, proč se dnes stále více používají je ten, že motor ve spojení s touto převodovkou pracuje pořád ve ideálních otáček, při řazení nevznikají žádné rázy ani výkyvy otáček motoru. To nám i přes menší účinnost zajistí nižší spotřebu paliva.

Hydromechanické převodovky se spojují s mechanickými převodovkami řazenými pod zatížením. To zlepšuje celkovou účinnost převodovky, jelikož v určitých převodových poměrech převodovka může pracovat pouze s mechanickým přenosem energie, pokud se budeme od tohoto převodového poměru vzdalovat, bude se zvyšovat podíl hydraulicky přenášené energie (sníží se celková účinnost) až do okamžiku, kdy řídicí jednotka přeřadí, pak se naopak podíl přenosu přes hydrauliku bude snižovat. Hydromechanické převodovky různých výrobců se od sebe mohou lišit, avšak základ zůstává pořád stejný. V tab. 3 jsou specifikovány výhody a nevýhody hydromechanických převodovek. (Bauer et al., 2013)

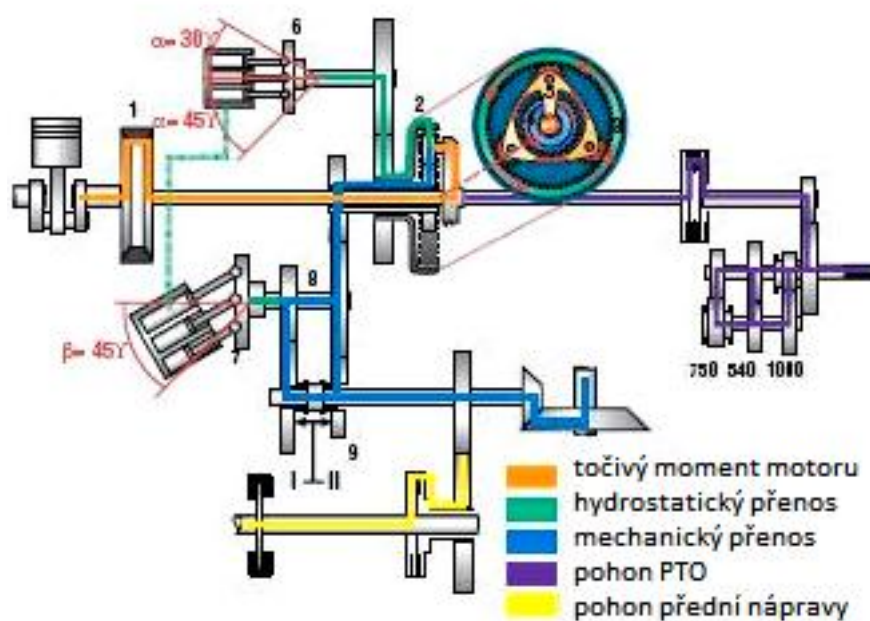
Tab. 3 Výhody a nevýhody hydromechanické převodovky (zdroj: Traktory a jejich využití)

Výhody	Nevýhody
<ul style="list-style-type: none"> • Plynulá změna převodového poměru, • Snadný přenos velkých sil a točivého momentu, • Malá poměrná hmotnost a malý rozměr hydraulických prvků, • Snadná reverzace pohybu, • Konstrukční volnost, • Snadná údržba a provozní spolehlivost • Snadné blokování pohybu. 	<ul style="list-style-type: none"> • Nižší účinnost, • Citlivost na nečistoty v kapalině, • Závislost na vlastnostech provozní kapaliny, • Vyšší pořizovací náklady.

Fendt Varío

Jedním z průkopníků hydromechanických převodovek v traktorech je firma Fendt. Její převodovka nese název Fendt Varío (obr. 19) a je používána ve všech modelech traktorů od 51 kW do 380 kW.

Základem převodovky Varío je soustava regulačního hydrogenerátoru a regulačního hydromotoru ve spojení s 2^o mechanickou převodovkou. Ta umožňuje převodovku využívat ve 2 rozsazích. První rozsah je určený pro práci na poli, hodnota rychlostí je 0,02–32 km.h⁻¹. Druhý rozsah používaný především v dopravě je určen pro rychlosti 0,02–50 km.h⁻¹. Rozsahy převodovky je možné mezi sebou přepínat za jízdy do rychlosti 15 km.h⁻¹. Hydrogenerátor může pracovat v rozsahu naklonění bloku od -30 ° do +45 °, objem hydromotoru je také regulován pomocí náklonu celého bloku a to v rozsahu 0–45 °. Prospekt firmy Fendt; Bauer et al., 2013)



Obr. 19 Schéma převodovky Fendt Vario (zdroj: prospekt Fendt)

1 – tlumič torzních kmitů, 2 – planetový převod, 6 – hydrogenerátor, 7 – hydromotor,
8 – sumarizační hřídel, 9 – skupinová převodovka

Točivý moment motoru je přenášén přes tlumič torzních kmitů na unašeč satelitů. Přes korunové kolo je poháněn hydrogenerátor, který buď pohání nebo brzdí hydromotor, který je mechanicky spojen s centrálním kolem a výstupem z převodovky.

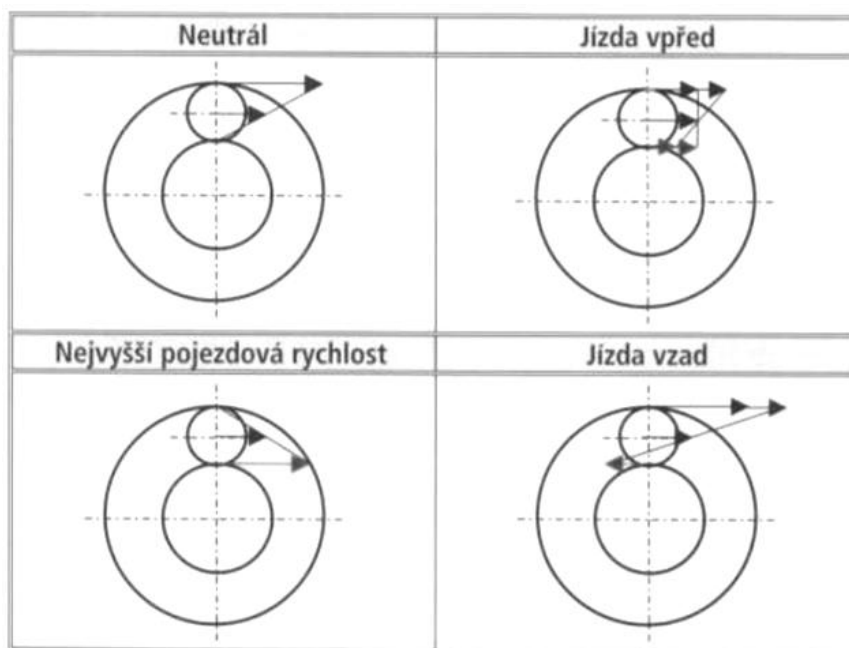
Pokud má traktor zařazený neutrál, otáčky na výstupu (tj. otáčky centrálního kola) musí být nulové. Tato situace je řešena tak, že hydrogenerátor je natočen v poloze $\alpha=0^\circ$, přičemž korunové kolo se může volně otáčet. Hydromotor je v poloze maximálního geometrického objemu ($\beta=45^\circ$), tím je zajištěno blokování výstupu převodovky a vozidlo tak stojí na místě.

Při rozjezdu vpřed se hydrogenerátor postupně naklápí až do maximálního úhlu $\alpha=45^\circ$. Hydrogenerátor začne dodávat olej do hydromotoru, začne se roztáčet centrální kolo a tím i výstup z převodovky. Po dosažení maximální vychýlení hydrogenerátoru ($\alpha=45^\circ$) se začne zmenšovat geometrický objem hydromotoru. Tím se ještě zvýší otáčky výstupu, respektive centrálního kola planetové převodovky.

Dosažení maximální pojezdové rychlosti nastane, když se hydromotor dostane do polohy $\beta=0^\circ$. Jelikož tlakový olej z hydrogenerátoru nemá kam proudit, z hydrogenerátoru se stane brzda, která zastaví korunové kolo. Naopak hydromotor se

může volně otáčet, tím je zajištěn přenos veškerého výkonu pouze přes mechanickou větev převodovky.

Pro jízdu vzad se hydrogenerátor postupně naklápí z polohy $\alpha=0^\circ$ do polohy $\alpha=-30^\circ$, přičemž hydromotor zůstává v poloze maximálního vychýlení $\beta=45^\circ$. Tím, že hydrogenerátor začne dodávat tlakový olej do opačné větve, zajistíme obrácený chod výstupního centrálního kola. Na obr. 20 je znázorněna kinematika planetového převodu převodovky Fendt Vario



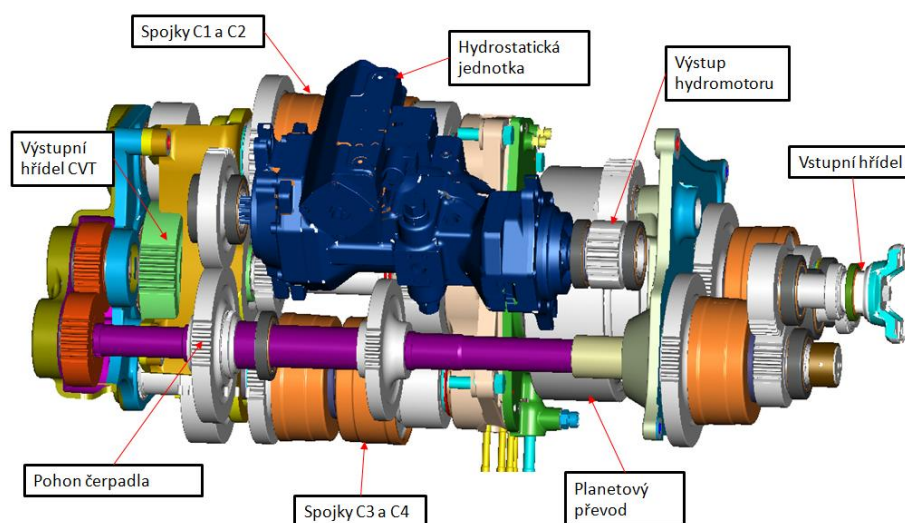
Obr. 20 Kinematika planetového převodu převodovky Fendt Vario
(zdroj: traktory a jejich využití)

Fendt ve svých traktorech umožňuje uživateli volbu 3 různých variant ovládání:

- bez TMS – plynový pedál slouží k ovládní otáček motoru, pohybem multifunkční páky vpřed nebo vzad volíme převodový poměr
- TMS + joystick – pohybem multifunkční páky vpřed nebo vzad přidáváme nebo ubíráme pojezdovou rychlost, o otáčky motoru a převodový poměr se stará společný management řízení motoru a převodovky
- TMS + plynový pedál – plynový pedál neslouží k volbě otáček motoru, ale podobně jako u předchozí varianty určuje plynový pedál pojezdovou rychlost, převodový poměr a otáčky motoru si traktor sám upraví (Bauer et al., 2013)

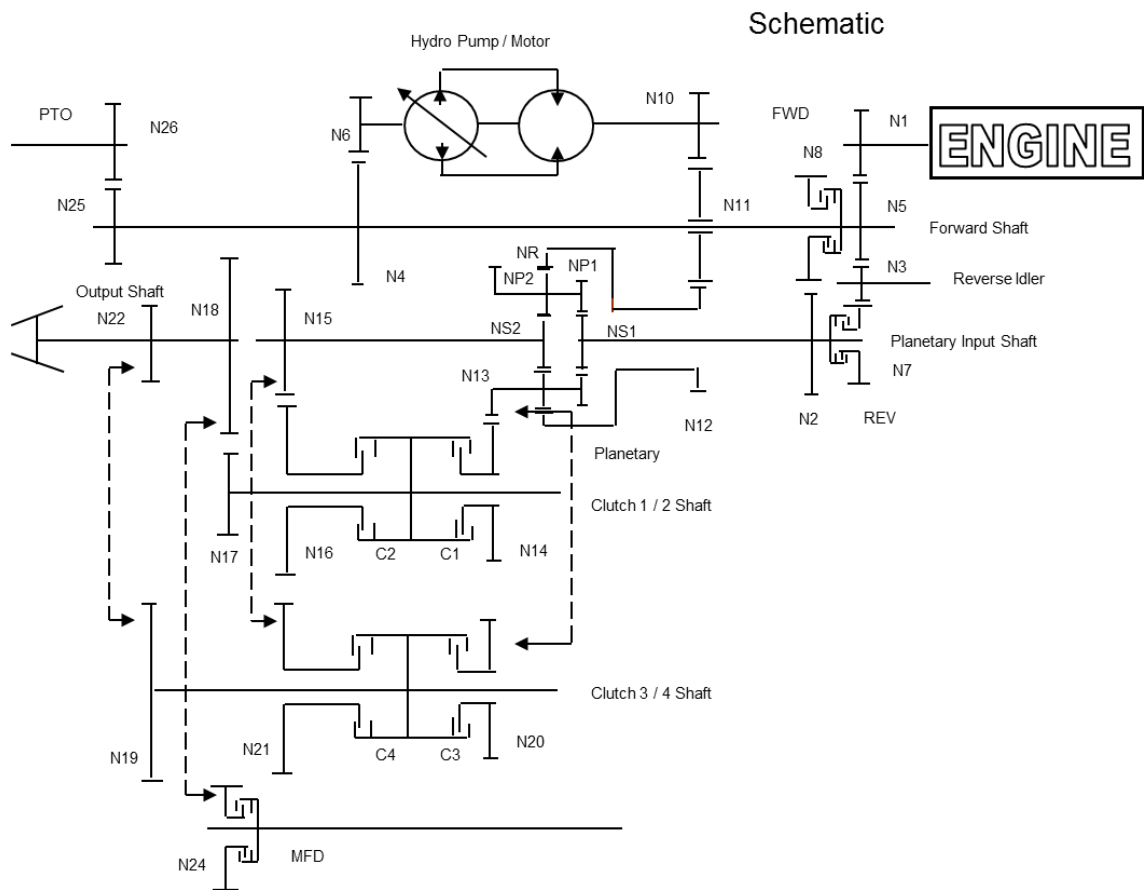
Case IH Magnum CVX

Druhou popsanou plynulou převodovkou je Case IH Magnum CVX (obr. 21). Jedná se o převodovku používanou v traktorech Case IH Magnum a jeho ekvivalentu New Holland T8 Autocommand tyto modely se v Evropě nabízí od výkonu 235 kW do výkonu 320 kW. Mezi hlavní části převodovky patří dvojitý planetový převod, celkem 4 mechanické stupně pro jízdu vpřed, 2 spojky pro volbu směru vpřed/vzad, hydrostatická část se skládá z regulačního hydrogenerátoru pomocí naklápěcí desky a neregulačního hydromotoru. (materiály firmy Agrotec a.s.)



Obr. 21 pohled shora na převodovku Magnum CVX (zdroj: materiály firmy Agrotec a.s.)

V převodovce traktoru Magnum CVX je použit dvojitý planetový mechanismus. Ten se vyznačuje tím, že jsou vzájemně propojeny satelity (pro každou část mají rozdílné počty zubů). Dále má planetový převod 2 centrální kola a společné korunové kolo. Planetový mechanismus této převodovky má tudíž 2 vstupy a 2 výstupy. Korunové kolo je roztáčeno přes hydrostatiku, první centrální kolo je spojeno s reverzační převodovkou a dále pak s motorem. Výstup z převodovky je z 2. centrálního kola nebo z unašeče satelitů. Mechanické rozsahy (spojky C1–C4) a reverzační převodovka jsou řazeny pomocí lamelových spojek podobně jako u převodovky PowerShift. Schéma převodovky je na obr. 22. (materiály firmy Agrotec a.s.)



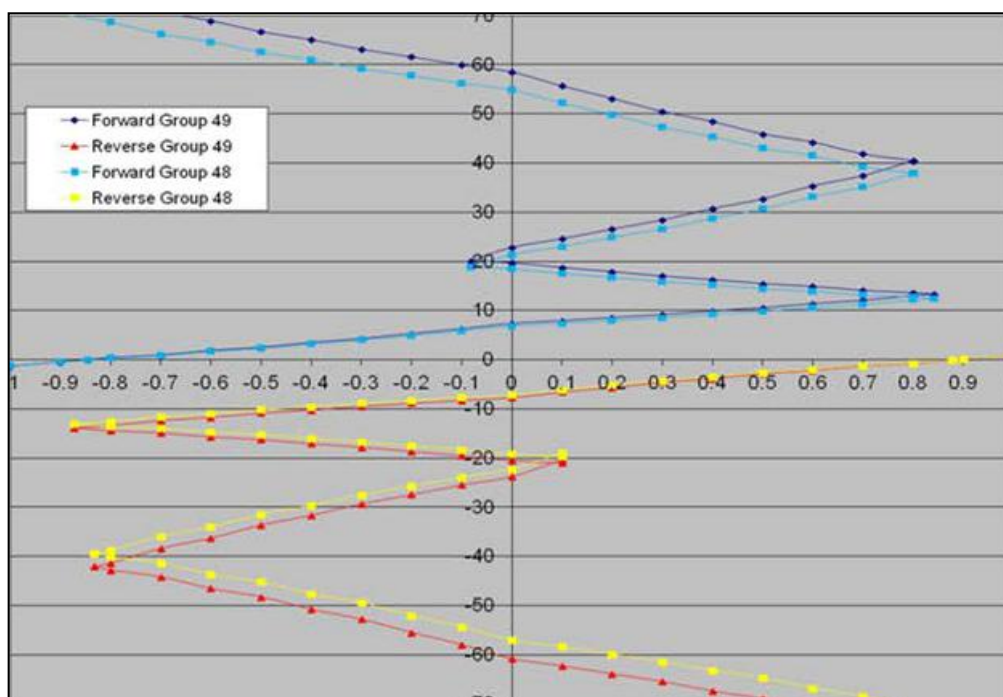
Obr. 22 Schéma převodovky traktoru Case IH Magnum CVX (zdroj: materiály firmy Agrotec a.s.)

Po zvolení směru jízdy vpřed se nejprve naklopí deska hydrogenerátoru do maximální polohy, sepne se spojka pro jízdu vpřed a traktor odbrzdí parkovací brzdu. Tím je zajištěn tzv. aktivní stop, kdy brání soupravě v rozjetí pouze převodovka.

Při rozjíždění se deska hydrogenerátoru postupně naklápí z jedné strany na druhou. V okamžiku, kdy je deska hydrogenerátoru v nulové poloze, tudíž převodovka přenáší veškerý výkon mechanicky a má nejvyšší účinnost, se traktor při otáčkách motoru 1800 min^{-1} pohybuje rychlostí $6,62 \text{ km.h}^{-1}$ (s pneumatikami o průměru 215cm). Tím je docílena maximální efektivita využití motoru při nejtěžších tahových pracích (např. podrývání). Nad hodnotu $6,62 \text{ km.h}^{-1}$ při 1800 min^{-1} se postupně zvyšuje podíl hydraulicky přenášeného výkonu motoru až do přeřazení. Zatímco pro první a třetí mechanický rozsah převodovky výkon vystupuje z unášече satelitů, po přeřazení (ze spojky C1 na C2 nebo z C3 na C4) se změní výstup z planetového mechanismu. Výkon je nyní přenášen přes 2. centrální kolo. Tím je zajištěno, že při zmenšování úhlové

rychlosti hydromotoru (naklápění desky hydrogenerátoru do nulové pozice) se otáčky výstupního centrálního kola budou zvyšovat. Změnou výstupu pro jednotlivé převodové rozsahy je zajištěno, že se deska hydrogenerátoru naklápí z jedné strany na druhou, přičemž se stále zvětšuje nebo zmenšuje převodový poměr. Na obr. 23 je znázorněna závislost naklonění desky hydrogenerátoru na pojezdové rychlosti. V bodech, kde dochází ke zlomu jednotlivých křivek převodovka mění mechanický rozsah.

Řazení jednotlivých rozsahů má na starosti řídicí jednotka. Systém APM (Automatic Productivity Management) zajišťuje provoz soupravy v co nejekonomičtějším režimu, sleduje např. zatížení motoru, podle kterého sám upravuje otáčky motoru a převodový poměr. (materiály firmy Agrotec a.s.)



Obr. 23 Závislost naklonění desky hydrogenerátoru na pojezdové rychlosti při otáčkách motoru 2000min^{-1} (zdroj: materiály firmy Agrotec a.s.)

3.3 Podvozkové části

Podvozkové části jsou velmi důležité k efektivnímu přenosu výkonu motoru na podložku. Do podvozkových částí se zahrnují, podvozek, nápravy a pneumatiky, popř. pásy.

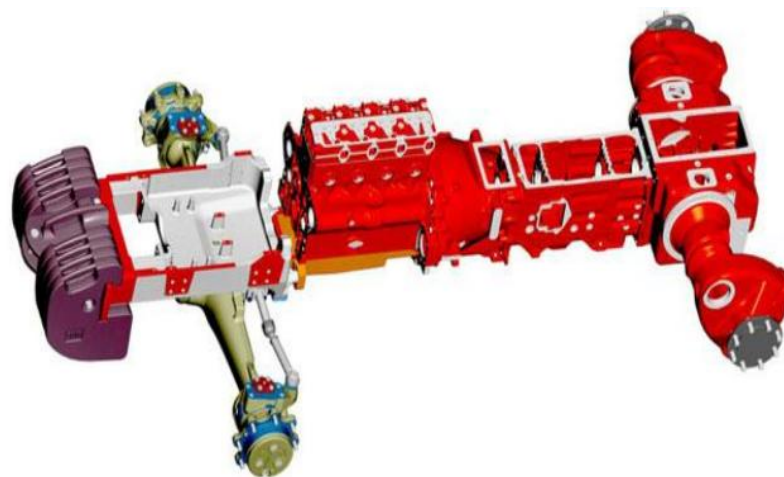
3.3.1 Podvozky kolových traktorů

Podvozek tvoří nosnou část traktoru, jeho součástí jsou všechny komponenty, které umožňují pohyb a řízení vozidla. Některé komponenty musí plnit i další funkce, jako např. umožnit připojit a nést pracovní nářadí, u některých traktorů je požadavek volitelného rozchodu kol, u speciálních traktorů je to pak např. změna světlé výšky. To vše traktor musí splnit s podmínkou zajištění vyhovujících pracovních vlastností, stability a říditelnosti. (Bauer et al, 2013)

U kolových traktorů rozlišujeme podle konstrukce rámu 3 druhy podvozků:

- bezrámová konstrukce,
- polorámová konstrukce,
- bezrámová konstrukce.

Bezrámová konstrukce podvozku (obr. 24) je používána zejména u traktorů nižších výkonových tříd. Všechny celky podvozku (motor, převodovka, rozvodovka a přední náprava) jsou vzájemně sešroubovány a tím tvoří nosnou konstrukci. Jednotlivé části podvozku včetně jejich spojení musí být dostatečně dimenzovány, jelikož lze předpokládat pohyb traktoru v členitém terénu, navíc s připojeným nářadím ať už taženým nebo neseným. Jednou z hlavních nevýhod tohoto konceptu je vysoká hmotnost jednotlivých částí a nevhodné rozložení hmotnosti. Dalším častým nedostatkem je absence předního tříbodového závěsu. Pokud však je tříbodový závěs, popř. čelní nakladač namontován, velmi často se přední část traktoru vyztužuje pomocným rámem.



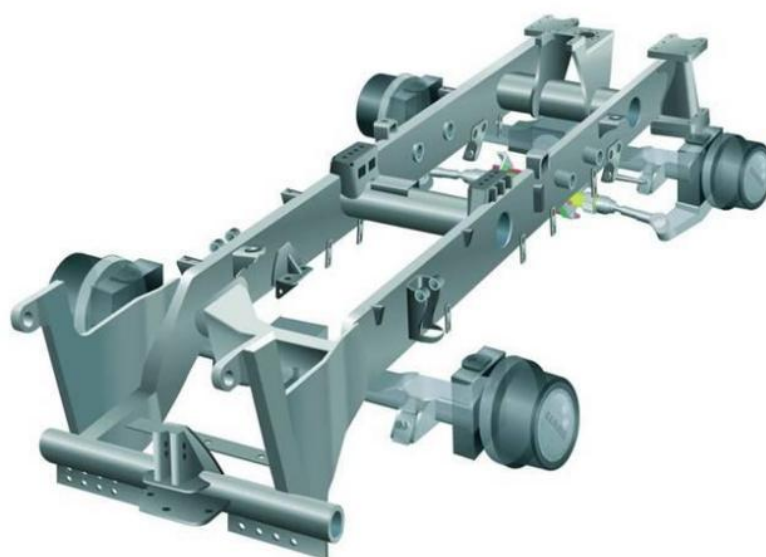
Obr. 24 Bezrámová konstrukce podvozku Zetor (zdroj: Bakalářská práce Podvozky traktorů vyšších výkonových kategorií)

Polorámová konstrukce (obr. 25) bývá využita většinou u traktorů vyšších výkonových tříd. Tato konstrukce se vyznačuje tím, že od přední části po rozvodovku je umístěn pomocný rám. Prvky umístěné v rámu (motor a převodovka) nemusí být tolik dimenzovány, jelikož veškeré síly způsobené jízdou vozidla v terénu pohltní rám. Lehčí konstrukce obalu převodovky a motoru se pak pozitivně projeví v rozložení hmotnosti, tudíž i na tahových vlastnostech. Rám je veden až do přední části traktoru. Na něm pak může být namontován přední tříbodový závěs s velkou zvedací kapacitou.



Obr. 25 Polorámová konstrukce traktoru Claas Axion (zdroj: Bakalářská práce Podvozky traktorů vyšších výkonových kategorií)

Převážně u speciálních nosičů nářadí se využívá rámová konstrukce (obr. 26). Tím je docíleno, že veškerá namáhání spojená s provozem vozidla pohltí rám traktoru, přičemž strojní části, jako převodovka, motor ani rozvodovka neplní část nosnou, tudíž nejsou kladeny tak vysoké nároky na jejich dimenzování, tudíž se snížila jejich hmotnost. Na rámu jsou navíc umístěny jak přední, tak i zadní tříbodový závěs a další závěsy pro připojení nářadí. U tohoto typu konstrukce se můžeme také setkat s odpruženou zadní nápravou, nebo se systémem řízení všech kol s možností využití např. tzv. krabího chodu.



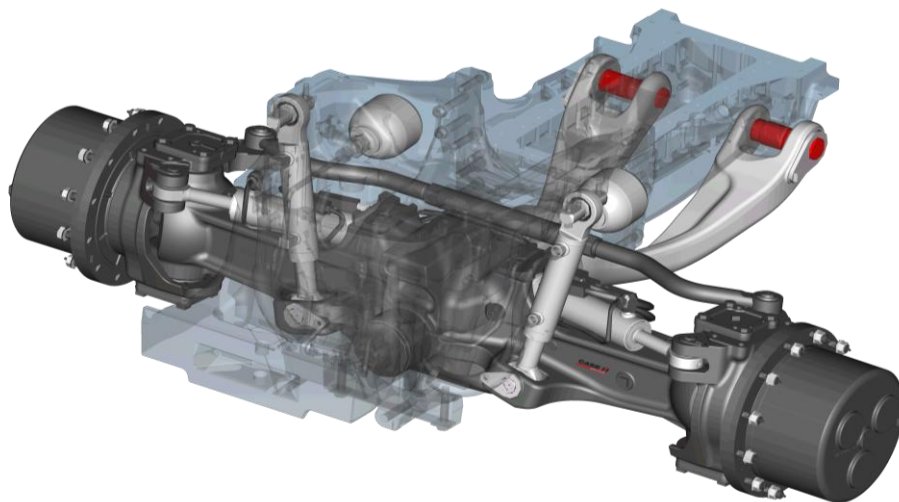
Obr. 26 Rámová konstrukce traktoru Claas Xerion (zdroj: Bakalářská práce Podvozky traktorů vyšších výkonových kategorií)

3.3.2 Přední hnací náprava

Na moderní traktory jsou kladeny stále se zvyšující nároky na komfort. Nejen komfort ale např. i bezpečnost, ovladatelnost, popř. tahové vlastnosti můžeme ovlivnit odpružením přední nápravy. Výrobci odpružení přední nápravy dnes řeší převážně 2 způsoby:

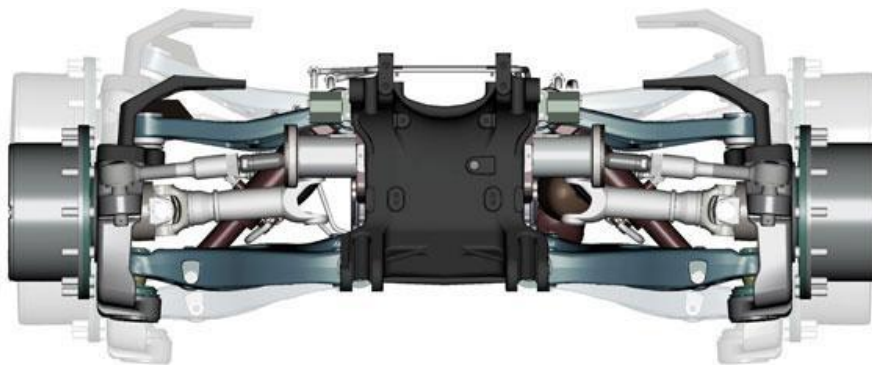
- odpružení celé nápravy,
- nezávislé odpružení kol přední nápravy.

S ohledem na jednoduchost konstrukce a provozní spolehlivost se většina výrobců vydala cestou odpružení celé nápravy (obr. 27). U tohoto systému je využita mostová náprava, která je zavěšena na přímočarých hydromotorech propojených s akumulátory tlaku.



Obr. 27 přední náprava traktoru Case IH Optum CVX (zdroj: materiály firmy Agrotec a.s.)

Druhá, složitější varianta odpružení, avšak komfortnější pro jízdu ve vysokých rychlostech, je odpružení jednotlivých kol. Kola jsou zavěšena pomocí 4 kyvných pák, každé kolo se pak může nezávisle pohybovat. Tímto řešením se docílilo lepšímu poměru mezi odpruženou a neodpruženou hmotou. Proto je tento systém odpružení efektivnější. Na obr. 28 je odpružená náprava traktoru Fendt se systémem odpružení jednotlivých kol.



Obr. 28 Nezávisle odpružená přední náprava Fendt (zdroj: <http://fendtfielddays.clickcomplete.com/file/cms/2013/5/21/fendt%20900%20front%20axle%20suspension.jpg>)

3.3.3 Pneumatiky

Pneumatiky výrazně ovlivňují jízdní vlastnosti, tahové vlastnosti a v neposlední řadě také spotřebu paliva. Z hlediska konstrukce se pneumatiky rozlišují na radiální a diagonální, přičemž diagonální pneumatiky jsou pro šetrnost k půdě a přenosu výkonu na podložku nevhodné a u traktorů se téměř nepoužívají. Na obr. 29 je znázorněna konstrukce diagonální a radiální pneumatiky se znázorněním jejich obtisku na podložce.



Obr. 29 Konstrukce diagonálních a radiálních pneumatik (zdroj: Diplomová práce Vliv konstrukce podvozků na tahové vlastnosti traktorů)

Pro efektivní využití výkonu motoru a přenosu na podložku je nejen důležitá správná volba pneumatiky (čím větší průměr a šířka, tím větší plocha a lepší trakce), ale i správně zvolené nahuštění pneumatiky. Pro práce na poli je z hlediska utužení půdy lepší vždy nižší tlak, avšak je potřeba dbát na minimální tlak v pneumatice pro

zachování její životnosti. Většina výrobců nízkotlakých pneumatik udává pro každou pneumatiku tabulky, v kterých udává maximální zatížení při dané rychlosti a tlaku v pneumatikách. Příklad tabulky firmy Michelin pro pneumatiku AxioBib 900/60R42 je na znázorněn na obr. 30. Výrobce Michelin udává pouze tlak pro rychlost 65 km.h⁻¹, je potřeba si však dát pozor při nasazení dvoumontáží, kde se také mění dovolené zatížení pro jednotlivá kola.

IF900/60 R42 180D TL AXIOBIB™																								
MSPN : 24652			CAI : 419991																					
Load per tire			See notes on page 14 for guidance on correct application of these load / pressure tables.																					
40 mph	40 mph Dual	Pressure	<table border="1"> <thead> <tr> <th colspan="4">Tire Technical Data</th> </tr> <tr> <th colspan="2">Unloaded Dimensions</th> <th colspan="2">Loaded Dimensions</th> </tr> <tr> <th>Overall Width</th> <th>Overall Diameter</th> <th>Loaded Radius</th> <th>Rolling Circumference</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>34.7 in</td> <td>85.0 in</td> <td></td> <td>250.5 in</td> </tr> <tr> <td>881 mm</td> <td>2,158 mm</td> <td></td> <td>6,363 mm</td> </tr> </tbody> </table>		Tire Technical Data				Unloaded Dimensions		Loaded Dimensions		Overall Width	Overall Diameter	Loaded Radius	Rolling Circumference	34.7 in	85.0 in		250.5 in	881 mm	2,158 mm		6,363 mm
Tire Technical Data																								
Unloaded Dimensions		Loaded Dimensions																						
Overall Width	Overall Diameter	Loaded Radius	Rolling Circumference																					
34.7 in	85.0 in		250.5 in																					
881 mm	2,158 mm		6,363 mm																					
65 km/h	65 km/h Dual																							
	7,080 lbs	6 psi	<table border="1"> <tr> <td colspan="2">Rolling Circumference Index</td> </tr> <tr> <td colspan="2">49</td> </tr> <tr> <td colspan="2">Number of Lugs</td> </tr> <tr> <td colspan="2">20 x 2</td> </tr> </table>		Rolling Circumference Index		49		Number of Lugs		20 x 2													
Rolling Circumference Index																								
49																								
Number of Lugs																								
20 x 2																								
	3,210 kgs	0.4 bar																						
	8,390 lbs	9 psi	<table border="1"> <tr> <td>Gross Flat Plate</td> <td>100% Tire Volume</td> <td>Tread Depth</td> <td rowspan="2">43.6 in</td> </tr> <tr> <td></td> <td>433.1 gals</td> <td>82/32nd</td> </tr> <tr> <td></td> <td>1,640 liters</td> <td>65 mm</td> <td>1,107 mm</td> </tr> </table>		Gross Flat Plate	100% Tire Volume	Tread Depth	43.6 in		433.1 gals	82/32nd		1,640 liters	65 mm	1,107 mm									
Gross Flat Plate	100% Tire Volume	Tread Depth			43.6 in																			
	433.1 gals	82/32nd																						
	1,640 liters	65 mm	1,107 mm																					
	3,805 kgs	0.6 bar																						
11,020 lbs	9,700 lbs	12 psi	<table border="1"> <tr> <td colspan="2">Minimum Dual/Triple Spacing</td> </tr> <tr> <td colspan="2">43.6 in</td> </tr> </table>		Minimum Dual/Triple Spacing		43.6 in																	
Minimum Dual/Triple Spacing																								
43.6 in																								
5,000 kgs	4,400 kgs	0.8 bar																						
12,680 lbs	11,160 lbs	15 psi	<table border="1"> <tr> <td colspan="2">Rims (preferred in bold)</td> </tr> <tr> <td colspan="2">DW30B (A)</td> </tr> </table>		Rims (preferred in bold)		DW30B (A)																	
Rims (preferred in bold)																								
DW30B (A)																								
5,750 kgs	5,060 kgs	1.0 bar																						
13,500 lbs	11,880 lbs	16 psi	<table border="1"> <tr> <td colspan="2">Tube MSPN</td> </tr> <tr> <td colspan="2">TL</td> </tr> </table>		Tube MSPN		TL																	
Tube MSPN																								
TL																								
6,125 kgs	5,390 kgs	1.1 bar																						
14,330 lbs	12,610 lbs	17 psi	<table border="1"> <tr> <td colspan="2">Tube CAI</td> </tr> <tr> <td colspan="2">TL</td> </tr> </table>		Tube CAI		TL																	
Tube CAI																								
TL																								
6,500 kgs	5,720 kgs	1.2 bar																						
15,160 lbs	13,340 lbs	19 psi	<table border="1"> <tr> <td colspan="2">Minimum Dual/Triple Spacing</td> </tr> <tr> <td colspan="2">43.6 in</td> </tr> </table>		Minimum Dual/Triple Spacing		43.6 in																	
Minimum Dual/Triple Spacing																								
43.6 in																								
6,875 kgs	6,050 kgs	1.3 bar																						
15,980 lbs	14,070 lbs	20 psi	<table border="1"> <tr> <td colspan="2">Rims (preferred in bold)</td> </tr> <tr> <td colspan="2">DW30B (A)</td> </tr> </table>		Rims (preferred in bold)		DW30B (A)																	
Rims (preferred in bold)																								
DW30B (A)																								
7,250 kgs	6,380 kgs	1.4 bar																						
16,810 lbs	14,790 lbs	22 psi	<table border="1"> <tr> <td colspan="2">Tube MSPN</td> </tr> <tr> <td colspan="2">TL</td> </tr> </table>		Tube MSPN		TL																	
Tube MSPN																								
TL																								
7,625 kgs	6,710 kgs	1.5 bar																						
17,640 lbs	15,520 lbs	23 psi	<table border="1"> <tr> <td colspan="2">Tube CAI</td> </tr> <tr> <td colspan="2">TL</td> </tr> </table>		Tube CAI		TL																	
Tube CAI																								
TL																								
8,000 kgs	7,040 kgs	1.6 bar																						

Obr. 30 Tabulka maximálního zatížení pneumatiky při daném tlaku a rychlosti

(zdroj: <http://www.michelinag.com/Agricultural-tires/Tractors/MICHELIN-AXIOBIB>)

Ačkoliv pro jízdu po poli je lepší se držet na hranici dovoleného tlaku, pro jízdu po silnici je z hlediska menšího valivého odporu a lepších jízdních vlastností udržovat v pneumatice vyšší tlak. U traktoru se však může nasazení v poli nebo na silnici několikrát za den měnit, pokud traktor jezdí v dopravě, mění se podmínky ještě častěji. Pro eliminaci opotřebení pneumatik, valivého odporu, utužení půdy, atd. je třeba zvolit kompromis nebo na traktor domontovat sadu pro huštění pneumatik.

Variant rychlého dofukování pneumatik se nabízí hned několik. Pokud traktor střídá pole/silnici jen minimálně, jako finančně zajímavé řešení se nabízí tzv. Airbooster (obr. 31). Jedná se o sadu rychlospojek, které se našroubují na kolo místo ventilků, hadice se napojí na plnicí větev dvouhadicových brzd traktoru a je možné velmi rychle

měnit tlak v pneumatikách, avšak souprava při změně tlaku stojí. (materiály firmy Agrotec a.s.)

Pokud chceme dofukovat pneumatiky za jízdy, nabízí se řešení s rozvodem tlakového vzduchu přímo do kol. Firma PTG nabízí možnost vedení vzduchu buď vnějškem (přes blatníky ke kolu – viz. obr. 32), nebo přes náboj kola, avšak druhé řešení je finančně velmi nákladné. Přes ovládací modul umístěn v kabině traktoru (obr. 33) si obsluha zvolí zvlášť tlak v předních a zadních pneumatikách. Systém umožňuje mít uložené tlaky na silnici a na pole, přičemž obsluha si jen jedním tlačítkem mění režim pole/silnice. (materiály firmy Agrotec a.s.)



Obr. 31 Souprava pro rychlou změnu tlaku v pneumatikách Airbooster (zdroj: <http://www.agrics.cz/magnumy-s-vyssi-zaberem>)



Obr. 32 Systém rozvodu tlakového vzduchu ke kolům (zdroj: http://www.ptg.info/Pics/03Produkte/01System_Ackerschlepper/01Bewegung/01_Airbox_drive_2L/02_Airbox_drive_2L_06_gr.jpg)



Obr. 33 Ovládací modul pro změnu tlaku v pneumatikách (zdroj: http://www.ptg.info/Pics/03Produkte/01System_Ackerschlepper/01Bewegung/Digitalsteuerung_gr.jpg)

3.3.4 Podvozky pásových traktorů

Obecně lze říci, že s vzrůstajícími výkony motorů není možné přenést výkon na podložku přes kola. Právě z tohoto důvodu a dále pak z důvodu nižšího měrného tlaku na podložku se stále více vyskytují pásové traktory.

V současnosti většina pásových traktorů využívá pryžové pásy, přičemž existují 2 různá provedení těchto traktorů:

- 1) dvoupásové traktory
- 2) čtyřpásové traktory

Průkopníkem dvoupásových traktorů s pryžovými pásy se stala firma Challenger, která tuto koncepci prosazuje dodnes. Pásový podvozek je tvořen velkým hnacím kolem, menším napínacím kolem a opěrnými kladkami. Řízení traktoru je řešeno změnou rychlostí pásů. Změnu rychlostí pásů má na starosti hydromechanická převodovka, jejíž regulační hydrogenerátor mění svůj geometrický objem v závislosti na natočení volantu. Pokud jede traktor rovně, hydrostatika do převodového poměru nezasahuje, avšak pokud traktor zatáčí, pomocí hydrostatiky je změněn převodový poměr jednoho z pásů. Moderní traktor dvoupásové konstrukce je vyobrazen na obr. 34. (Bauer et al., 2013)



Obr. 34 Pásový traktor Challenger řady MT800E (zdroj: http://www.challenger-ag.com/EMEA/int-en/static/images/Banner_MT800E.jpg)

Variantu čtyřpásového traktoru dnes nabízí na našem trhu 3 výrobci. Nejznámější je Case IH Quadtrac (obr. 35), novinkou pro náš trh je John Deere řady RX a Versatile Delta Track. Všechny tyto traktory využívají 4 trojúhelníkové pásové podvozky. Řízení traktorů je kloubové.



Obr. 35 Case IH Quadtrac (zdroj: autor)

Další variantou dvoupásového, respektive polopásového, traktoru je traktor klasické koncepce, kde zadní hnací kola byla nahrazena pásovými jednotkami. Toto řešení přinesla společnost CNH, konkrétně se jedná o traktor Case IH Magnum Rowtrac, a

jeho ekvivalent New Holland T8 SmartTrax (oba na obr. 36). Jelikož tyto traktory jsou postaveny tak, aby přenášeli maximum výkonu přes zadní nápravu, byla zadní kola nahrazena pásy, kdežto vpředu kola zůstala. Ta mají zajišťovat lepší manévrovatelnost.



Obr. 36 Case IH Magnum Rowtrac a New Holland T8 SmartTrax (zdroj: https://c2.staticflickr.com/6/5674/21444242979_37c8be8411_b.jpg)

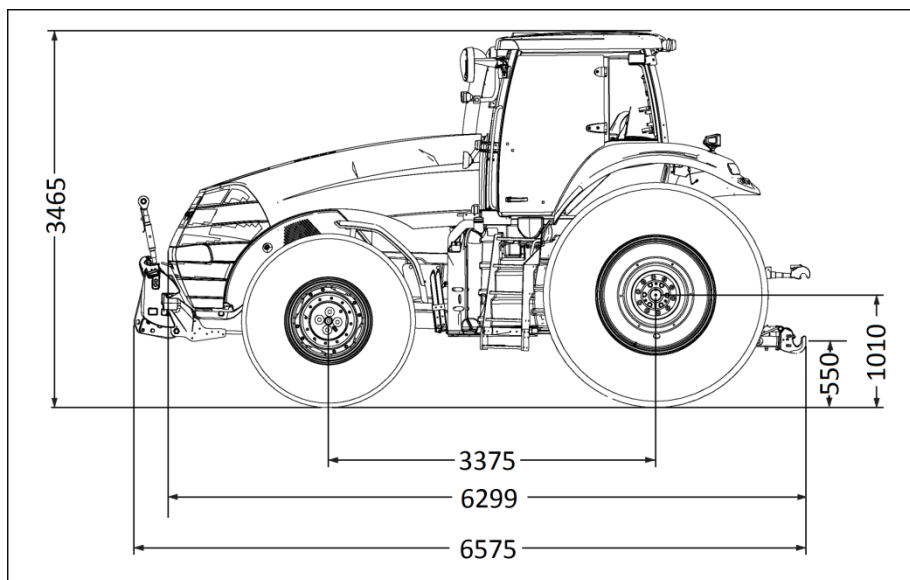
4 MATERIÁL A METODIKA

Měření proběhlo 26.11.2015 na pozemku firmy Zemos a.s. Měření bylo realizováno na traktoru Case IH Magnum 370 CVX při různých variantách zatížení traktoru. Specifikace traktoru je uvedena v tab. 4, jeho rozměry pak na obr. 37. Jako zatěžovací (brzdící) traktor byl použit New Holland T8.420 Autocommand o hmotnosti 17 600 kg. Měřená souprava je na obr. 38.

Tab. 4 Parametry měřeného traktoru (zdroj: prospekt Case IH)

motor	FPT
počet válců	6
typ	přepřehovaný motor, 24 ventilů, intercooler, vstřikování Common Rail
emisní stupeň	Tier 4a
objem motoru [cm ³]	8 700
jmenovitý výkon motoru ECE R120 [kW/koní]	270 / 367
jmenovitý výkon motoru s navýšením ECE R120 [kW/koní]	296 / 403
...při otáčkách motoru [min ⁻¹]	2 000
maximální výkon motoru ECE R120 [kW/koní]	297 / 404
maximální výkon motoru s navýšením ECE R120 [kW/koní]	308 / 419
...při otáčkách motoru [min ⁻¹]	1 800
maximální točivý moment [Nm/min ⁻¹]	1 806 / 1400–1600
maximální točivý moment s navýšením [Nm/min ⁻¹]	2 806 / 1400–1600
převýšení točivého momentu / s navýšením [%]	40 / 28
objem palivové nádrže / AdBlue [l]	575 / 89,4
převodové ústrojí	
typ	plynulé převodové ústrojí s automatickým řízením produktivity
CVX 40km/h ECO	✓
uzávěrka diferenciálu	✓
přední třibodový závěs	✓
zvedací kapacita [kg]	5 000

pohon kol a řízení	✓
odpružená přední náprava	✓
úhel natočení kol [°]	55
hydraulický systém	
typ systému	hydraulický systém s proměnným výtlačkem, s axiálním převodníkem
max. průtok hydraulického systému	221
systémový tlak [bar]	210
typ ovládání	elektrohydraulická kontrola (EHC)
počet vnějších okruhů hydrauliky	6
typ zadního TBZ	kategorie IV-N
maximální zvedací kapacita [kg]	10 200
kontrola prokluzu	✓
Pneumatiky přední	Michelin Axiobib IF 620/75 R30
Pneumatiky zadní	Michelin Axiobib IF 900/60 R42



Obr. 37 Rozměry měřeného traktoru Case IH Magnum 370 CVX (zdroj: prospekt firmy Case IH)



Obr. 38 Měřený traktor Case IH Magnum 370 cvx s brzdícím traktorem New Holland T8.420 Autocommand (zdroj: autor)

4.1 Charakteristika pozemku

Pozemek, na kterém bylo měření provedeno, patří firmě Zemos a.s. sídlící v obci Velké Němčice. Pole se nachází v katastru obce Velké Němčice mezi obcemi Velké Němčice a Starovice, GPS souřadnice jsou 48.9701436N, 16.6937794E. Část pole, na kterém měření proběhlo je označeno na obr. 39. (www.mapy.cz)



Obr. 39 Pozemek, na kterém proběhlo měření (zdroj: www.mapy.cz)

Na pozemku se nachází hlinitopísčítá půda. Pole, na kterém v roce 2015 byla pěstována kukuřice na siláž, bylo 2 týdny před měřením zpracováno diskovým podmiřáčem Great Plains X-press do hloubky 10 cm. V průběhu zkoušky byl odebrán vzorek půdy pro určení její vlhkosti. Hmotností vlhkost w byla vypočítána ze vztahu (1):

$$w = \frac{m_v}{m_z} \times 100 [\%] \quad (1)$$

kde:

m_v – hmotnost vody ve vzorku [g]

m_z – hmotnost vzorku před vysušením [g]

$$w = \frac{81}{312} \times 100 = 26 \%$$

4.2 Měřicí zařízení

Pro měření rychlosti a tahové síly byl traktor osazen externími snímači. Elektrický signál od snímačů byl zpracován měřicí ústřednou CompactRio od společnosti National Instruments (obr. 40). Mimo externích snímačů byla využita, a v téže ústředně zpracována, vybraná data ze sběrnice CAN-Bus, kterou je traktor standardně vybaven. Z datové sběrnice byly zejména sledovány:

- otáčky motoru,
- spotřeba paliva.



Obr. 40 Měřicí ústředna CompactRio (zdroj: autor)

Ústředna CompactRio, jejíž systém je postaven na platformě LabVIEW, byla tedy propojena s:

- externí anténou GPS,
- externím snímačem tahové síly U10M (viz obr. 41),
- datovou sběrnici traktoru CAN-Bus.



Obr. 41 Tenzometrický snímač tahové síly (zdroj: autor)

4.3 Postup měření

Jelikož byl traktor vybaven plynulou převodovkou a nebyly k dispozici informace o otáčkách kola, bylo nutné před zahájením měření naměřit závislost rychlosti na otáčkách motoru na tvrdé podložce bez zatížení. Tuto závislost jsme následně využili k dopočítání teoretické rychlosti traktoru a určení prokluzu kol podle vztahu (2):

$$\delta = \frac{v_s}{v_t} \times 100 \quad [\%] \quad (2)$$

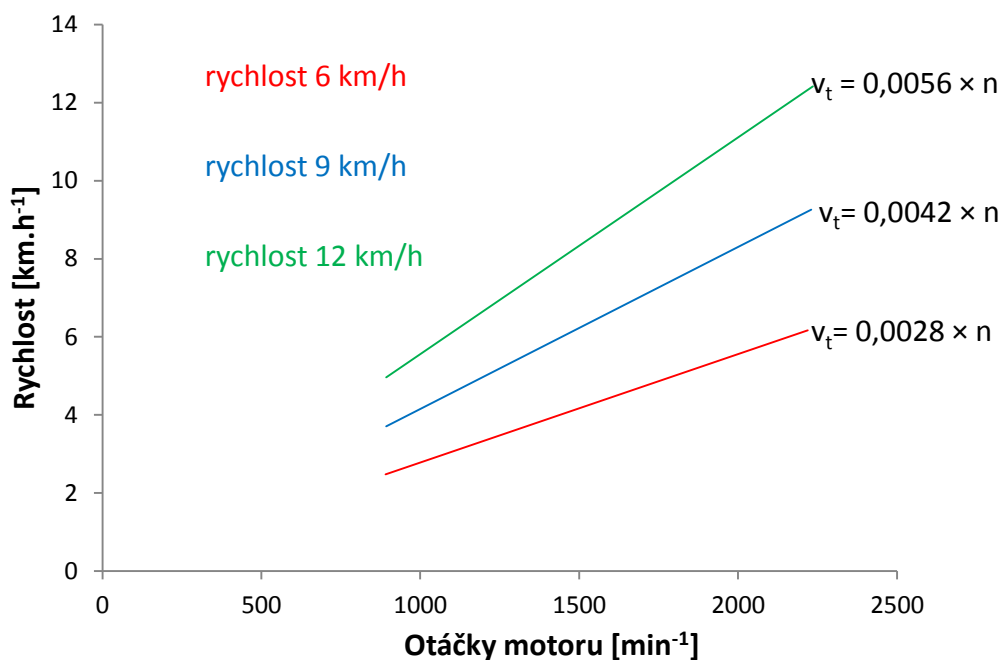
kde:

δ – prokluz [%]

v_t – teoretická rychlost [m/s]

Stejně tak jako hlavní měření, i kalibrace rychlosti byla měřena při manuálním režimu převodovky. To znamená, že byla nastavena požadovaná rychlost traktoru, převodovka si zvolila převodový poměr, se kterým byla dosažena požadované rychlosti při maximálních otáčkách motoru. Zvolené rychlosti byly 6, 9 a 12 km.h⁻¹. Vždy po výměně závaží byl překontrolován dynamický poloměr kola, který se vzhledem k

použitému tlaku 180 kPa neměnil, a dosahoval hodnoty 101 cm. Díky tomu se mohl koeficient získaný průměrem ze 3 opakovaných měření pro každou rychlost využít pro všechna zatížení. Naměřené závislosti rychlosti na otáčkách motoru pro rychlostní režimy 6, 9 a 12 km.h⁻¹ jsou znázorněny na obr. 42.



Obr. 42 Závislost rychlosti na otáčkách motoru

Měření proběhlo v několika různých rozloženích hmotností traktoru Case IH Magnum (viz Tab. 5) pro nastavené rychlosti traktoru 6, 9 a 12 km.h⁻¹. Z důvodu velkého počtu variant měření a časové náročnosti klasických tahových zkoušek byla k měření použita varianta urychlených tahových zkoušek. Měření probíhalo tak, že se oba traktory rozjely na požadovanou rychlost, přičemž motor měřeného traktoru pracoval při maximální dodávce paliva a maximálních otáčkách. Následně brzdící traktor začal plynule zpomalovat až do úplného zastavení. V průběhu zpomalování byla snímána všechna data s frekvencí 20 Hz. Každá varianta zatížení byla naměřena pro všechny rychlosti 2krát, grafy jsou sestaveny z průměrných hodnot obou měření. Při měření byla u měřeného traktoru sepnutá uzávěrka diferenciálů a pohon přední nápravy.

Tab. 5 Měřené varianty zatížení traktoru

	závaží vpředu [kg]	závaží vzadu [kg]	celková hmotnost [kg]	zatížení přední nápravy [kg]/[%]	zatížení zadní nápravy [kg]/[%]
1. varianta	1400	2 × 1250	17 700	7860 / 44	9 840 / 56
2. varianta	650	2 × 1250	16 950	6 530 / 39	10 420 / 61
3. varianta	0	2 × 1250	16 300	5 400 / 33	10 900 / 67
4. varianta	1400	2 × 790	16 780	7 870 / 47	8 910 / 53
5. varianta	650	2 × 790	16 230	6 570 / 41	9 460 / 59
6. varianta	0	2 × 790	15 380	5 400 / 35	9 980 / 65

Pro vyhodnocení dat bylo třeba vypočítat hodnoty tahového výkonu ze vztahu (3):

$$P_t = F_t \times v_s \quad [\text{kW}] \quad (3)$$

kde:

P_t – tahový výkon [kW]

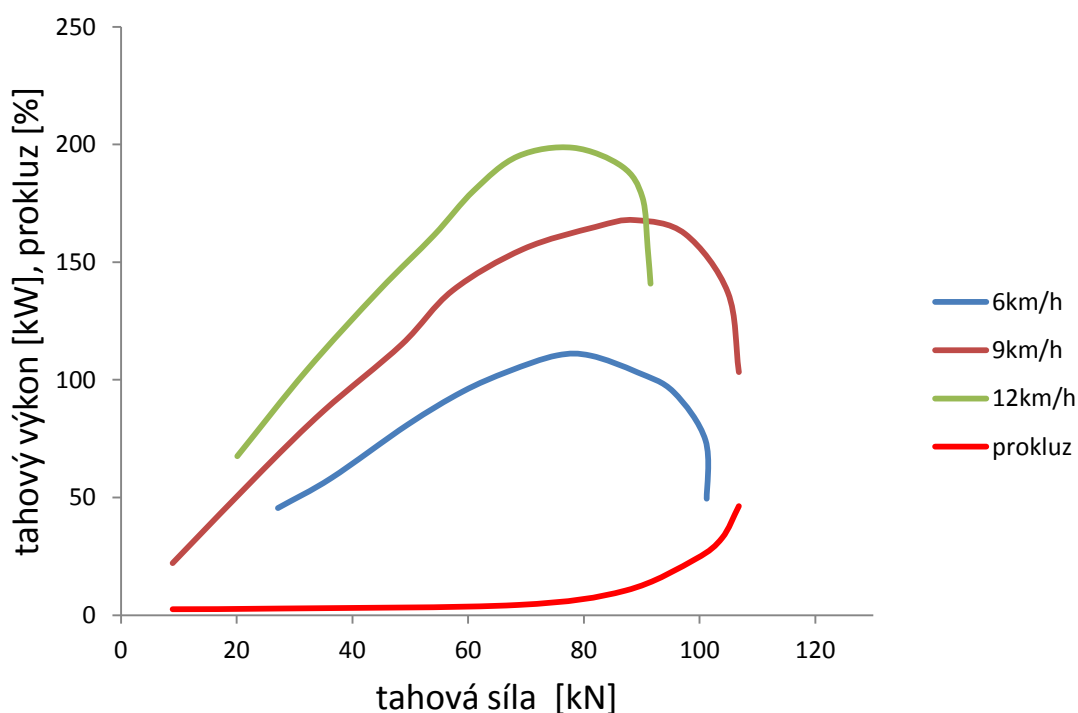
F_t – tahová síla [kN]

v_s – skutečná rychlost [m/s]

5 VÝSLEDKY

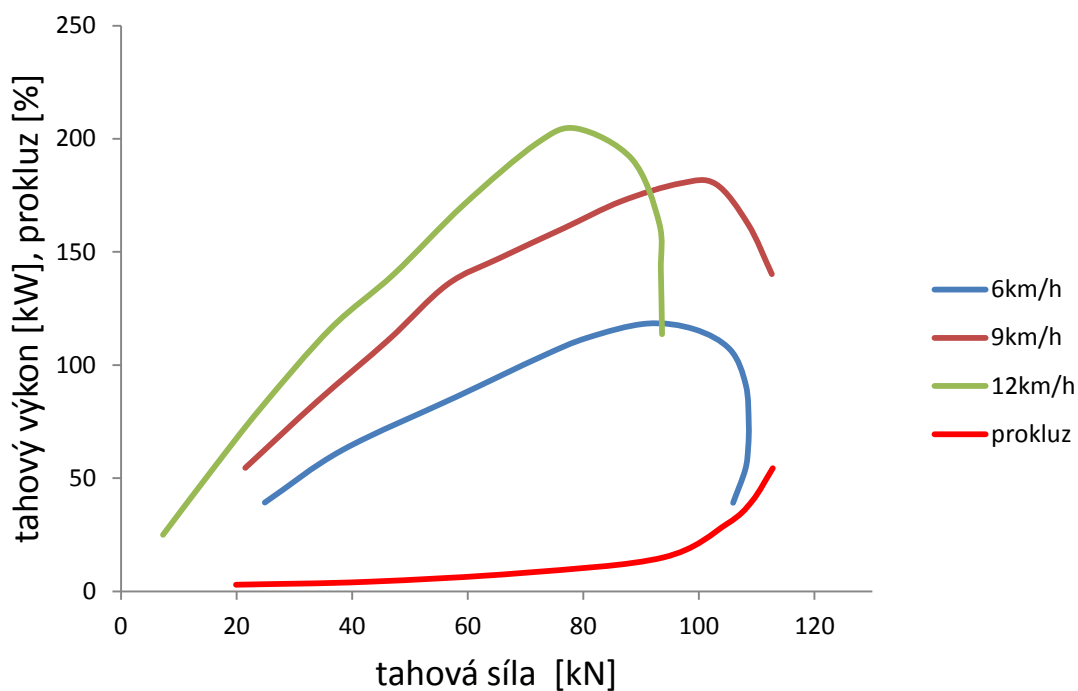
V následujících grafech (viz obr 43 – 48) jsou znázorněny závislosti tahového výkonu na tahové síle pro každou měřenou variantu zatížení. Červená křivka pak znázorňuje prokluz v procentech.

Na obr. 43 je graf 1. měřené varianty. Ta byla provedeno při maximální zátěži jak vpředu (1400 kg), tak vzadu (2×1250 kg). 44 % z celkové hmotnosti traktoru připadalo na přední nápravu, 56 % na zadní nápravu. Maximální tahovou sílu 106,8 kN traktor vyvinul při zvoleném rychlostním režimu 9 km.h^{-1} . Nejvyšší tahový výkon 198,6 kW byl vypočten při tahové síle 78,1 kN pro rychlostní režim 12 km.h^{-1} .



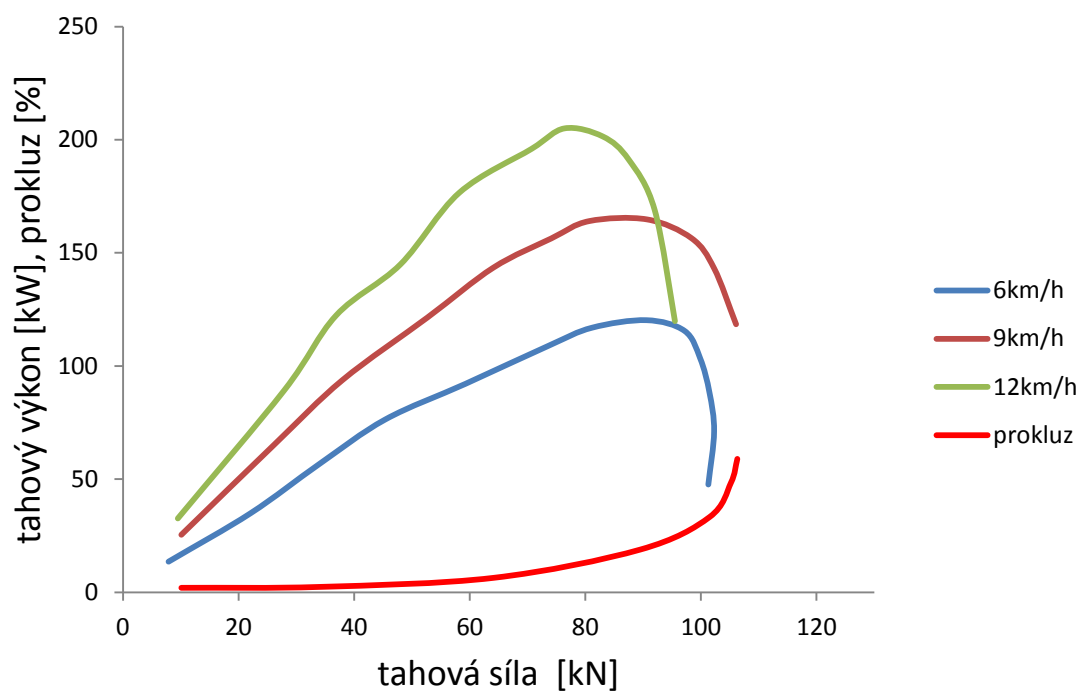
Obr. 43 Tahová charakteristika – 1. varianta rozložení hmotnosti

Na dalším grafu (viz obr. 44) je vyhodnocena 2. varianta měření, která byla provedena s předním závažím o hmotnosti 650 kg a zadním závažím 2×1250 kg. Rozložení hmotnosti bylo 39 % přední náprava, 61 % zadní náprava. Ačkoliv traktor byl o 750 kg lehčí, než u varianty s maximálním zatížením vpředu, dosáhl lepších parametrů jak pro maximální tahovou sílu (112,6 kN), tak pro maximální tahový výkon (204,6 kW).



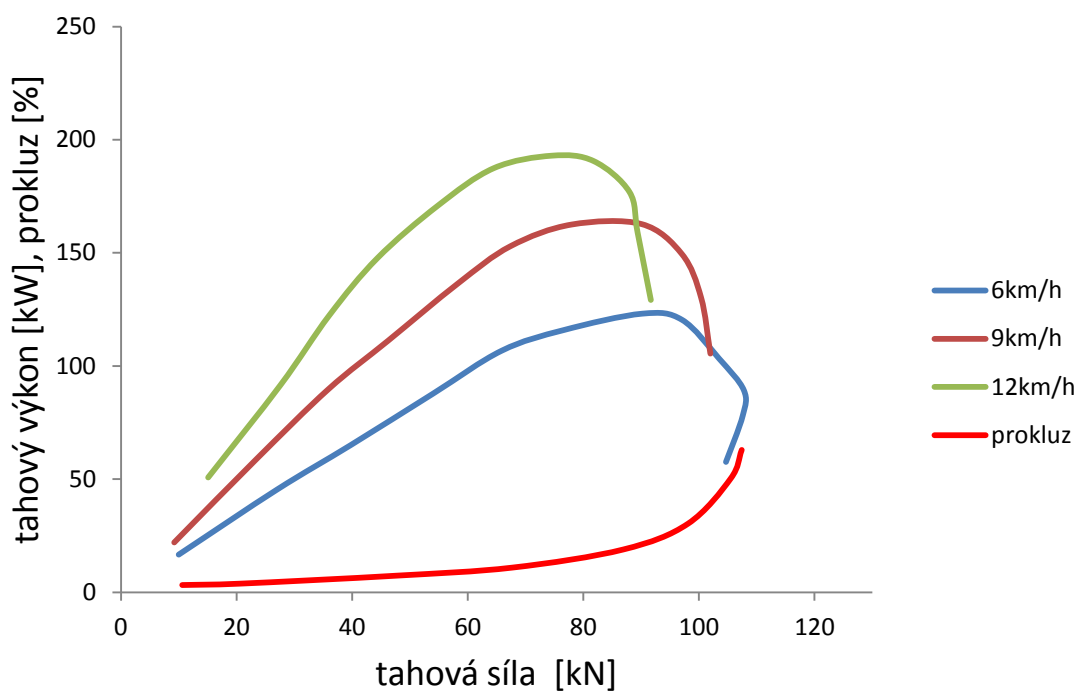
Obr. 44 Tahová charakteristika – 2. varianta rozložení hmotnosti

U 3. varianty (výsledky znázorněn na obr. 45) bylo rozložení hmotnosti na hodnotě 33 % pro přední nápravu a 67 % pro zadní nápravu. V předním třibodovém závěsu nebylo žádné závaží, vzadu bylo stále maximální možné závaží 2×1250 kg. Ve srovnání s předchozí variantou byla naměřena menší maximální tahová síla – 106,1 kN, avšak nepatrně se zvýšil tahový výkon – 205 kW. Lze předpokládat, že toto zanedbatelné zvýšení bylo způsobeno aktuálními podmínkami na poli nebo zatížením zadní nápravou, které je u této varianty vyšší o 420 kg.



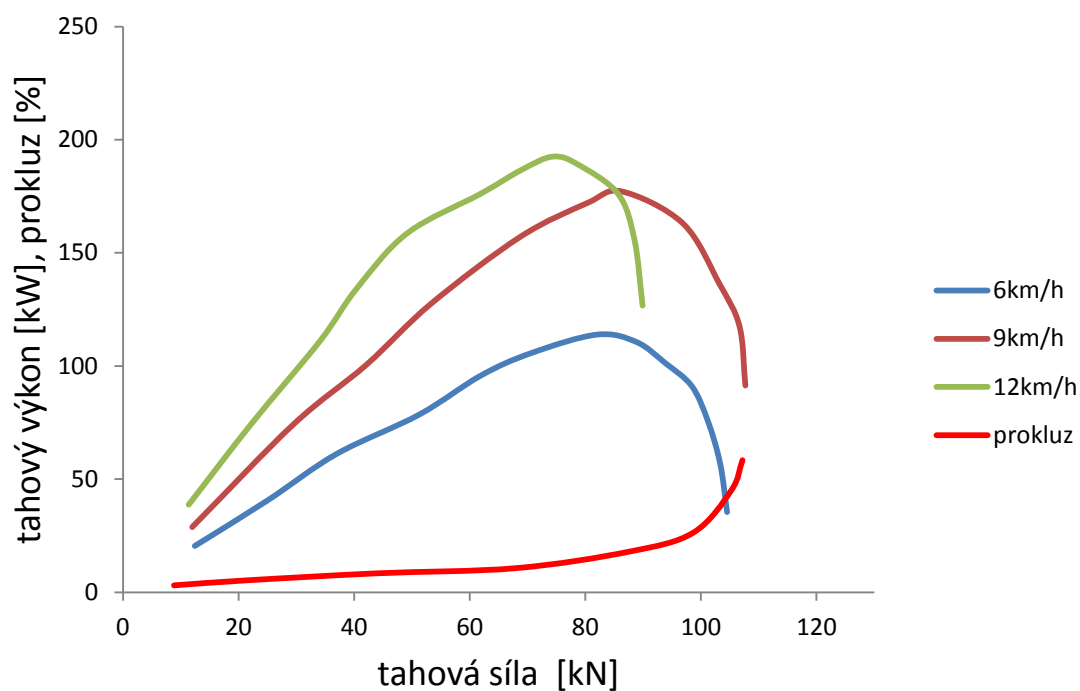
Obr. 45 Tahová charakteristika – 3. varianta rozložení hmotnosti

U 4. varianty, znázorněné na obr. 46, byla sundána část závaží ze zadních kol traktoru, zůstalo tedy v každém zadním kole 790 kg, vpředu pak 1400 kg. Procentuálně bylo na přední nápravě 47 % hmotnosti, na zadní nápravě 53 %. Maximální tahová síla byla zaznamenán pro režim 6 km.h⁻¹ – 107,8 kN, výrazně ale klesl maximální tahový výkon, jehož maximum dosáhlo na 193 kW. Tento pokles je způsoben výraznějším odlehčením zadní nápravy, která byla zatížena pouze 8 910 kg.



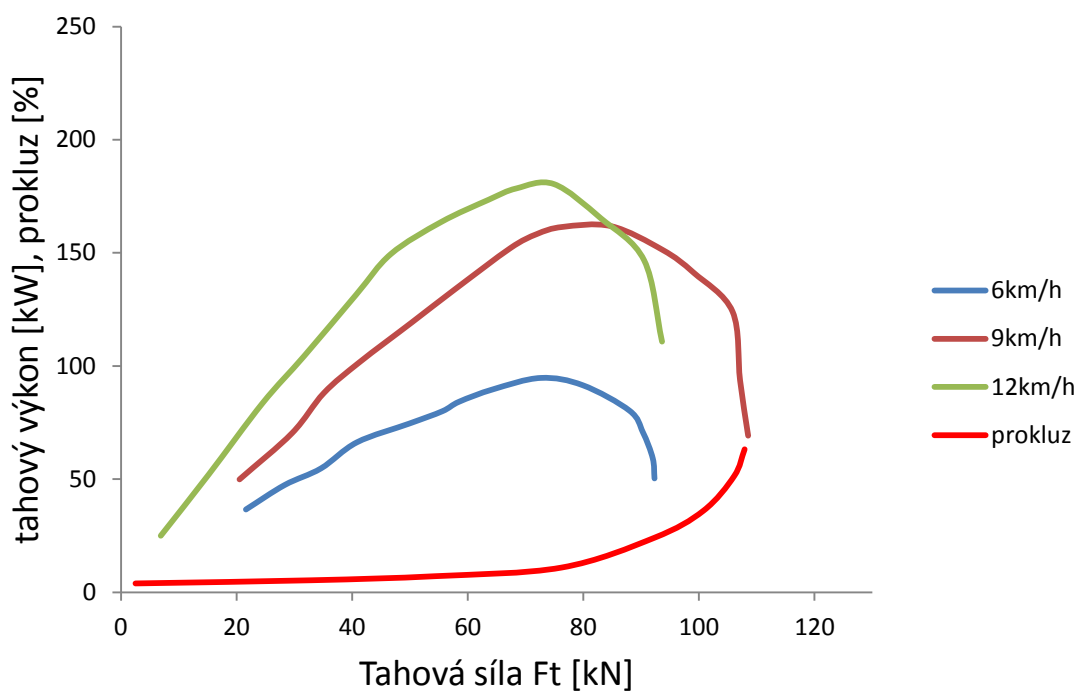
Obr. 46 Tahová charakteristika – 4. varianta rozložení hmotnosti

V 5. variantě (znázorněno na obr. 47) byl traktor zatížen vzadu 2×790 kg, vpředu 650 kg. Naměřené maximální hodnoty jsou téměř shodné s předchozí variantou měření. $F_{Tmax} = 107,7$ kN, $P_{Tmax} = 192,5$ kW. Je však nutné dodat, že i když výsledky byli srovnatelné se 4. variantou, hmotnost traktoru byla o 750 kg nižší, což s sebou nese další výhody. Mezi hlavní výhodu patří zejména menší utužení půdy, dále pak snížení valivého odporu, tím je možné docílit lepší měrné tahové spotřeby paliva. (Bauer et al., 2013)



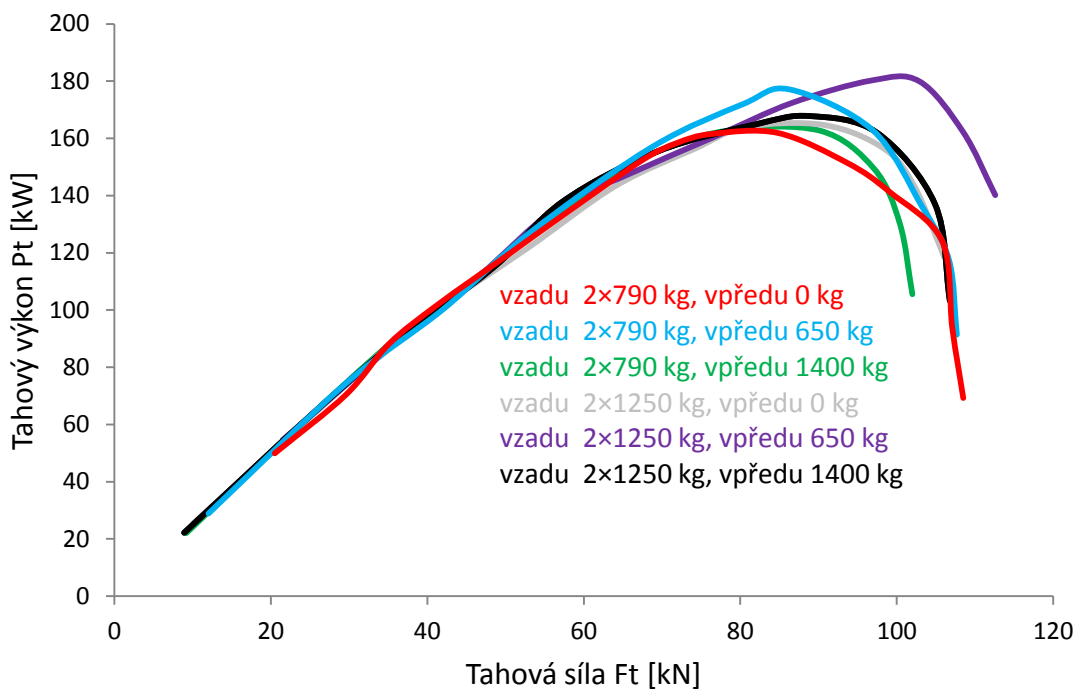
Obr. 47 Tahová charakteristika – 5. varianta rozložení hmotnosti

Při poslední měřené variantě traktor neměl vpředu žádné závaží, vzadu pak 2×790 kg. Rozložení hmotnosti bylo procentuálně 65 % zadní náprava, 35 % přední náprava. Naměřený maximální tahový výkon byl výrazně ovlivněn celkovou hmotností traktoru a dosahoval pouze 180,3 kW. Naměřená maximální tahová síla se však výrazně nelišila od ostatních variant měření a dosahovala hodnoty 108,5 kN. Výsledky jsou zobrazeny na obr. 48.



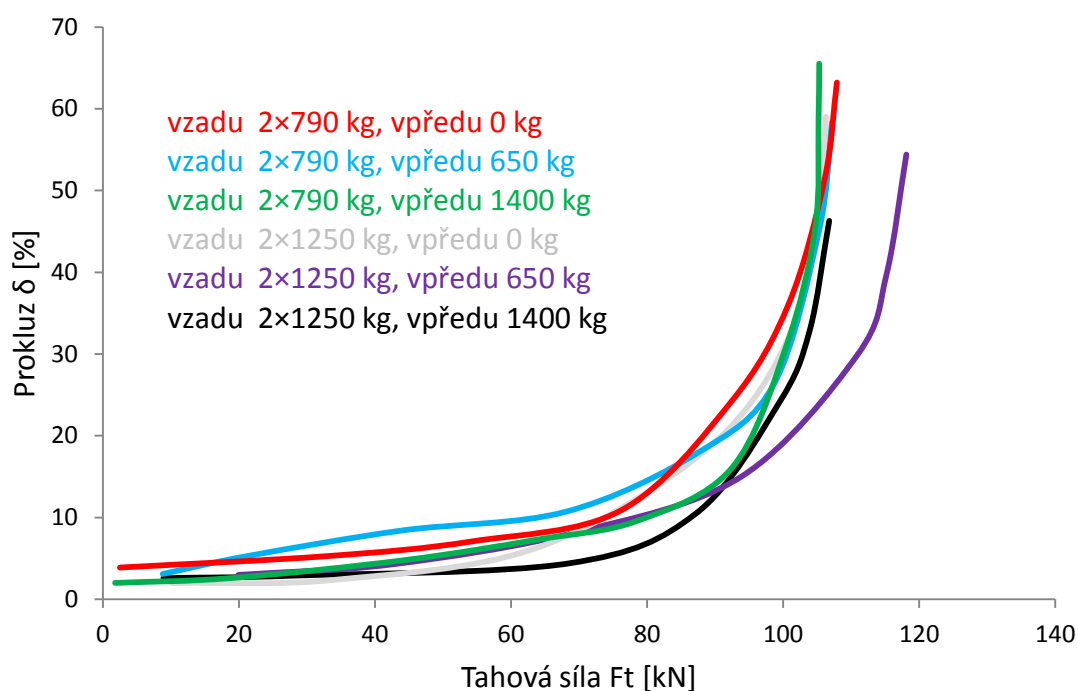
Obr. 48 Tahová charakteristika – 6. varianta rozložení hmotnosti

V grafu na obr. 49 jsou vyneseny závislosti tahového výkonu na tahové síle pro všechna zatížení při rychlosti 9 km.h⁻¹.



Obr. 49 Tahová charakteristika pro všechny varianty zatížení při režimu 9 km.h⁻¹

Do grafu na obr. 50 jsou pro srovnání vyneseny prokluzy kol δ naměřené při rychlostním režimu 9 km.h^{-1} pro všechny varianty zatížení.



Obr. 50 Prokluzy pro všechny varianty zatížení při režimu 9 km.h^{-1}

Prokluzy kol se do tahového síly přibližně 70 kN pohybovaly do 10 %. Nad 70 kN se prokluzy zejména pro varianty s menším závažím v zadních kolech prudce zvyšovaly.

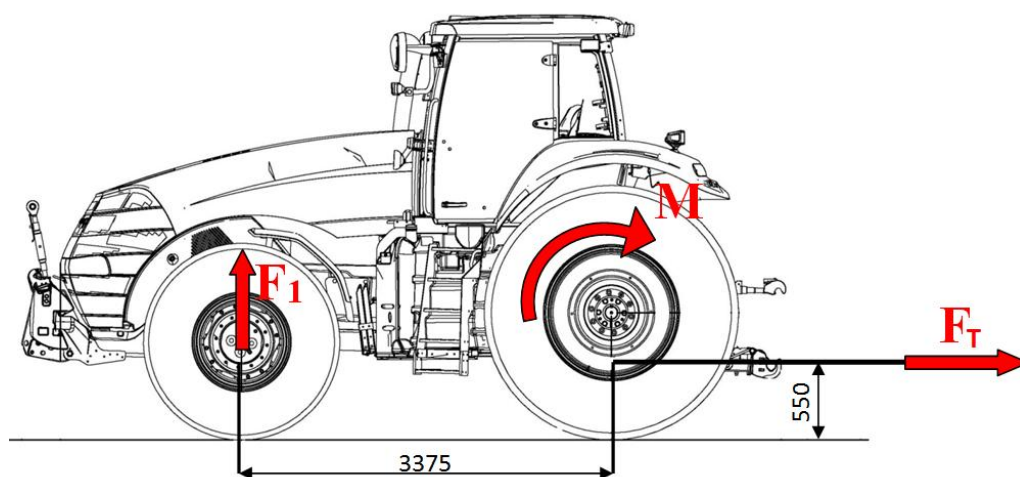
Z výsledků vyplývá, že ne vždy je optimální co nejvyšší hmotnost. Při dotěžování traktoru předním závažím totiž odlehčujeme zadní nápravu, přičemž moderní traktory klasické konstrukce jsou stavěny tak, aby přenášely většinu tahu zadní nápravou. Tyto traktory bývají vybaveny zadními pneumatikami s výrazně větší šířkou a průměrem, než předními pneumatikami, což s sebou nese výhody spočívající ve větší styčné ploše. Jak je z výsledků patrné, tak při použití maximálního závaží (1400 kg) v předním tříbodovém závěsu se v prvním případě zadní náprava traktoru odlehčila o 1060 kg, v druhém případě o 1070 kg. Ačkoliv celková hmotnost byla v prvním případě nejvyšší, ve druhém případě 3. nejvyšší, ani v jednom případě nebyly naměřeny nejlepší tahové vlastnosti.

Nejlepší tahové vlastnosti byly zaznamenány u varianty č. 2, tedy s 650kg závažím vpředu a 2500kg závaží v zadních kolech. Při tomto zatížení byla naměřena hmotnost

na přední nápravě 6530 kg, na zadní pak 10420 kg, což procentuálně představuje poměr 41/59. Je však nutné dodat, že použití této varianty zatížení je vhodné pouze pokud jsou na traktor vyžadovány velké nároky na tah. Pokud traktor vykonává práce, kde je potřeba tahová síla přibližně do 70 kN, není potřeba tak vysoké zatížení. Při srovnání varianty č. 2 s variantou č. 5, při které bylo použito závaží o hmotnosti 1580 kg vzadu, 650 kg vpředu, rozložení hmotnosti bylo 41% celkové hmotnosti na přední nápravě, 59 % na zadní nápravě) nebyl zaznamenán znatelný rozdíl v tahovém výkonu do tahové síly do 70 kN. Pro půdu je tak při nižší tahové síle lepší varianta s celkově o 720 kg nižší hmotností.

5.1 Změna rozložení hmotnosti při tahu

Aby nedocházelo ke sklonu tahové síly, bylo lano při zkouškách v rovině. Působením tahové síly vzniká moment, kvůli kterému se v tahu mění rozložení hmotnosti mezi přední a zadní nápravou. Čím je tahová síla větší, tím více hmotnosti se přenesou z přední nápravy na nápravu zadní. Na obr. 51 je znázorněn moment vznikající působením tahové síly.



Obr. 51 Odlehčení přední nápravy vlivem zatěžovací síly

Sílu odlehčující přední nápravu lze určit pomocí momentu vznikajícím působením tahové síly F_T na rameni 550 mm (0,55 m), což je vzdálenost od země po spodní závěs traktoru, na kterém bylo připojeno lano. Vzniklý moment nadlehčuje přední nápravu

(síla F_1) přes rameno o délce 3375 mm (rozvor náprav traktoru). Sílu F_1 lze dopočítat ze vztahů (4, 5):

$$M = F_T \times 0,55 \text{ [Nm]} \quad (4)$$

$$F_1 = \frac{M}{3,75} \text{ [N]} \quad (5)$$

V tab. 6 je znázorněna změna rozložení hmotnosti na nápravy traktoru v tahu. Z tabulky je patrné, že při tahu se přenesou část hmotnosti z přední nápravy na zadní nápravu. Při maximální tahové síle (108,5 kN), která byla naměřena při 2. a 6. variantě měření, se zadní náprava dotížila o 1 770 kg. O stejnou hodnotu se odlehčila přední náprava. Procentuálně se zatížení zadní nápravy změnilo z 61 % na 72 % z celkové hmotnosti v prvním případě, v druhém případě pak z původních 65 % na 76 % z celkové hmotnosti.

Tab. 6 Změna zatížení přední a zadní nápravy v tahu

	statické zatížení přední nápravy [kg]/[%]	statické zatížení zadní nápravy [kg]/[%]	F_{MAX} [kN]	dynamické zatížení přední nápravy [kg]/[%]	dynamické zatížení zadní nápravy [kg]/[%]
1. varianta	7860 / 44	9 840 / 56	104,9	6 150 / 35	11 550 / 65
2. varianta	6 530 / 39	10 420 / 61	108,5	4 760 / 28	12 190 / 72
3. varianta	5 400 / 33	10 900 / 67	102,3	3 730 / 23	12 570 / 77
4. varianta	7 870 / 47	8 910 / 53	107,8	6 110 / 36	10 670 / 64
5. varianta	6 570 / 41	9 460 / 59	107,7	4 830 / 30	11 200 / 70
6. varianta	5 400 / 35	9 980 / 65	108,5	3 630 / 24	11 750 / 76

6 DISKUZE

Podobnou problematikou se zabývala firma New Holland. Ta vytvořila podrobný návod, který popisuje, jak dotěžovat traktory modelových řad T7, T8 a T9 při agregaci s různým nářadím. V materiálech je uvedeno, že traktory klasické konstrukce (tj. modely T7 a T8) s vysokými výkony motorů by pro optimální přenos výkonu měly dodržovat rozložení hmotnosti 40 % na přední nápravě a 60 % na zadní nápravě. Celkovou hmotnost stroje doporučuje firma New Holland dotížit podle používaného nářadí. Pro "lehké nářadí" tj. nářadí s pracovní rychlostí nad $8,7 \text{ km.h}^{-1}$ by se měl poměr hmotnost traktoru [kg]/ jmenovitý výkon motoru [HP] přiblížit k hodnotě 45. U námi měřeného traktoru by tedy měla být celková hmotnost pro rychlostní režim 12 a 9 km.h^{-1} $45 \times 367 = 16\,515 \text{ kg}$. Lze tedy říci, že s ohledem na dodržení rozložení hmotnosti na nápravy se pohybujeme mezi 2. a 5. variantou měření. Pro "střední nářadí" a rychlosti v rozmezí $7,2\text{--}8,7 \text{ km.h}^{-1}$ New Holland doporučuje udržovat koeficient na hodnotě 50 kg/HP, pro "těžká nářadí" a maximální tah pak na hodnotě 55 kg/HP. Při použití 3. poměru, tedy 55 kg/HP by námi měřený traktor měl vážit 20 185 kg. Jelikož pro traktor Case IH Magnum výrobce nenabízí do zadních kolech větší závaží, než je celkem 2 500 kg a při experimentální měření nebyl traktor dotížen žádným jiným nářadím, proto je maximální možná hmotnost při dodržení rozložení hmotnosti 40/60 % 17 100 kg. U těžkého tahu je tedy nejlepší jak z hlediska doporučení výrobce traktorů New Holland, tak z hlediska výsledků námi měřených tahových charakteristik používat traktor v přibližném zatížení, jako je u varianty č.5.

Problematiku tahových vlastností traktoru řešil ve své diplomové práci bc. Oldřich Chalupa. Ten naměřil, že při změně tlaku v pneumatikách z 180 kPa na 65 kPa vzrostl tahový výkon o 12 % ve prospěch nižšího tlaku v pneumatikách. Při změně zatížení traktoru byl u maximálního tahového výkonu dosažen maximální rozdíl 10 %. Z toho vyplývá, že ačkoliv změna v rozložení hmotnosti ovlivňuje tahové vlastnosti ve velké míře, jsou faktory, jako např. tlak v pneumatikách, které mohou tahový výkon ovlivnit více. Pro optimalizaci přenosu výkonu motoru na podložku je třeba posuzovat jak rozložení hmotnosti, tak tlak v pneumatikách. (Chalupa, 2013)

7 ZÁVĚR

Tahové vlastnosti traktorů výrazně ovlivňuje několik faktorů, mezi které patří např. styčná plocha pneumatik nebo pásů s podložkou, zatížení hnací nápravy, druh a stav podložky, stav vzorku pneumatiky nebo pásu. Některé faktory při nasazení traktoru nemůžeme ovlivnit, naopak jiné lze měnit a tím docílit lepšího přenosu výkonu motoru na podložku, resp. zlepšit ekonomiku provozu. Např. tlak v pneumatikách, použití dvoumontáží nebo pásového podvozku ovlivňuje nejen tahové vlastnosti, ale i následné utužení půdy.

Při optimálním rozložení hmotnosti na nápravy v praxi tedy případně přibližně 40 % hmotnosti na přední nápravu a 60 % hmotnosti na zadní nápravu. Při dotěžování traktorů je ale třeba brát v úvahu jaké nářadí traktor tahá a jak nářadí dotěžuje zadní nápravu traktoru.

Manipulace se závažím v zadních kolech je však značně problematická, jelikož při největším závaží jeho část je umístěna na vnitřní straně disku a k jeho demontáži je potřeba demontovat kolo. V České republice se často vyskytují traktory, které v zadních kolech nemají žádné závaží (ekonomika provozu v dopravě) a závaží do předních ramen nasazují pouze při vykonávání polních prací, což jak pro životnost přední nápravy, tak pro tahový výkon není zcela ideální. Je jen otázkou času, kdy některý výrobce přijde s řešením rychlé montáže a demontáže závaží do zadních kol.

Jelikož legislativa omezuje maximální přepravní šířku traktoru na 3 m šířky, je velmi problematické zvyšovat styčnou plochu s podložkou použitím dvoumontáží. Proto lze v budoucnu očekávat stále se zvyšující nasazování pásových traktorů do polních prací. Pásové traktory mají však velkou nevýhodu a to je jejich univerzálnost. Pro ty, kteří chtějí u traktoru univerzálnost zachovat a používat traktor nejen na těžké polní práce, ale i k dopravě, je nevhodnější použití kolového traktoru. U něj je však důležitá co největší styčná plocha pneumatiky s podložkou. Aby se traktor vešel do 3 m šířky, je maximální šířka pneumatiky 900 mm. Pro zvětšení styčné plochy je pak jediná možnost zvětšit průměr kola. Moderní traktory používají pneumatiky maximální šířky 215 cm, traktory Fendt řady 1000 dokonce umožňují použít pneumatiky o průměru 232 cm.

Zajímavou koncepcí pneumatiky vyvinula firma Mitas. Nese označení Mitas PneuTrac, výrobce udává zvýšení styčné plochy o 53 % ve srovnání se standardní pneumatikou.

8 SEZNAM LITERATURY

BAUER, František. *Traktory a jejich využití*. 2. vyd. Praha: Profi Press, 2013. ISBN 978-80-86726-52-6.

Case IH Magnum [online]. [cit. 2016-03-24]. Dostupné z:
<http://www.agrics.cz/magnum-cvx-efficient-power-235-419-koni?sid=aeb2be229cf3425c36c63661b896a514>

Case IH Rowtrac [online]. [cit. 2016-03-22]. Dostupné z:
https://c2.staticflickr.com/6/5674/21444242979_37c8be8411_b.jpg

DOBRÝ, Sláva. *Traktory změnilý svět* [online]. 2008 [cit. 2016-03-22]. Dostupné z:
<http://www.staretraktory.cz/index.php/o-traktorech/traktory-co-zmenily-svet/>

Dofukování pneumatik [online]. [cit. 2016-03-22]. Dostupné z:
http://www.ptg.info/Pages_DE/03Produkte_Frame.html

EGR ventil [online]. [cit. 2016-03-2]. Dostupné z:
http://images.dailytech.com/nimage/14218_large_egr.png

HEJHÁLEK, Jiří. *Historie traktorů v zemědělství* [online]. 2015 [cit. 2016-06-02].
Dostupné z: <http://www.agrojournal.cz/clanky/historie-traktoru-v-zemedelstvi-parni-stroje-30>

Hi-eSCR [online]. [cit. 2016-04-05]. Dostupné z: <http://www.fptindustrial.com/en-UK/innovation/hi-escr/Pages/homepage.aspx>

Historie Zetoru [online]. [cit. 2016-06-02]. Dostupné z: <http://www.zetor.cz/historie>

CHALUPA, Oldřich. *Vliv pneumatik na tahové vlastnosti traktorů*. Brno, 2013.

Diplomová práce. Vedoucí práce Prof. Ing. František Bauer, CSc.

Kotoučová spojka [online]. [cit. 2016-03-10]. Dostupné z:
<http://www.dieselperformance.com/productImage/large/Clutch.jpg>

MACEK, Radek. *Úplná charakteristika motoru a její využití v provozu vozidla*. Brno, 2013. Diplomová práce. Vedoucí práce Doc. Ing. Pavel Sedlák, CSc.

Materiály firmy Agrotec a.s.

Mapa [online]. [cit. 2016-04-15]. Dostupné z: www.mapy.cz

Mitas PneuTrac [online]. [cit. 2016-04-20]. Dostupné z:

<http://www.agroportal24h.cz/news/revolucni-koncept-pneumatiky-dostal-oceneni-/>

Planetový mechanismus [online]. [cit. 2016-03-22]. Dostupné z:

zdroj:http://nd06.jxs.cz/173/558/610a5dbf30_95742458_o2.jpg

Pneumatiky Michelin [online]. [cit. 2016-03-28]. Dostupné z:

<http://www.michelinag.com/Agricultural-tires/Tractors/MICHELIN-AXIOBIB>

Prospekty Case IH

Prospekty Fendt

Přední náprava Fendt [online]. [cit. 2016-03-20]. Dostupné z:

<http://fendtfielddays.clickcomplete.com/file/cms/2013/5/21/fendt%20900%20front%20axle%20suspension.jpg>

Příručka dotěžování traktorů New Holland

SEMETKO, Jozef. *Mobilné energetické prostriedky*. 2. vyd. Bratislava: Príroda, 1986.

Poľnohospodárska mechanizácia a výstavba. Veda na pomoc poľnohospodárskej veľkovýrobe.

SEMETKO, Jozef. *Traktory a automobily 3*. 1. vyd. Bratislava: Príroda, 1981.

Systém Airbooster [online]. [cit. 2016-03-25]. Dostupné z:

<http://www.agrics.cz/magnumy-s-vyssi-zaberem>

Systém řešení emisí [online]. [cit. 2016-03-05]. Dostupné z:

http://r2.oemoffhighway.com/files/base/OOH/image/2013/03/16x9/640x360/pss-ft4-technology-diagram-106_10898753.jpg

Traktor Challenger [online]. [cit. 2016-03-15]. Dostupné z: http://www.challenger-ag.com/EMEA/int-en/static/images/Banner_MT800E.jpg

Traktory Fendt [online]. [cit. 2016-03-13]. Dostupné z: <http://www.agromex.cz/>

WEINHÖFER, Josef. *Podvozky traktorů vyšších výkonových kategorií*. Brno, 2011.

Bakalářská práce. Vedoucí práce Prof. Ing. František Bauer, CSc.

9 SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 Motor FPT Cursor 13	11
Obr. 2 Platnost emisních norem podle výkonových kategorií.....	12
Obr. 3 Systém přepínání motoru FPT Cursor 13	13
Obr. 4 Vstřikovač.....	14
Obr. 5 Systém řešení emisí pomocí EGR ventilu - norma tier3	15
Obr. 6 SCR technologie motorů FPT - norma Tier 4 Interim.....	16
Obr. 7 Systém řešení emisí s SCR technologií ve spojení s EGR a DPF	17
Obr. 8 Systém řešení emisí pomocí technologie HI-eSCR.....	18
Obr. 9 Kotoučová spojka	19
Obr. 10 Lamelová spojka.....	20
Obr. 11 Úplná charakteristika motoru	21
Obr. 12 Schéma převodovky Shuttle Command 12/12	22
Obr. 13 Schéma převodovky traktoru Case IH Farmall U 24/24	23
Obr. 14 Schéma převodovky Case IH Quadtrac.....	24
Obr. 15 Schéma převodovky manipulátoru Case IH Farmlift s hydrodynamickým měničem.....	26
Obr. 16 Převodovka s hydrodynamickou spojkou Fendt Turbomatik.....	27
Obr. 17 Schéma hydrostatického pohonu	28
Obr. 18 Planetový mechanismus	29
Obr. 19 Schéma převodovky Fendt Vario	31
Obr. 20 Kinematika planetového převodu převodovky Fendt Vario.....	32
Obr. 21 pohled shora na převodovku Magnum CVX.....	33
Obr. 22 Schéma převodovky traktoru Case IH Magnum CVX.....	34
Obr. 23 Závislost naklonění desky hydrogenerátoru na jezdové rychlosti při otáčkách motoru 2000min^{-1}	35
Obr. 24 Bezrámová konstrukce podvozku Zetor	37
Obr. 25 Polorámová konstrukce traktoru Claas Axion.....	37
Obr. 26 Rámová konstrukce traktoru Claas Xerion.....	38
Obr. 27 přední náprava traktoru Case IH Optum CVX.....	39
Obr. 28 Nezávisle odpružená přední náprava Fendt.....	40
Obr. 29 Konstrukce diagonálních a radiálních pneumatik	40
Obr. 30 Tabulka maximálního zatížení pneumatiky při daném tlaku a rychlosti.....	41

Obr. 31	Souprava pro rychlou změnu tlaku v pneumatikách Airbooster	42
Obr. 32	Systém rozvodu tlakového vzduchu ke kolům	42
Obr. 33	Ovládací modul pro změnu tlaku v pneumatikách	43
Obr. 34	Pásový traktor Challenger řady MT800E	44
Obr. 35	Case IH Quadtrac	44
Obr. 36	Case IH Magnum Rowtrac a New Holland T8 SmartTrax	45
Obr. 37	Rozměry měřeného traktoru Case IH Magnum 370 CVX	47
Obr. 38	Měřený traktor Case IH Magnum 370 cvx s brzdícím traktorem New Holland T8.420 autocommand	48
Obr. 39	Pozemek, na kterém proběhlo měření	48
Obr. 40	Měřicí ústředna CompactRio	49
Obr. 41	Tenzometrický snímač tahové síly	50
Obr. 42	Závislost rychlosti na otáčkách motoru	51
Obr. 43	Tahová charakteristika – 1. varianta rozložení hmotnosti	53
Obr. 44	Tahová charakteristika – 2. varianta rozložení hmotnosti	54
Obr. 45	Tahová charakteristika – 3. varianta rozložení hmotnosti	55
Obr. 46	Tahová charakteristika – 4. varianta rozložení hmotnosti	56
Obr. 47	Tahová charakteristika – 5. varianta rozložení hmotnosti	57
Obr. 48	Tahová charakteristika – 6. varianta rozložení hmotnosti	58
Obr. 49	Tahová charakteristika pro všechny varianty zatížení při režimu 9 km.h ⁻¹	58
Obr. 50	Prokluzy pro všechny varianty zatížení při režimu 9 km.h ⁻¹	59
Obr. 51	Odlehčení přední nápravy vlivem zatěžovací síly	60

10 SEZNAM TABULEK

Tab. 1 Obecné požadavky na spalovací motor podle různých hledisek	10
Tab. 2 sepnutí spojek u jednotlivých rychlostí	25
Tab. 3 Výhody a nevýhody hydromechanické převodovky	30
Tab. 4 Parametry měřeného traktoru	46
Tab. 5 Měřené varianty zatížení traktoru.....	52
Tab. 6 Změna zatížení přední a zadní nápravy v tahu	61