



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**ANALÝZA VLIVU PŘEVODOVÉHO ÚSTROJÍ NA TAHOVÝ
VÝKON TRAKTORU**

ANALYSIS OF POWERTRAIN IMPACT ON PULL POWER CAPACITY OF A TRACTOR

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Marek Zicha

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

prof. Ing. František Bauer, CSc.

BRNO 2017

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Bc. Marek Zicha**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce: **prof. Ing. František Bauer, CSc.**
Akademický rok: 2016/17

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Analýza vlivu převodového ústrojí na tahový výkon traktoru

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Na základě výsledků terénních měření analyzujte vliv převodového ústrojí na průběh tahových výkonů v závislosti na tahové síle.

Cíle diplomové práce:

Posoudit současný stav v konstrukci traktorů se zaměřením na převodová ústrojí.

Vypracovat metodiku terénního měření.

Zpracovat tabulkové a graficky naměřené a vypočtené hodnoty.

Vypracovat analýzu výstupních parametrů.

Vyhodnotit výsledky.

Seznam doporučené literatury:

BAUER, František, et. al. Traktory a jejich využití. 2. vyd. Praha: Profi Press s.r.o., 2013. 224 s. ISBN 978-80-86726-52-6.

PORTEŠ, Petr, BAUER, František a ČUPERA, Jiří. Laboratory-experimental Verification of Calculation of Force Effects in Tractor's Three-point Hitch Acting on Driving Wheels. Soil and Tillage Research. Elsevier: International Soil Tillage Research Organization, 2013. 128(1), 81-90. ISSN 0167-1987.

SEDLÁK, Pavel. Výsledky měření tahových vlastností traktoru na válcovém dynamometru a v polních podmínkách. Acta technologica agriculturae: vědecký časopis pre mechanizáciu poľnohospodárstva. Nitra: Slovenská poľnohospodárska univerzita, 2003, 6(1), 17-20. ISSN 1335-2555.

ŠTURSA, Václav a BAUER, František. Vliv pneumatik na pracovní vlastnosti traktorových souprav. Zemědělská technika. Praha: Úst. zemědělských a potravinářských informací, 2000. 46(2), 47. ISSN 0044-3883.

SEDLÁK, Pavel a BAUER, František. Výsledky měření tahových vlastností traktoru JD 8210. Agromagazín. 2002, 3(2), 68-70. ISSN 1214-0643.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato diplomová práce na téma „Analýza vlivu převodového ústrojí na tahový výkon traktorů“ se zabývá vyhodnocením naměřených dat z tahových zkoušek traktorů Claas Arion 640 vybavených dvěma různými typy převodových ústrojí. V práci je také rozebrána metodika jednotlivých měření a detailně popsána funkce obou měřených typů převodových ústrojí.

KLÍČOVÁ SLOVA

Traktor, převodovka, HEXASHIFT, CMATIC, planetový převod, hydrostatický modul, tahový výkon, tahová síla, měrná tahová spotřeba paliva, prokluz.

ABSTRACT

This diploma thesis “Analysis of powertrain impact on pull power capacity of a tractor” is focused on evaluation of measured data gained from performance testing of tractors Claas Arion 640 for two different types of transmission. There are also discussed the measuring methods and there is detailed described the function of measured transmissions.

KEYWORDS

Tractor, transmission, HEXASHIFT, CMATIC, planetary gear, hydrostatic module, drawbar power, drawbar pull, drawbar fuel consumption, slip.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ZICHA, M. *Analýza vlivu převodového ústrojí na tahový výkon traktoru*. Brno, 2017. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 73 s. Vedoucí diplomové práce prof. Ing. František Bauer, CSc.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením prof. Ing. Františka Bauera, CSc. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 26. května 2017

.....

Bc. Marek Zicha

PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych chtěl poděkovat prof. Ing. Františku Bauerovi, CSc. za odborné vedení a poskytnuté rady při vypracovávání této diplomové práce.

OBSAH

Úvod	9
1 Technické parametry měřených traktorů	10
2 Měřené typy převodových ústrojí	13
2.1 Převodovka HEXASHIFT	15
2.1.1 Šestistupňový násobič točivého momentu	15
2.1.2 Čtyřstupňová převodovka	24
2.1.3 Výsledný převodový poměr převodovky HEXASHIFT	29
2.2 Převodovka CMATIC	30
2.2.1 Řazení převodových stupňů	30
3 Metodika laboratorních měření	37
3.1 Hmotnostní parametry traktorů	37
3.2 Závislost hustoty paliva na teplotě	37
3.3 Průběh měření výkonových parametrů motorů	38
3.4 Použité měřicí přístroje	39
3.5 Vztahy použité při vyhodnocování	41
4 Výsledky laboratorních měření	42
4.1 Traktor Claas Arion 640 HEXASHIFT	42
4.2 Traktor Claas Arion 640 CMATIC	44
4.3 Srovnání parametrů motorů obou traktorů	47
5 Metodika terénních měření traktorů	49
5.1 Charakteristika pozemků	49
5.2 Průběh měření	49
5.3 Použité měřicí přístroje	50
5.4 Vztahy použité při vyhodnocování	52
6 Výsledky měření tahových vlastností traktorů	54
6.1 Tahové charakteristiky traktoru HEXASHIFT	54
6.2 Tahové charakteristiky traktoru CMATIC	58
6.3 Srovnání tahových charakteristik obou převodovek	62
Závěr	67
Seznam použitých zkratk a symbolů	71

ÚVOD

Traktory jsou jedněmi z nejdůležitějších strojů využívaných v zemědělství. Jsou využívány k nejrůznějším úkolům, ať už se jedná o polní práce anebo o přepravu nákladů. Je důležité, aby traktor, jako ostatně každý pracovní stroj, vykonával svoji činnost maximálně efektivně a ekonomicky. Toho lze dosáhnout správnou kombinací nejrůznějších aspektů, jako například správnou obsluhou stroje, vhodně zvolenou výbavou traktoru apod. K efektivnímu a ekonomickému provozu nemalou měrou přispívá také vhodná volba převodového ústrojí.

V této práci je analyzován vliv volby převodového ústrojí traktoru na tahové parametry traktoru. Nejprve jsou uvedeny vybrané technické parametry měřených traktorů uváděné výrobcem. Následně je proveden rozbor převodových ústrojí, kterými byly měřené traktory vybaveny. Důraz je kladen zejména na funkční a kinematická schémata zahrnující objasnění přenosu točivého momentu a výsledný převodový poměr. Je vypracován popis metodiky měření a v práci jsou uvedeny použité měřicí a vyhodnocovací přístroje. Metodika měření je popsána pro laboratorní a terénní měření, včetně charakteristiky laboratoří a pozemků, na nichž měření probíhala. Klíčovou částí celé práce je vyhodnocení naměřených tahových parametrů a jejich srovnání pro oba typy použitých převodových ústrojí. Veškeré dosažené výsledky jsou následně shrnuty a podrobně diskutovány.

1 TECHNICKÉ PARAMETRY MĚŘENÝCH TRAKTORŮ

Laboratorní a terénní měření bylo provedeno se dvěma traktory Claas Arion 640 s rozdílnými typy převodového ústrojí. První traktor byl vybaven mechanickou stupňovitou převodovkou HEXASHIFT s šestistupňovým násobičem točivého momentu a hlavní roboticky řazenou čtyřstupňovou převodovkou s možností reverzace. Druhý měřený traktor byl vybaven hydro-mechanickou převodovkou CMATIC s plynulou změnou převodového poměru.



Obr. 1 Traktor Claas Arion 640 [9]

Vybrané technické parametry motorů obou traktorů jsou uvedeny v Tab. 1. Tyto parametry jsou shodné pro traktor s převodovkou HEXASHIFT i CMATIC, neboť oba modely traktorů se lišily pouze typem převodového ústrojí. Traktory HEXASHIFT i CMATIC byly zároveň vybaveny shodným typem pneumatik, aby následně nedocházelo k ovlivnění výsledků měření tahových charakteristik. Parametry pneumatik jsou uvedeny v Tab. 3.

Tab. 1 Vybrané technické parametry motoru [9, 10]

Parametry motoru	
Označení výrobce	Claas DPS
Počet válců	6
Počet ventilů	24
Zdvihový objem motoru [cm ³]	6788
Jmenovité otáčky motoru [min ⁻¹]	2200
Maximální výkon motoru [kW]	130
Maximální točivý moment motoru [N·m]	714
Otáčky při maximálním točivém momentu [min ⁻¹]	1200
Rozsah otáček při konstantním výkonu [min ⁻¹]	1800 – 2200
Chlazení motoru	přetlakové, kapalinové
Přepínání	turbodmychadlo s regulací plnicího tlaku s proměnnou geometrií lopatek
Vstřikovací systém	Common Rail
Emisní systémy	Recirkulace výfukových plynů pomocí ventilu EGR, filtr pevných částic

Tab. 2 Vybrané parametry převodového ústrojí [11, 12]

Parametry převodových ústrojí	
HEXASHIFT	
Typ	mechanická převodovka s možností řazení vybraných stupňů pod zatížením
Počet stupňů řazených pod zatížením	6
Počet roboticky ovládaných převodů	4
Celkový počet převodů pro jízdu vpřed	24
Minimální pojezdová rychlost při otáčkách motoru 2200 min ⁻¹ [km·h ⁻¹]	0,11
Maximální pojezdová rychlost [km·h ⁻¹]	50
CMATIC	
Typ	hydromechanická převodovka s plynulou změnou převodového poměru
Označení	Claas EQ 200
Minimální pojezdová rychlost při otáčkách motoru 2200 min ⁻¹ [km·h ⁻¹]	0,05
Maximální pojezdová rychlost [km·h ⁻¹]	50

*Tab. 3 Rozměry pneumatik na přední a zadní nápravě [13]***Parametry pneumatik**

Přední náprava	Michelin Multibib 650/65 R38
Zadní náprava	Michelin Multibib 540/65 R28

Oba traktory byly pro měření vybaveny 240 litry nafty a dotíženy pomocí homologovaných bloků o hmotnosti 600 kg, resp. 900 kg umístěných v předním zvedacím závěsu traktoru, viz Obr. 2.

*Obr. 2 Přídavný blok závaží traktoru s převodovkou CMATIC*

2 MĚŘENÉ TYPY PŘEVODOVÝCH ÚSTROJÍ

Traktorová převodová ústrojí jsou v dnešní době často automatizované systémy komunikující prostřednictvím digitální sběrnice CAN bus s ostatními funkčními prvky traktoru. Propojením převodových ústrojí s údaji ze spalovacího motoru a dalších funkčních součástí je možné jejich efektivnější řízení a dosažení ekonomičtějšího a ekologičtějšího provozu, stejně jako dosažení lepších výkonových parametrů traktorových souprav. [1]

Převodová ústrojí traktoru jsou obecně součástí hnacího ústrojí spojující spalovací motor s koly hnacích náprav a vývodovým hřídelem traktoru. Lze je také definovat jako ústrojí, která uskutečňují přenos točivého momentu, jeho přerušení nebo změnu velikosti a také změnu smyslu otáčení. Do této skupiny je tak možné zahrnout například spojky, spojovací a kloubové hřídele, rozvodovky, diferenciály, koncové převody nebo převodovky. [1]

V této práci jsou detailně rozebrány dva typy převodovek, které byly použity u měřených traktorů Claas Arion 640. Jedná se o mechanickou stupňovitou převodovku s omezeným počtem stupňů řazených pod zatížením HEXASHIFT a plynulou hydromechanickou převodovku CMATIC.



Obr. 3 Převodové ústrojí HEXASHIFT [14]

Při výběru typu převodového ústrojí je důležitá jeho celková účinnost přenosu točivého momentu. V případě mechanické a hydromechanické převodovky tato účinnost výrazně závisí na provozních podmínkách traktoru. Při proměnném zatížení traktoru dochází v případě mechanické převodovky k častému řazení převodových stupňů. Samotný mechanický převod sice vykazuje vysokou účinnost přenosu točivého momentu, ale při časté změně převodového poměru je zapotřebí opakované zrychlování a zpomalování rotačních částí převodového ústrojí, čímž dochází ke značným výkonovým ztrátám. Tyto ztráty lze definovat pomocí vztahu: [1]

$$P_z = \frac{I_o \cdot \varepsilon}{2 \cdot t} [kg \cdot m^2 \cdot s^{-3}], \quad (1)$$

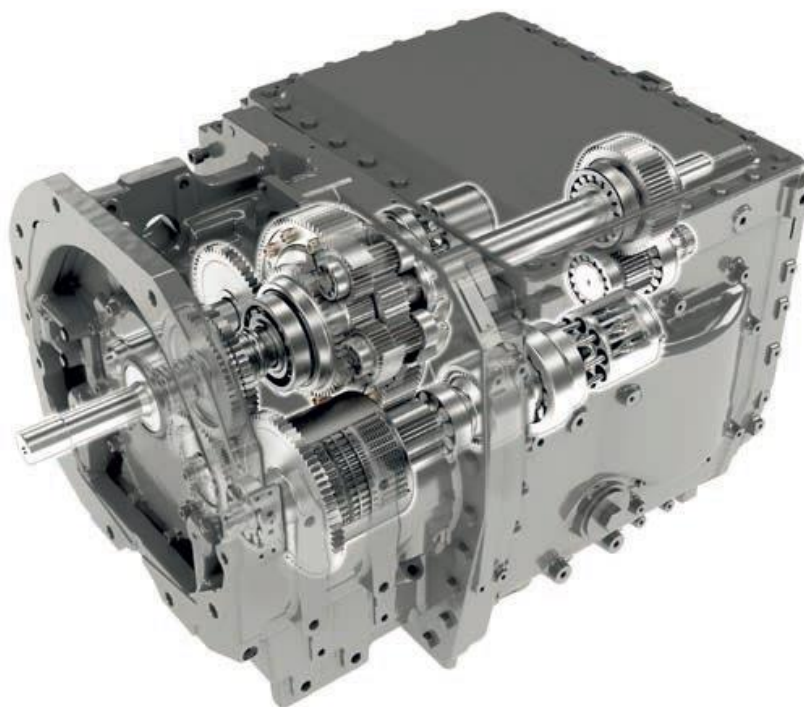
kde P_z je výkon potřebný na zrychlení rotačních částí, I_o je osový moment setrvačnosti rotujícího tělesa $[kg \cdot m^2]$, ε je úhlové zrychlení $[rad \cdot s^{-2}]$ a t [s] je čas. [6]

Naproti tomu při konstantním zatížení traktoru není zapotřebí rotační části urychlovat. Výkon potřebný pro zrychlení rotačních částí je roven nule. Celková účinnost přenosu točivého momentu mechanické převodovky je tudíž vysoká. [1]

U hydromechanické převodovky je situace odlišná. Pomocí hydrostatických modulů je točivý moment přenášen nejvýše s účinností 0,9. Po dosazení do vztahu: [2]

$$\eta_c = \prod_1^i \eta_i [-], \quad (2)$$

kde η_c je celková účinnost přenosu točivého momentu a η_i je účinnost i -tého hydrostatického modulu $[-]$, je zřejmé, že maximální účinnost přenosu točivého momentu při použití dvou hydrostatických modulů dosahuje hodnoty 0,81. Reálně se však tato účinnost pohybuje ještě níže, hodnota 0,9 platí pro optimální odklon hydrostatického modulu od osy rotace. [2]

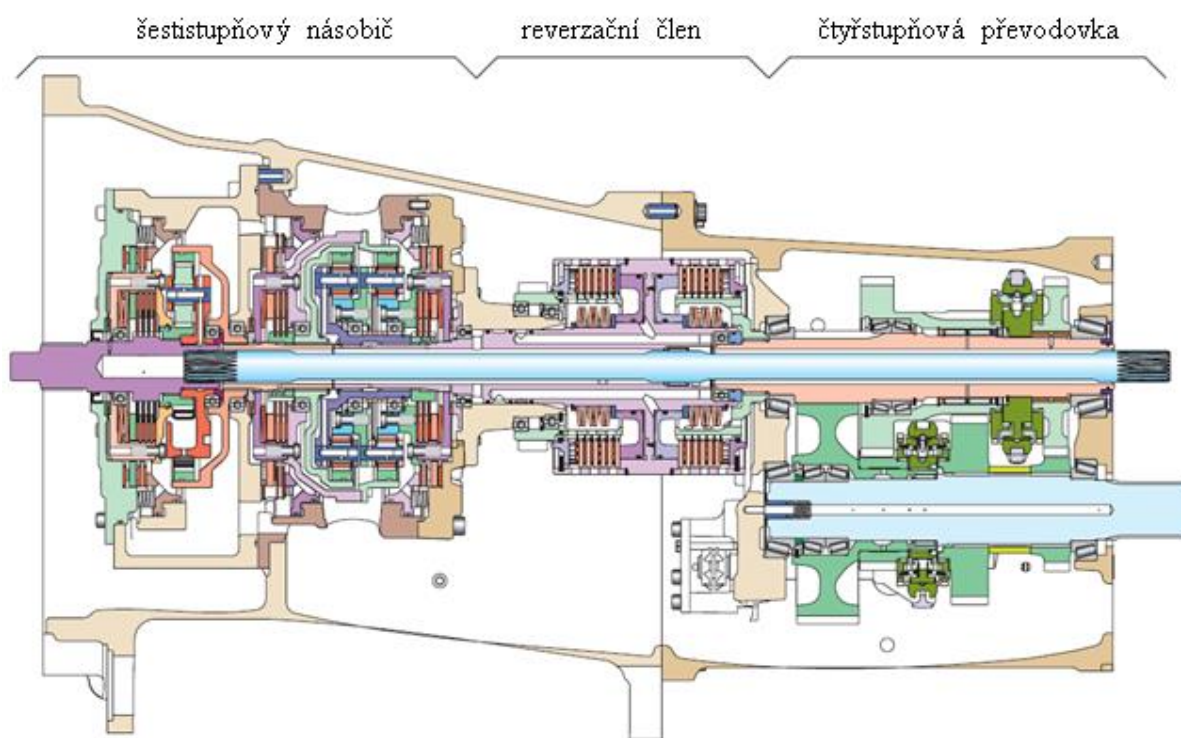


Obr. 4 Převodové ústrojí CMATIC [14]

Při proměnném zatížení traktoru jsou však hydromechanické převodovky schopny plynule měnit převodový poměr a tím minimalizovat výkon potřebný pro zrychlování rotačních částí převodovky. Celkově tak lze říci, že při konstantním zatížení traktoru je výhodnější aplikace mechanické převodovky, a naopak při proměnném zatížení je vhodnější využití převodovky s plynulou změnou točivého momentu. [1, 2]

2.1 PŘEVODOVKA HEXASHIFT

Mechanická převodovka HEXASHIFT se skládá z šestistupňového násobiče točivého momentu, který je možno řadit pod zatížením, a hlavní čtyřstupňové roboticky řazené převodovky. Čtyřstupňová část je plně synchronizovaná a je ji možné reverzovat pomocí vloženého reverzačního převodu řízeného dvěma spojkami. Celkem je tak možné zařadit 24 převodových stupňů pro jízdu vpřed s možností reverzace.



Obr. 5 Schéma převodovky HEXASHIFT [3]

Možnosti řazení jednotlivých převodových stupňů včetně kinematických schémat planetového převodu šestistupňového násobiče točivého momentu jsou uvedeny v následující části.

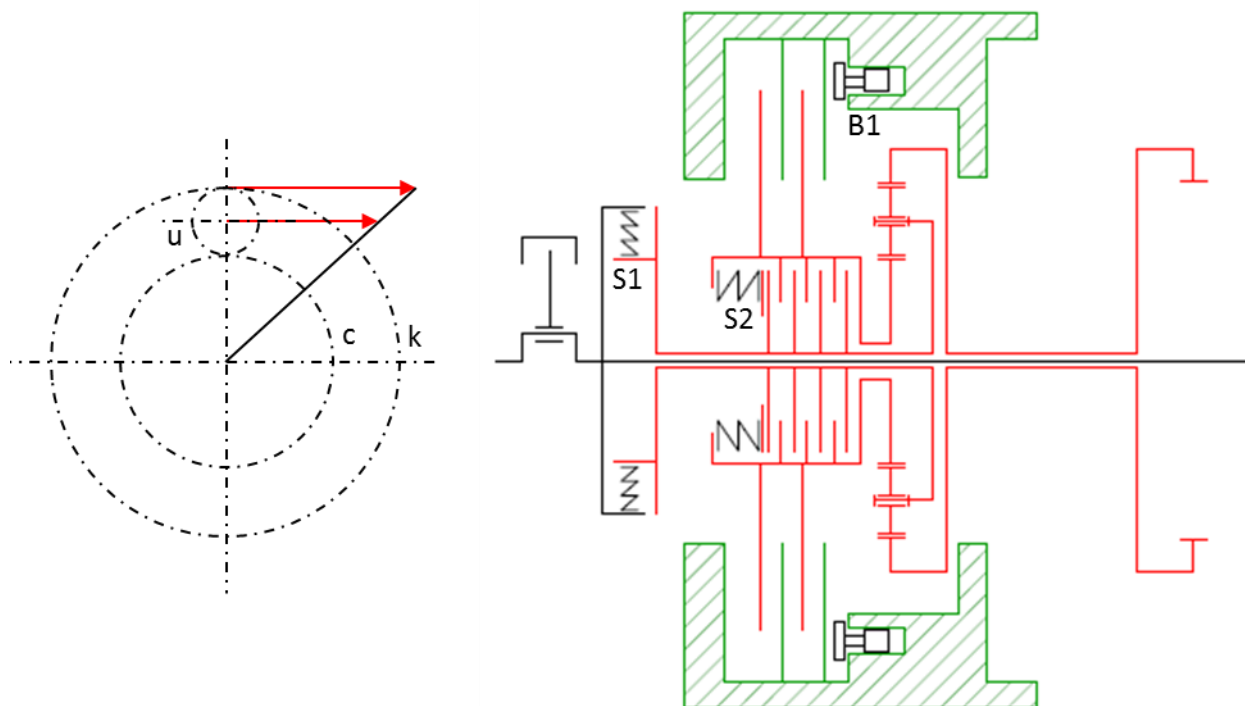
2.1.1 ŠESTISTUPŇOVÝ NÁSOBIČ TOČIVÉHO MOMENTU

Planetový násobič točivého momentu umožňuje změnu převodového poměru, a tím i velikosti točivého momentu pod zatížením. V případě potřeby je takto možné navýšit točivý moment motoru, což je vhodné například při překonávání pracovních odporů, jejichž velikost není stálá. [1]

Šestistupňový násobič se skládá z dvoustupňového planetového převodu do rychla sloužícího k řazení jednoho stupně do rychla a přímého záběru s převodovým poměrem 1 a modulu 4PS, který souží k řazení čtyř převodů do pomala a opět také pro řazení přímého záběru s převodovým poměrem. Jednotlivé výsledné převodové poměry byly vypočítány pomocí Willisovy metody výpočtu planetového soukolí.

DVOUSTUPŇOVÝ PLANETOVÝ PŘEVOD**PŘEVODOVÝ STUPEŇ 1**

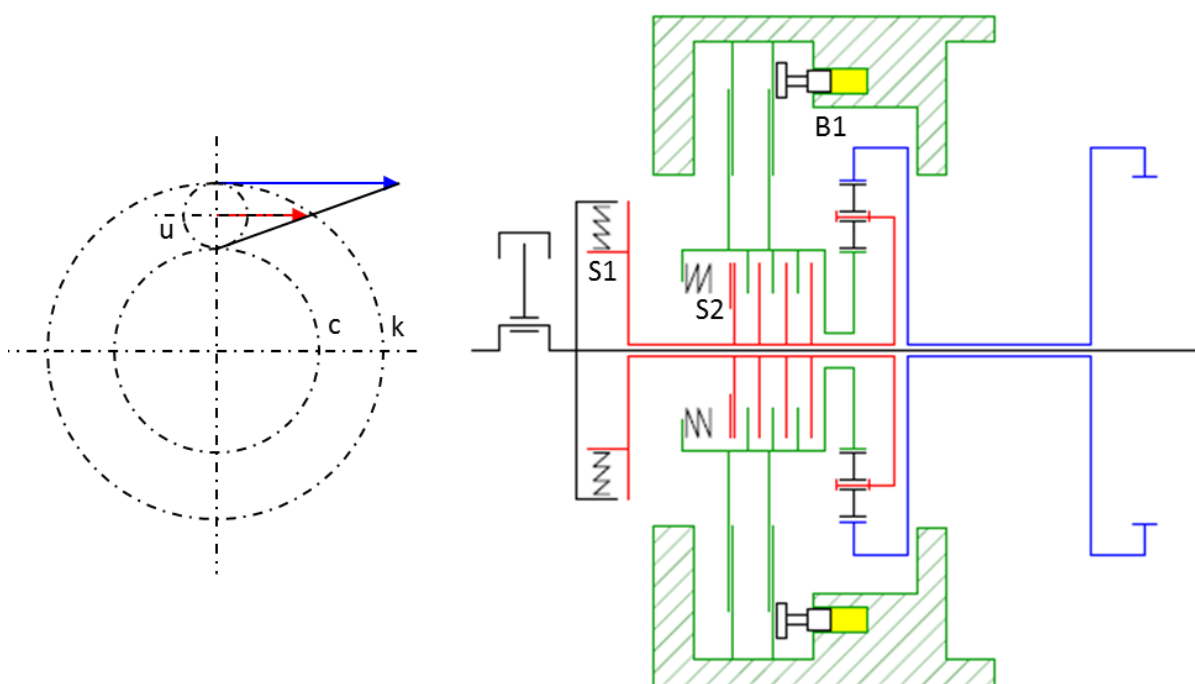
Lamelové spojky S1 a S2 jsou zabrzděny, brzda B1 je uvolněna. Spojka S2 pevně spojí centrální planetové kolo s unášečem, čímž převod vyřadí z činnosti a celé planetové soukolí se tak otáčí jako jeden celek s převodovým poměrem 1.



Obr. 6 Kinematické a funkční schéma přímého záběru

PŘEVODOVÝ STUPEŇ 2

Lamelová spojka S1 je sepnuta, S2 je rozepnuta. Brzda B1 je aktivována přivedením tlakového oleje do pístu. Točivý moment je tak přiveden na unášeč, zatímco centrální kolo planetového soukolí je zabrzděno. Točivý moment je následně odebírán z korunového kola.



Obr. 7 Kinematické a funkční schéma převodu do rychla

Výpočet převodového poměru lze provést dle následujících vztahů.

$$i_{uk}^c = \frac{1}{i_{ku}^c} = \frac{1}{1 - i_{kc}^u} [-], \quad (3)$$

kde i_{uk}^c je daný převodový poměr při přenosu točivého momentu z unášeče na korunové kolo při zastaveném centrálním kole. Obecně pak platí, že c je index označující centrální kolo, index u unášeč a index k korunové planetové kolo.

Následnou úpravou je získán vztah:

$$i_{uk}^c = \frac{1}{1 - i_{kc}^u} = \frac{1}{1 - \left(\frac{z_c}{z_k}\right) \cdot (-1)^1} [-], \quad (4)$$

kde z_c je počet zubů centrálního kola a z_k počet zubů korunového kola.

Po dosazení je vypočten výsledný převodový poměr.

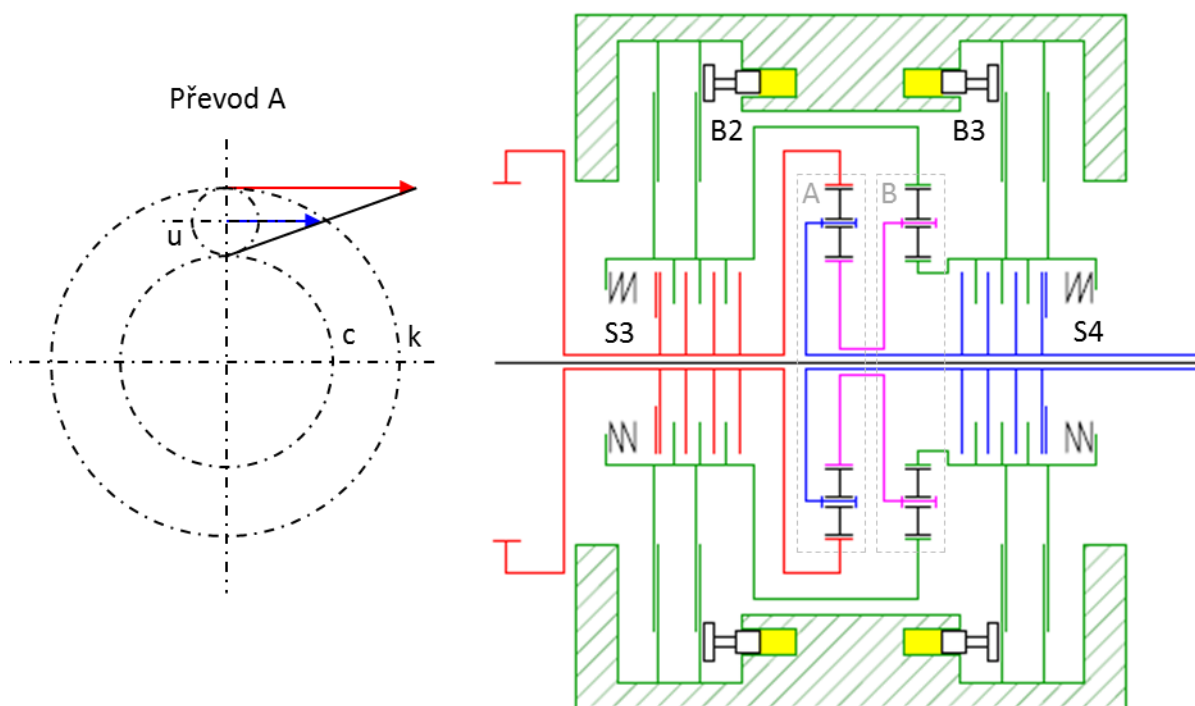
$$i_{uk}^c = \frac{1}{1 - \frac{44}{106} \cdot (-1)}, \quad (5)$$

$$i_{uk}^c = 0,707. \quad (6)$$

Vzhledem k tomu, že je výsledná hodnota menší než 1, jedná se o převod do rychla.

MODUL 4PS**PŘEVODOVÝ STUPEŇ 3**

Lamelové spojky S3 a S4 jsou rozpojeny, brzdy B2 a B3 aktivovány. Točivý moment je přiveden na korunové kolo převodu A a následně odebírán z unášeče převodu A. Korunové a centrální planetové kolo převodu B je zabrzděno, dojde tak zároveň i k zastavení unášeče převodu B a centrálního kola převodu A.



Obr. 8 Kinematické a funkční schéma modulu 4PS

Výsledný převodový poměr daného převodu byl vypočítán dle vztahu:

$$i_{ku}^c = 1 - i_{kc}^u [-]. \quad (7)$$

Po úpravě je získán vztah:

$$i_{ku}^c = 1 - \frac{z_c}{z_k} \cdot (-1)^1 [-]. \quad (8)$$

Po dosazení je vypočten výsledný převodový poměr.

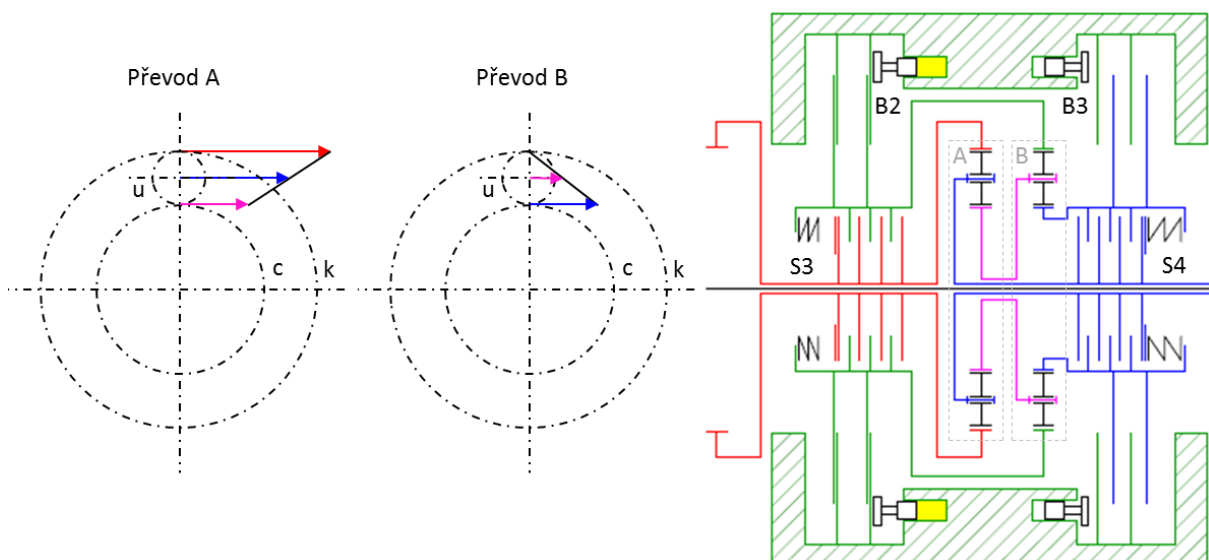
$$i_{ku}^c = 1 - \frac{74}{106} \cdot (-1), \quad (9)$$

$$i_{ku}^c = 1,698. \quad (10)$$

Výsledná hodnota je vyšší než 1, jedná se tedy o převod do pomala.

PŘEVODOVÝ STUPEŇ 4

Lamelová spojka S3 je rozpojena, S4 spojena. Brzda B2 je aktivována a B3 uvolněna. Zabrzděno je tak pouze korunové kolo převodu B. Zároveň je také pevně spojen unášec převodu A s centrálním kolem převodu B. Točivý moment je přiveden na korunové kolo převodu A a odebrán ze spojeného unášeče převodu A a centrálního kola převodu B.



Obr. 9 Kinematické a funkční schéma modulu 4PS

Všechna planetová kola převodu A jsou v pohybu. Planetový převod A tak pracuje jako diferenciál. Pro výpočet diferenciálu pomocí Willisovy metody platí:

$$\omega_{kA} = i_{kCA}^u \cdot \omega_{cA} + i_{kuA}^c \cdot \omega_{uA} [\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}], \quad (11)$$

kde ω_{kA} je úhlová rychlost otáčení korunového kola převodu A, ω_{cA} je úhlová rychlost otáčení centrálního kola převodu A [$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$] a ω_{uA} je úhlová rychlost otáčení unášeče převodu A [$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$]. [5]

Zároveň je nutné definovat vazebné vztahy ve tvaru:

$$\omega_{uA} = \omega_{cB} [\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}], \quad (12)$$

$$\omega_{cA} = \omega_{uB} [\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}], \quad (13)$$

$$\omega_{kB} = 0 [\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}]. \quad (14)$$

Samotný výpočet je nutné rozdělit mezi převod A a B. Pro část A platí:

$$i_{kCA}^u = \frac{1}{i_{cKA}^u} [-], \quad (15)$$

$$i_{kuA}^c = 1 - i_{kcA}^u = 1 - \frac{1}{i_{ckA}^u} [-]. \quad (16)$$

Pro převod B pak lze psát:

$$i_{cuB}^k = 1 - i_{ckB}^u = \frac{\omega_{uA}}{\omega_{uB}} [-], \quad (17)$$

$$\omega_{uB} = \frac{\omega_{uA}}{1 - i_{ckB}^u} [-]. \quad (18)$$

Po dosazení je získán vztah:

$$\omega_{kA} = \frac{1}{i_{ckA}^u} \cdot \frac{\omega_{uA}}{1 - i_{ckB}^u} + \left(1 - \frac{1}{i_{ckA}^u}\right) \cdot \omega_{uA} [rad \cdot s^{-1}]. \quad (19)$$

Celkový převodový poměr pak lze vyjádřit jako:

$$i_{celk} = \frac{\omega_{kA}}{\omega_{uA}} = \frac{1}{i_{ckA}^u \cdot (1 - i_{ckB}^u)} + 1 - \frac{1}{i_{ckA}^u} [-] \quad (20)$$

a po zapsání pomocí počtu zubů jednotlivých ozubených kol:

$$i_{celk} = \frac{1}{\frac{Z_{kA}}{Z_{cA}} \cdot (-1)^1 \cdot \left(1 - \frac{Z_{kB}}{Z_{cB}} \cdot (-1)^1\right)} + 1 - \frac{1}{\frac{Z_{kA}}{Z_{cA}} \cdot (-1)^1} [-]. \quad (21)$$

Po dosazení je získán výsledný převodový poměr.

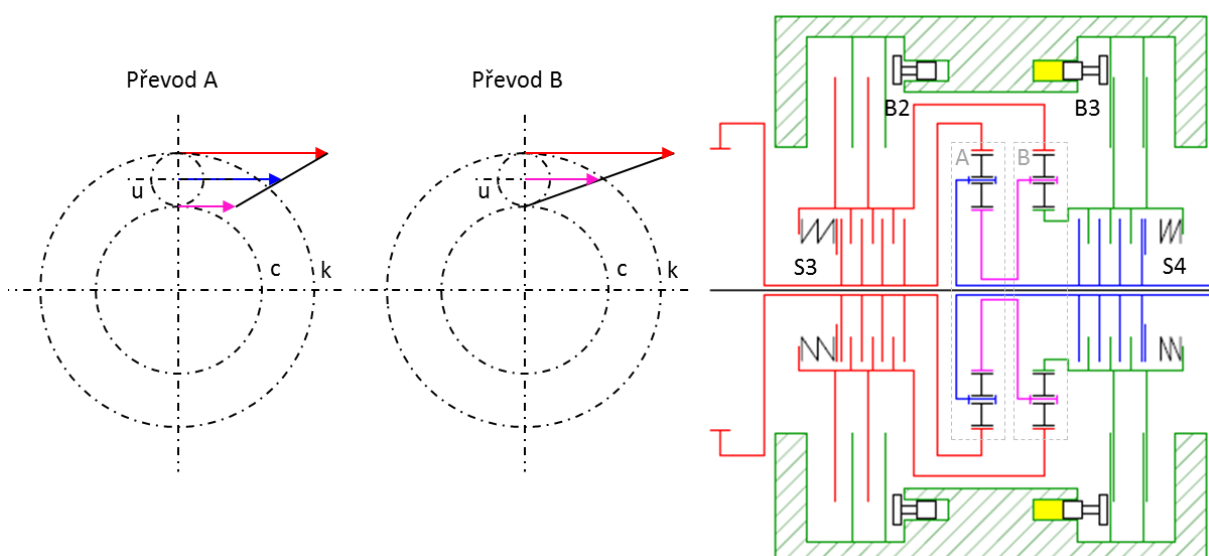
$$i_{celk} = \frac{1}{\frac{106}{74} \cdot (-1) \cdot \left(1 - \frac{106}{74} \cdot (-1)\right)} + 1 - \frac{1}{\frac{106}{74} \cdot (-1)}, \quad (22)$$

$$i_{celk} = 1,411. \quad (23)$$

Výsledná hodnota je vyšší než 1, jedná se tedy opět o převod do pomala.

PŘEVODOVÝ STUPEŇ 5

Lamelová spojka S3 je spojena, S4 rozpojena. Brzda B2 je uvolněna a B3 aktivována. Zabrzděno je tak pouze centrální kolo převodu B. Zároveň jsou také pevně propojena korunová kola obou převodů. Točivý moment je přiváděn na obě korunová kola a odebírán z unášече převodu B.



Obr. 10 Kinematické a funkční schéma modulu 4PS

Planetová kola převodu A jsou opět všechna v pohybu, výpočet celkového převodového poměru byl tedy opět proveden pomocí Willisovy rovnice pro diferenciál.

$$\omega_{kA} = i_{kcA}^u \cdot \omega_{cA} + i_{kuA}^c \cdot \omega_{uA} [\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}]. \quad (24)$$

Po definování vazebných vztahů ve tvaru:

$$\omega_{kA} = \omega_{kB} [\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}], \quad (25)$$

$$\omega_{cA} = \omega_{uB} [\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}], \quad (26)$$

$$\omega_{cB} = 0 [\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}], \quad (27)$$

lze psát pro převod A:

$$i_{kcA}^u = \frac{1}{i_{ckA}^u} [-], \quad (28)$$

$$i_{kuA}^c = 1 - i_{kcA}^u = 1 - \frac{1}{i_{ckA}^u} [-]. \quad (29)$$

Pro převod B pak platí:

$$i_{kuB}^c = 1 - i_{kcB}^u = 1 - \frac{1}{i_{ckB}^u} = \frac{\omega_{kB}}{\omega_{uB}} \quad (30)$$

a využitím vazebných vztahů je získán vztah:

$$\omega_{cA} = \frac{\omega_{kA}}{1 - \frac{1}{i_{ckB}^u}}. \quad (31)$$

Po dosazení do Willisovy rovnice pro diferenciál lze psát:

$$\omega_{kA} = \frac{1}{i_{ckA}^u} \cdot \frac{\omega_{kA}}{1 - \frac{1}{i_{ckB}^u}} + \left(1 - \frac{1}{i_{ckA}^u}\right) \cdot \omega_{uA}. \quad (32)$$

Po úpravě vztahu je obdržen vztah pro celkový převodový poměr:

$$i_{celk} = \frac{\omega_{kA}}{\omega_{uA}} = \frac{1 - \frac{1}{i_{ckA}^u}}{1 - \frac{1}{i_{ckA}^u} \cdot \frac{i_{ckB}^u}{i_{ckB}^u - 1}}, \quad (33)$$

který je možno vyjádřit pomocí počtu zubů jednotlivých planetových kol:

$$i_{celk} = \frac{1 - \frac{1}{\frac{Z_{kA}}{Z_{cA}} \cdot (-1)^1}}{1 - \frac{1}{\frac{Z_{kA}}{Z_{cA}} \cdot (-1)^1} \cdot \frac{\frac{Z_{kB}}{Z_{cB}} \cdot (-1)^1}{\frac{Z_{kB}}{Z_{cB}} \cdot (-1)^1 - 1}} \quad (34)$$

a po dosazení je obdržena číselná hodnota celkového převodového poměru.

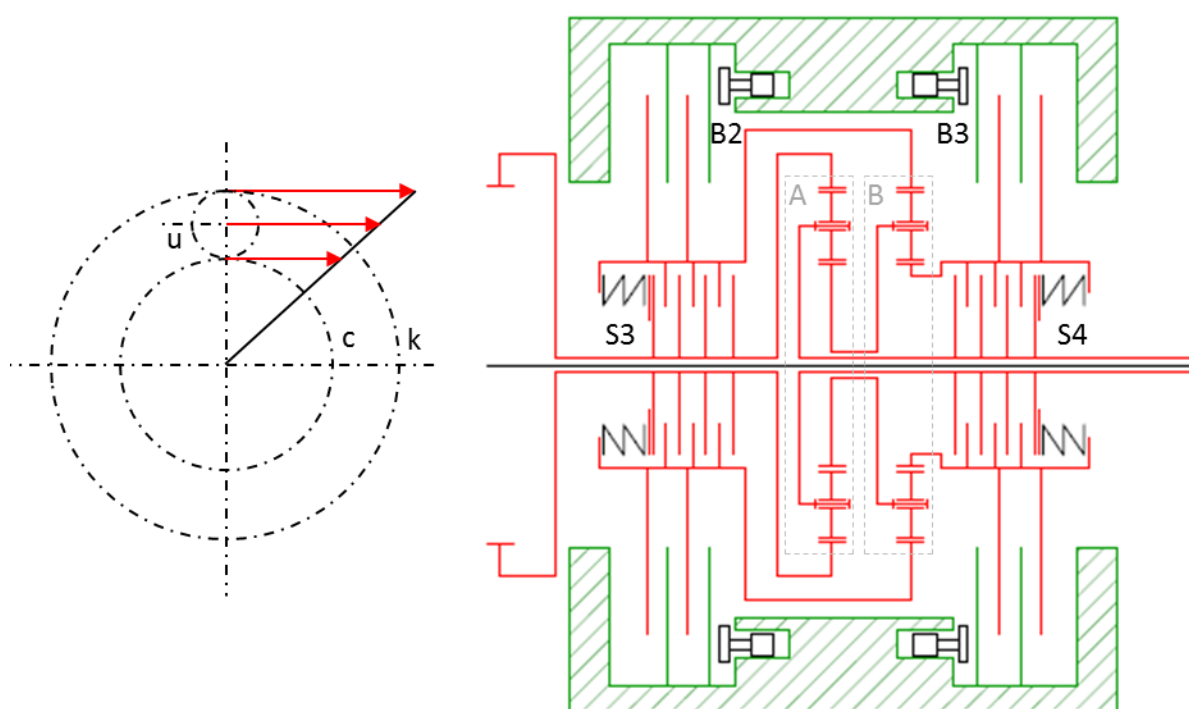
$$i_{celk} = \frac{1 - \frac{1}{\frac{106}{74} \cdot (-1)}}{1 - \frac{1}{\frac{106}{74} \cdot (-1)} \cdot \frac{\frac{106}{74} \cdot (-1)}{\frac{106}{74} \cdot (-1) - 1}} \quad (35)$$

$$i_{celk} = 1,203. \quad (36)$$

Výsledná hodnota je vyšší než 1, jedná se tedy opět o převod do pomala.

PŘEVODOVÝ STUPEŇ 6

Lamelové spojky S3 a S4 jsou spojeny, brzdy B1 a B2 jsou uvolněny. Dochází tak k pevnému spojení korunových kol obou převodů a také k propojení unášeče převodu A s centrálním kolem převodu B. Celý planetový převod je tedy zablokován a otáčí se jako jeden celek s převodovým poměrem 1.



Obr. 11 Kinematické a funkční schéma modulu 4PS

CELKOVÝ PŘEVODOVÝ POMĚR ŠESTISTUPŇOVÉHO NÁSOBIČE

Při sériovém spojení dvoustupňového planetového převodu se čtyřmi stupni modulu 4PS lze celkový převodový poměr šestistupňového násobiče vypočítat jako součin dílčích převodů ve tvaru:

$$i_6 = i_{2P} \cdot i_{4PS}, \quad (37)$$

kde i_{2P} je převodový poměr dvoustupňového planetového převodu a i_{4PS} je převodový poměr modulu 4PS.

Jednotlivé možnosti převodového poměru jsou zobrazeny v Tab. 4.

Tab. 4 Převodové poměry šestistupňového násobiče

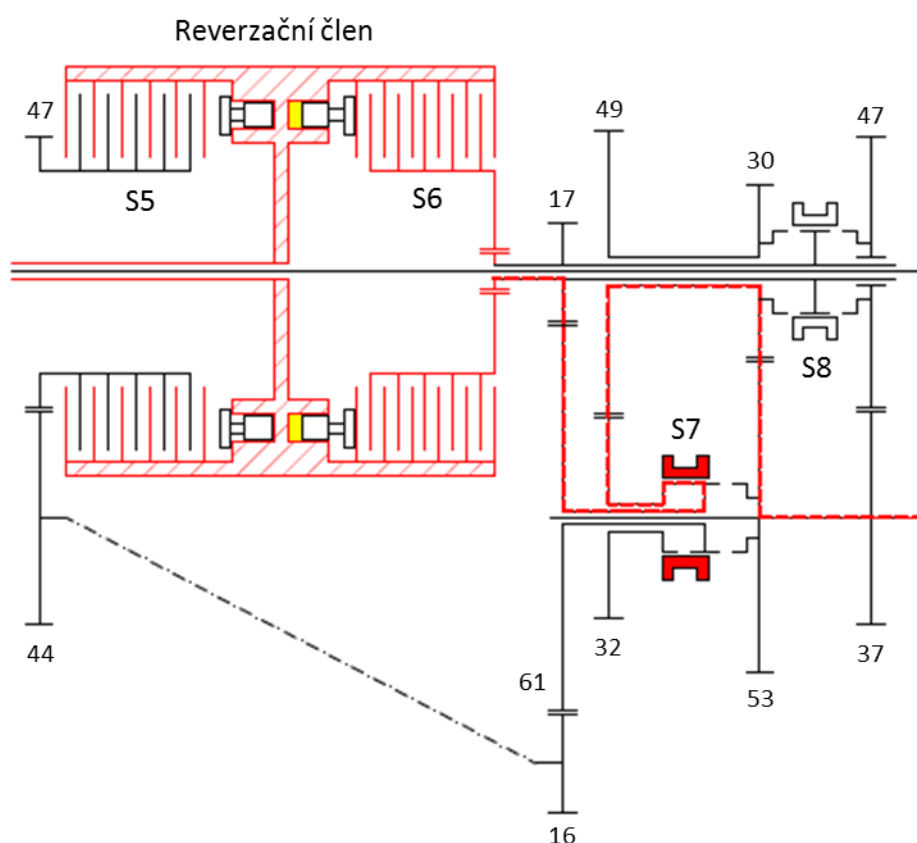
Převodový stupeň [–]	Převodový poměr dvoustupňového planetového převodu [–]	Převodový poměr modulu 4PS [–]	Celkový převodový poměr šestistupňového násobiče [–]
1	1	1,698	1,698
2	1	1,411	1,411
3	1	1,203	1,203
4	1	1	1
5	0,707	1,203	0,85
6	0,707	1	0,707

2.1.2 ČTYŘSTUPŇOVÁ PŘEVODOVKA

Čtyřstupňová roboticky řazená převodovka se skládá z dvou lamelových spojek umožňujících reverzaci převodu. Dále pak ze soustavy ozubených kol s čelním ozubením a dvou zubových spojek, pomocí kterých je možné volit požadovaný převodový stupeň. Ve spojení se šestistupňovým násobičem tak celá převodovka HEXASHIFT dovolu je zařazení až 24 převodových stupňů.

PŘEVODOVÝ STUPEŇ A

Lamelová spojka S5 je rozpojena, S6 aktivována. Tyto spojky jsou uloženy ve skříni reverzačního členu a zajišťují rozdělení na jízdu vpřed a jízdu vzad. Točivý moment je přiváděn na skříň reverzačního členu a dále přenesen na ozubená kola převodovky. Zubová spojka S7 je přesunuta do levé polohy, čímž dojde k pevnému spojení ozubených kol 32 a 61, viz Obr. 12.



Obr. 12 Převodový stupeň A čtyřstupňové převodovky pro jízdu vpřed

Výsledný převodový poměr daného převodu byl vypočítán dle vztahu:

$$i_A = \frac{Z_{61}}{Z_{17}} \cdot \frac{Z_{49}}{Z_{32}} \cdot \frac{Z_{53}}{Z_{30}} [-], \quad (38)$$

kde z_n je počet zubů daného ozubeného kola v záběru. Po dosazení je získán převodový poměr převodu A.

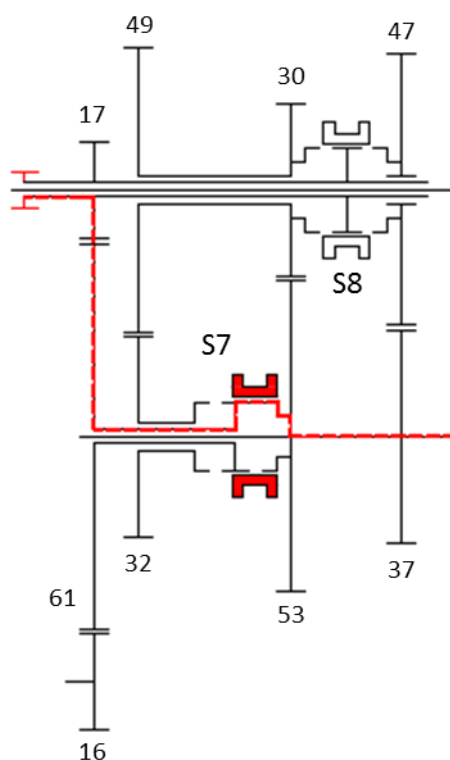
$$i_A = \frac{61}{17} \cdot \frac{49}{32} \cdot \frac{53}{30} \quad (39)$$

$$i_A = 9,707. \quad (40)$$

Výsledná hodnota je výrazně vyšší než 1, jedná se tedy o plazivý převod.

PŘEVODOVÝ STUPEŇ B

Lamelová spojka S5 je stále rozepnuta, S6 sepnuta. Spojka S7 je přesunuta do pravé polohy a S8 je stále v neutrální poloze. Dojde tak k pevnému spojení ozubených kol 53 a 61.



Obr. 13 Převodový stupeň B čtyřstupňové převodovky pro jízdu vpřed

Výsledný převodový poměr daného převodu pak lze vypočítat jako:

$$i_B = \frac{z_{61}}{z_{17}} [-]. \quad (41)$$

Po dosazení je získána číselná hodnota převodového poměru.

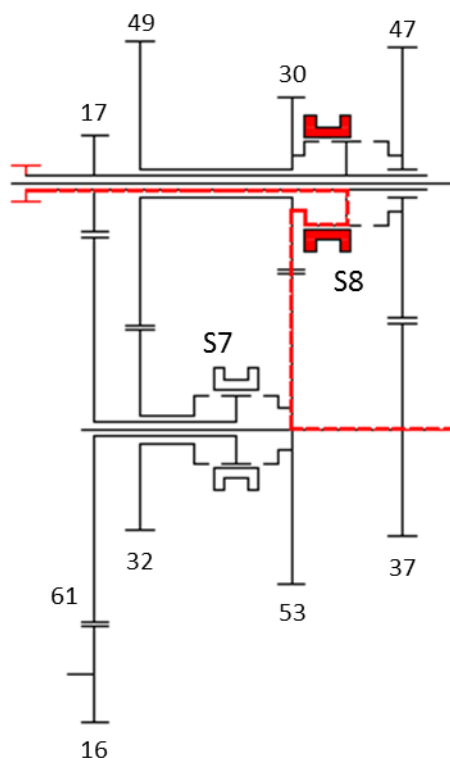
$$i_B = \frac{61}{17}, \quad (42)$$

$$i_B = 3,588. \quad (43)$$

Jedná se opět o redukční převod.

PŘEVODOVÝ STUPEŇ C

Lamelová spojka S5 je stále rozepnuta, S6 sepnuta. Spojka S7 je v neutrální poloze a spojka S8 je přesunuta do levé polohy. Dochází k přenosu točivého momentu přes ozubená kola 30 a 53.



Obr. 14 Převodový stupeň C čtyřstupňové převodovky pro jízdu vpřed

Celkový převodový poměr převodového stupně C pak lze vypočítat jako:

$$i_C = \frac{z_{53}}{z_{30}} [-]. \quad (44)$$

Číselnou hodnotu převodového poměru pak lze spočítat jako:

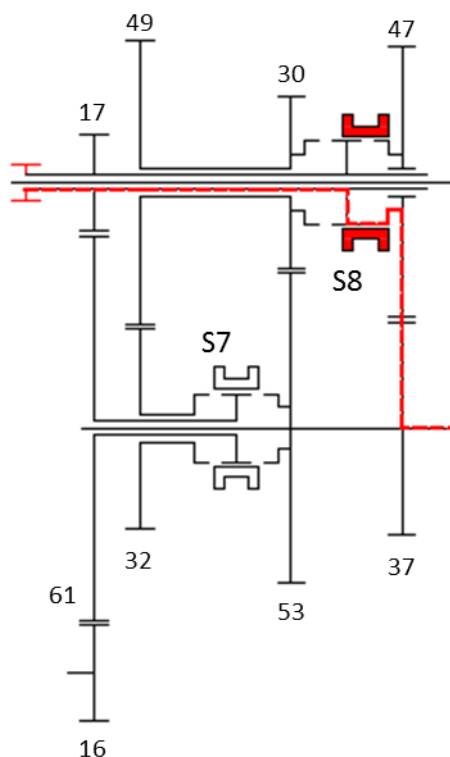
$$i_C = \frac{53}{30}, \quad (45)$$

$$i_C = 1,767. \quad (46)$$

Jedná se opět o převod do pomala.

PŘEVODOVÝ STUPEŇ D

Lamelová spojka S5 je rozepnuta, S6 sepnuta. Spojka S7 je v neutrální poloze a spojka S8 je přesunuta do pravé polohy. Dochází k přenosu točivého momentu přes ozubená kola 37 a 43.



Obr. 15 Převodový stupeň D čtyřstupňové převodovky pro jízdu vpřed

Převodový poměr převodu D byl vypočten ze vztahu:

$$i_D = \frac{z_{37}}{z_{47}} [-]. \quad (47)$$

$$i_D = \frac{37}{47}, \quad (48)$$

$$i_D = 0,787. \quad (49)$$

Výsledná hodnota je menší, než 1. Jedná se tedy o převod do rychla.

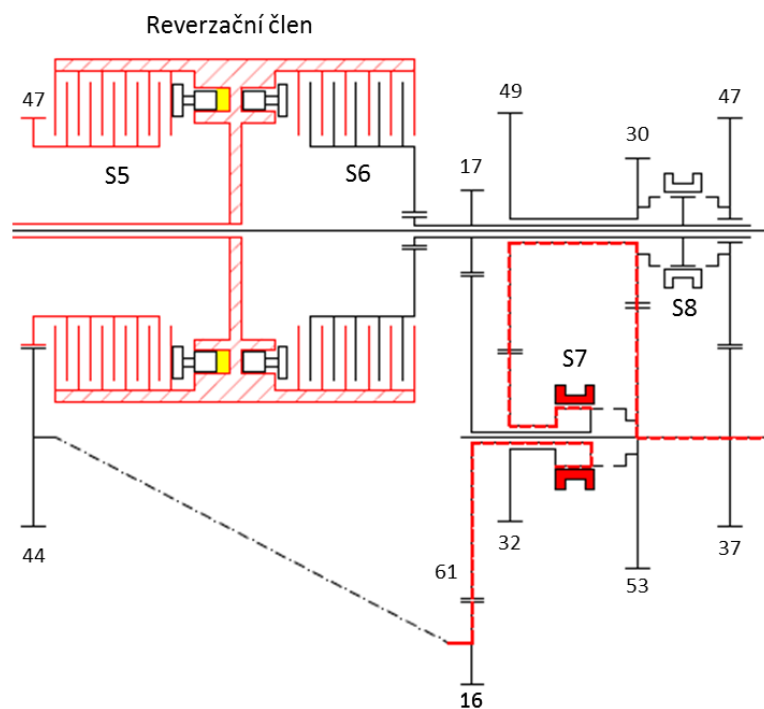
Jednotlivé převodové poměry čtyřstupňové části převodovky HEXASHIFT jsou vypsány v Tab. 5.

Tab. 5 Výsledný převodový poměr čtyřstupňového převodu

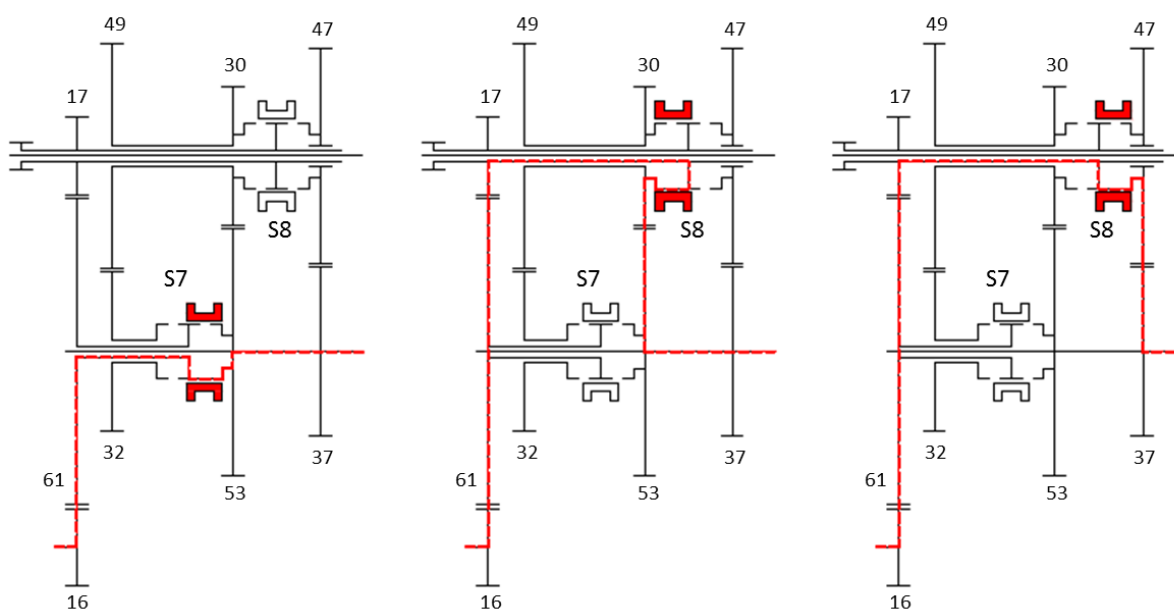
Převodový stupeň [-]	Výsledný převodový poměr čtyřstupňového převodu [-]
A	9,707
B	3,588
C	1,767
D	0,787

REVERZACE PŘEVODOVKY

Čtyřstupňovou část převodovky HEXASHIFT lze jednoduše reverzovat pomocí dvou lamelových spojek S5 a S6. Na Obr. 16 a Obr. 17 jsou znázorněny veškeré možnosti reverzace. Vhodným přepínání zubových spojek S7 a S8 pak lze docílit požadovaného převodového poměru.



Obr. 16 Převodový stupeň A čtyřstupňové převodovky pro jízdu vzad



Obr. 17 Převodové stupně B, C a D čtyřstupňové převodovky pro jízdu vzad

2.1.3 VÝSLEDNÝ PŘEVODOVÝ POMĚR PŘEVODOVKY HEXASHIFT

Jak bylo ukázáno v této kapitole, je u šestistupňového násobiče možné zařadit celkem šest převodů a u čtyřstupňové roboticky řazené převodovky čtyři. Celkový převodový poměr převodovky HEXASHIFT je pak možné vypočítat dle vztahu:

$$i_{HEXA} = i_6 \cdot i_4, \quad (50)$$

kde i_4 [–] je celkový převodový poměr čtyřstupňové převodovky. Po dosazení do vztahu pro všechny možnosti je získáno celkem 24 rychlostních stupňů, jak je uvedeno v Tab. 6.

Tab. 6 Převodové poměry převodovky HEXASHIFT

Rychlostní stupeň [–]	Převodový poměr čtyřstupňové převodovky [–]	Převodový poměr šestistupňového násobiče [–]	Celkový převodový poměr převodovky HEXASHIFT [–]
1	9,707	1,698	16,482
2	9,707	1,411	13,67
3	9,707	1,203	11,678
4	9,707	1	9,707
5	9,707	0,85	8,251
6	9,707	0,707	6,863
7	3,588	1,698	6,092
8	3,588	1,411	5,063
9	3,588	1,203	4,316
10	3,588	1	3,588
11	3,588	0,85	3,05
12	3,588	0,707	2,564
13	1,767	1,698	3
14	1,767	1,411	2,493
15	1,767	1,203	2,126
16	1,767	1	1,767
17	1,767	0,85	1,502
18	1,767	0,707	1,249
19	0,787	1,698	1,336
20	0,787	1,411	1,11
21	0,787	1,203	0,947
22	0,787	1	0,787
23	0,787	0,85	0,669
24	0,787	0,707	0,556

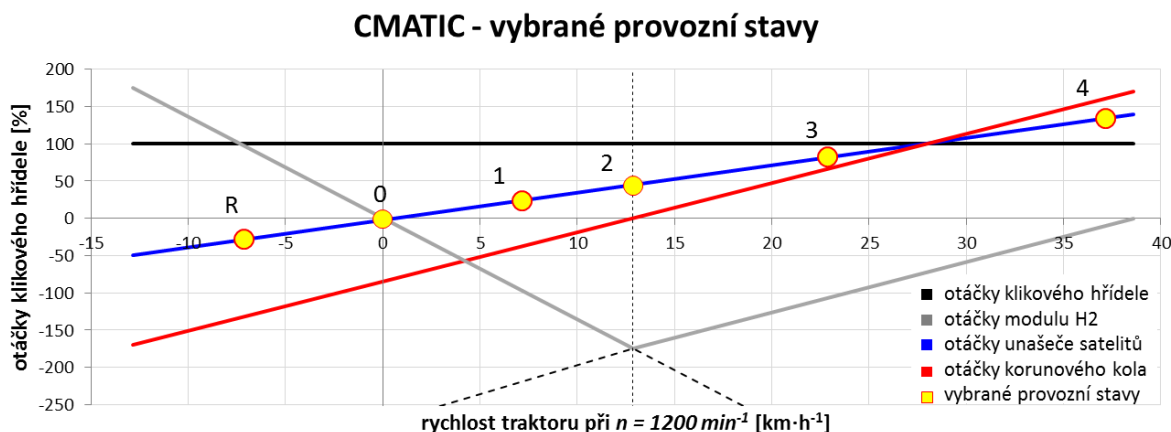
U převodovek s možností řazení pod zatížením se jedná o propojení dvou typů převodů. Klasického mechanického převodu realizovaného pomocí čelních ozubených kol, který vykazuje vysokou účinnost a provozní spolehlivost při nízkých výrobních nákladech, a planetového převodu, který umožňuje řazení převodů pod zatížením. Řazení převodů pod zatížením je řízeno řadou lamelových spojek a pásových brzd. Hlavní výhodou takového převodového ústrojí je právě možnost změny převodového poměru při zatížení. To je využíváno zejména při těžkých tahových pracích nebo při orbě, kdy by mohlo dojít vlivem náhlého navýšení pracovního odporu k poklesu otáček motoru, nárůstu točivého momentu a případně i k zastavení celé traktorové soupravy. [1]

2.2 PŘEVODOVKA CMATIC

Hydrostatická převodovka CMATIC se skládá ze dvou hydrostatických modulů, které jsou propojeny vedením s olejovou náplní. Tyto moduly je možné naklápět, čímž dojde k plynulé změně převodového poměru planetového soukolí, a tím i celkového převodového poměru převodovky. Převodovka CMATIC je rovněž doplněna o dvojici spojek, které také slouží k určení výsledných otáček hnacích kol. [7, 8]

2.2.1 ŘAZENÍ PŘEVODOVÝCH STUPŇŮ

V této části jsou uvedeny a popsány vybrané provozní stavy s příslušnými kinematickými schématy hydrostatické převodovky CMATIC. Vybrané provozní stavy reprezentují zlomové okamžiky, kdy dochází ke změně směru otáčení hnacích kol, k přepnutí spojek a podobně, viz Obr. 18.

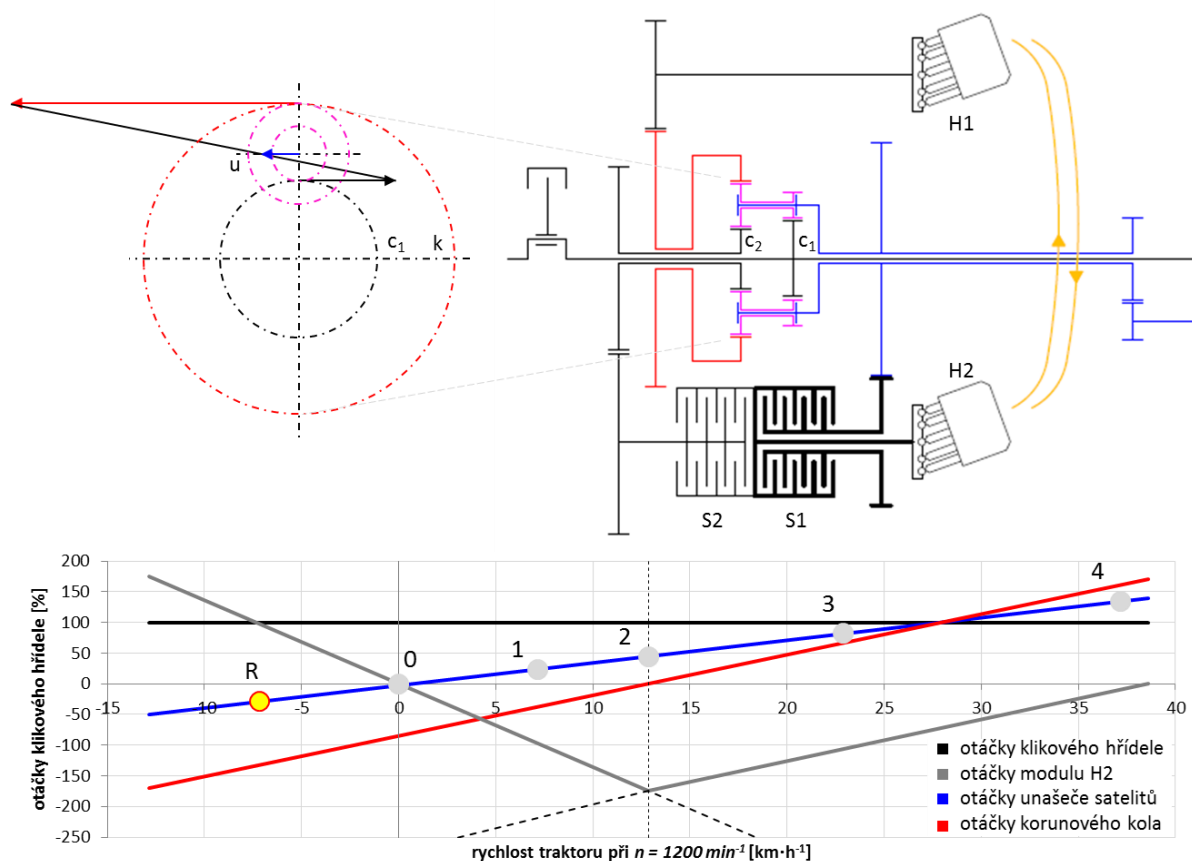


Obr. 18 Vybrané provozní stavy převodovky CMATIC [4]

Graf na Obr. 18 je vytvořen pro konstantní otáčky motoru $n = 1200 \text{ min}^{-1}$. Všechny provozní stavy však mají stejnou podobu také pro ostatní otáčky motoru, grafy by se lišily pouze navýšením (snížením) pojízdné rychlosti traktoru.

PROVOZNÍ STAV R

Provozní stav R vyžaduje reverzaci převodovky. Lamelová spojka S1 je sepnuta, S2 je deaktivována. Točivý moment je přiveden na centrální kolo c_1 a odebírán z unášeče planetového převodu. Hydrostatické moduly H1 i H2 jsou nakloněny mimo osu rotace připojených hřídelů a dochází tak mezi nimi k proudění olejové náplně.

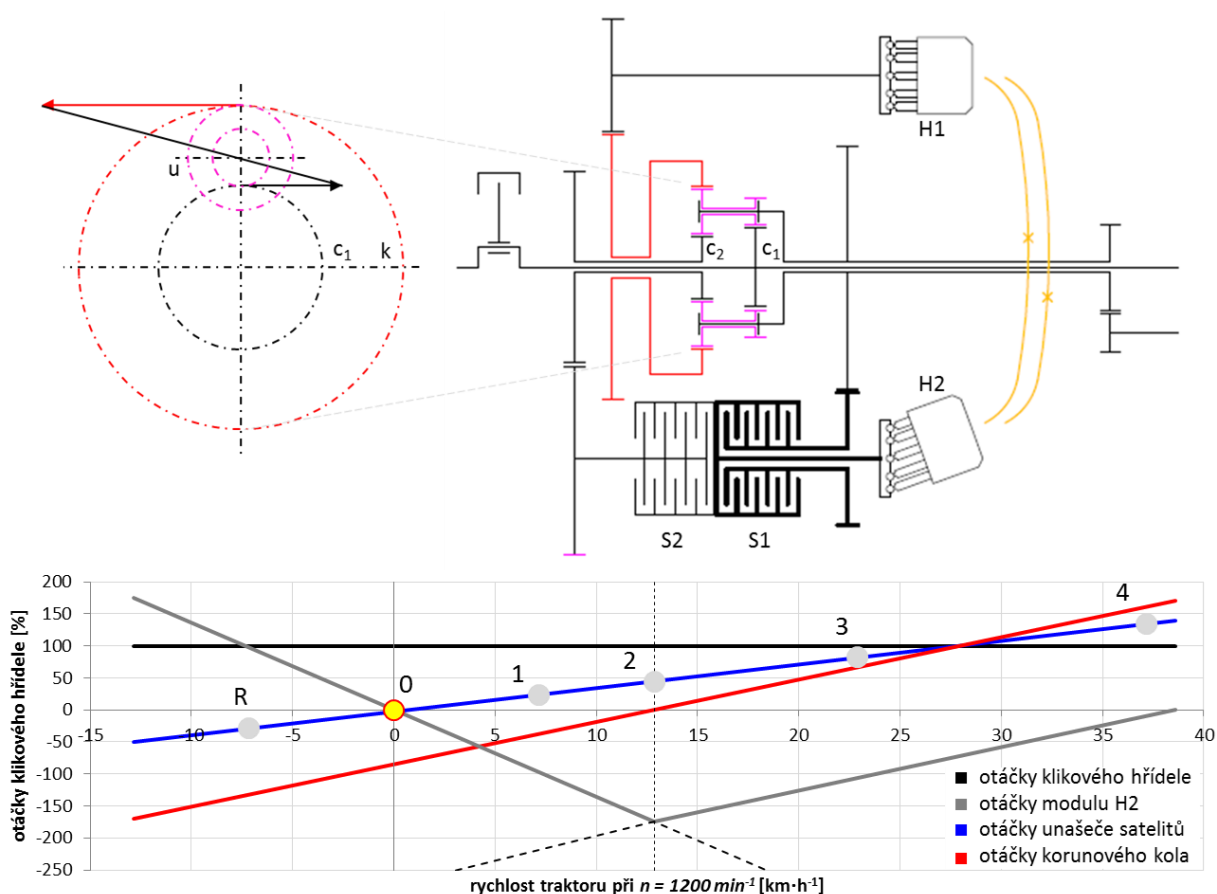


Obr. 19 Kinematické a funkční schéma provozního stavu R - jízda vzad

Výsledný převodový poměr je určen náklonem hydrostatického modulu H1.

PROVOZNÍ STAV 0

Při tomto provozním stavu dochází k zabrzdění hnacích kol. Lamelová spojka S1 je sepnuta, S2 opět rozepnuta. Hydrostatický modul H1 je v rovinné pozici, nedochází tedy k průtoku oleje mezi oběma hydrostatickými moduly a modul H2 se neotáčí. Točivý moment je tak od motoru převáděn pouze na vývodový hřídel.

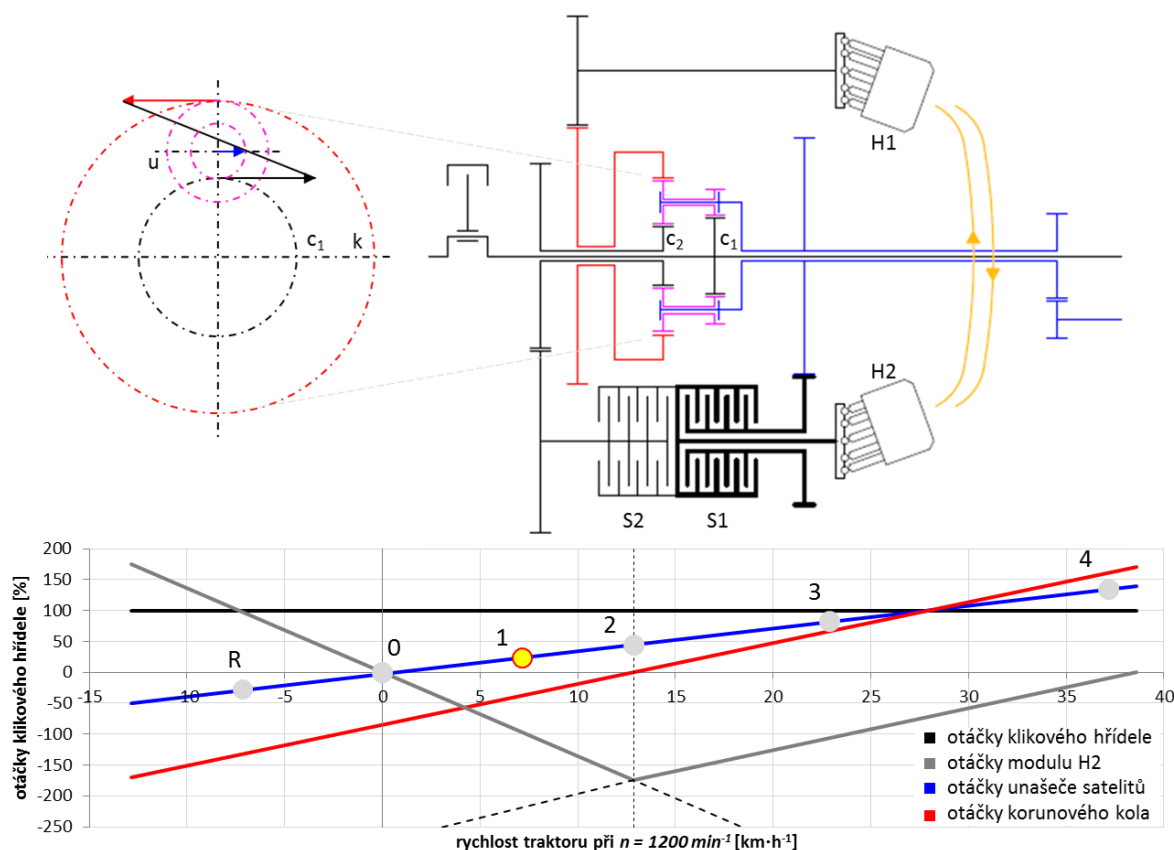


Obr. 20 Kinematické a funkční schéma provozního stavu 0 - zabrzdění kol

Vzhledem k nemožnosti protékání oleje z hydrostatického modulu H2 do H1 a vzájemnému propojení modulu H2 a unášeče planetového převodu dochází k zablokování hnacích kol traktoru. Postupným nakláněním modulu H1 se následně traktor začíná rozjíždět, je plynule řazen plazivý převod.

PROVOZNÍ STAV 1

Provozní stav 1 vyjadřuje plazivý převod. Točivý moment od motoru je přiveden na centrální kolo c_1 a odebírán z unášeče. Hydrostatický modul H1 je sklopen mimo osu rotace připojeného hřídele, H2 zůstává stále ve stejném náklonu. Spojka S1 je stále sepnuta a S2 rozepnuta. Opět dochází k proudění olejové náplně.

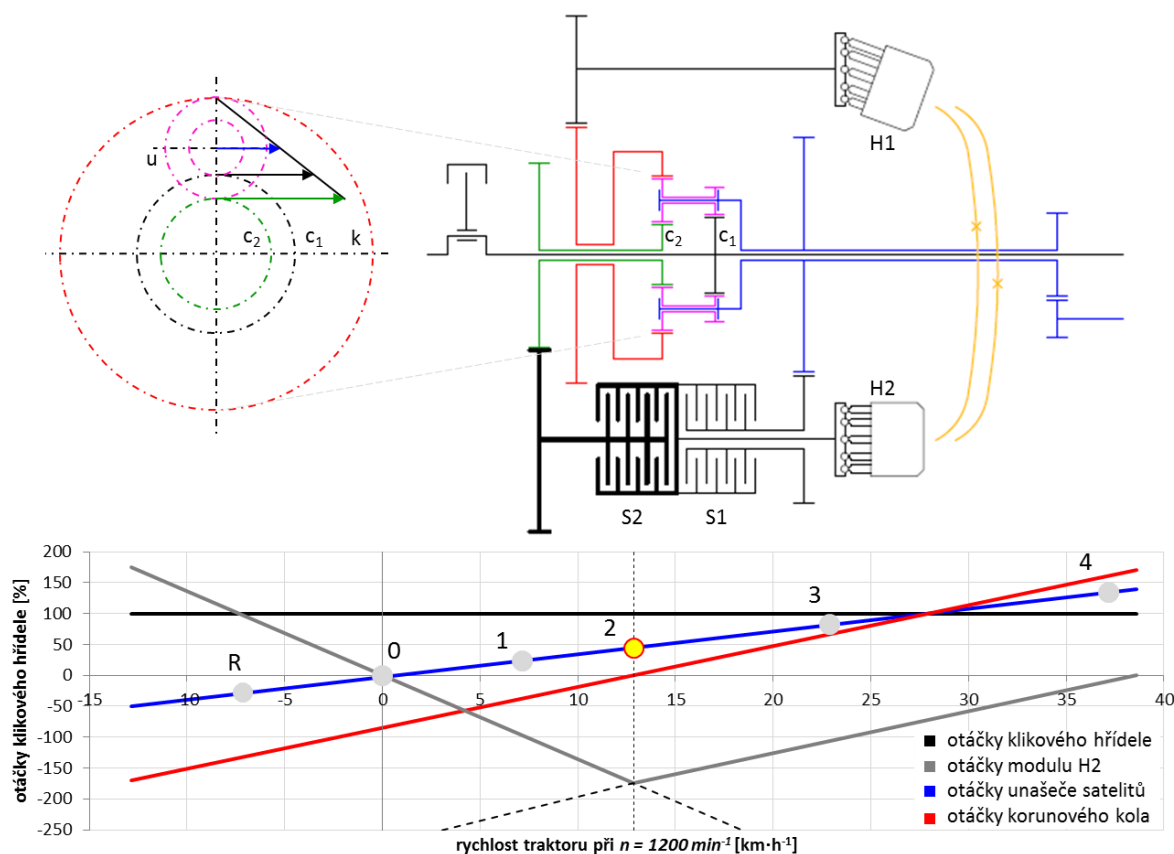


Obr. 21 Kinematické a funkční schéma provozního stavu 1 – plazivý převod

Postupným naklápěním hydrostatického modulu H2 až do rovinné polohy dochází k dalšímu snižování výsledného převodového poměru, a tím i ke zrychlování traktoru.

PROVOZNÍ STAV 2

Při provozním stavu 2 dochází k přepnutí spojek S1 a S2. Od tohoto bodu je spojka S1 deaktivována a naopak spojka S2 sepnuta. Hydrostatický modul H2 je v rovinné poloze, což neumožňuje průtok oleje mezi moduly. Modul H1 je tedy zabrzděn, což zapříčiní zastavení korunového kola planetového převodu.

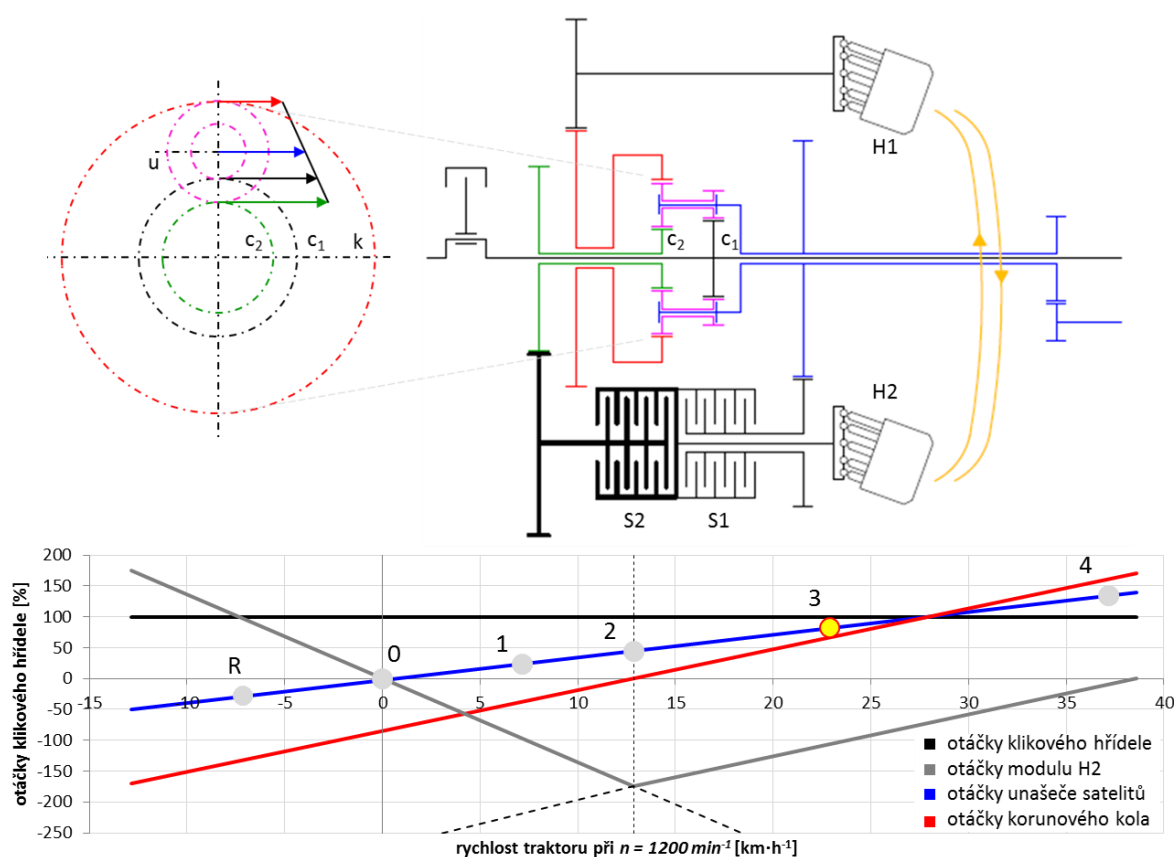


Obr. 22 Kinematické a funkční schéma provozního stavu 2 – přepnutí spojky

Po přepnutí spojek dochází při dalším zrychlování k naklápění hydrostatického modulu H2, čímž je opět obnoveno proudění oleje mezi moduly H1 a H2.

PROVOZNÍ STAV 3

Provozní stav 3 vyjadřuje převod do pomala. Spojka S2 je sepnuta, S1 rozepnuta. Točivý moment je ze spalovacího motoru opět přiváděn na centrální kolo c_1 a odebírán z unášeče. Pomocí hydrostatických modulů H1 a H2, které jsou oba skloněny pod osu rotace připojených hřídelů, jsou řízeny rychlosti otáčení centrálního kola c_2 a korunového kola planetového převodu.

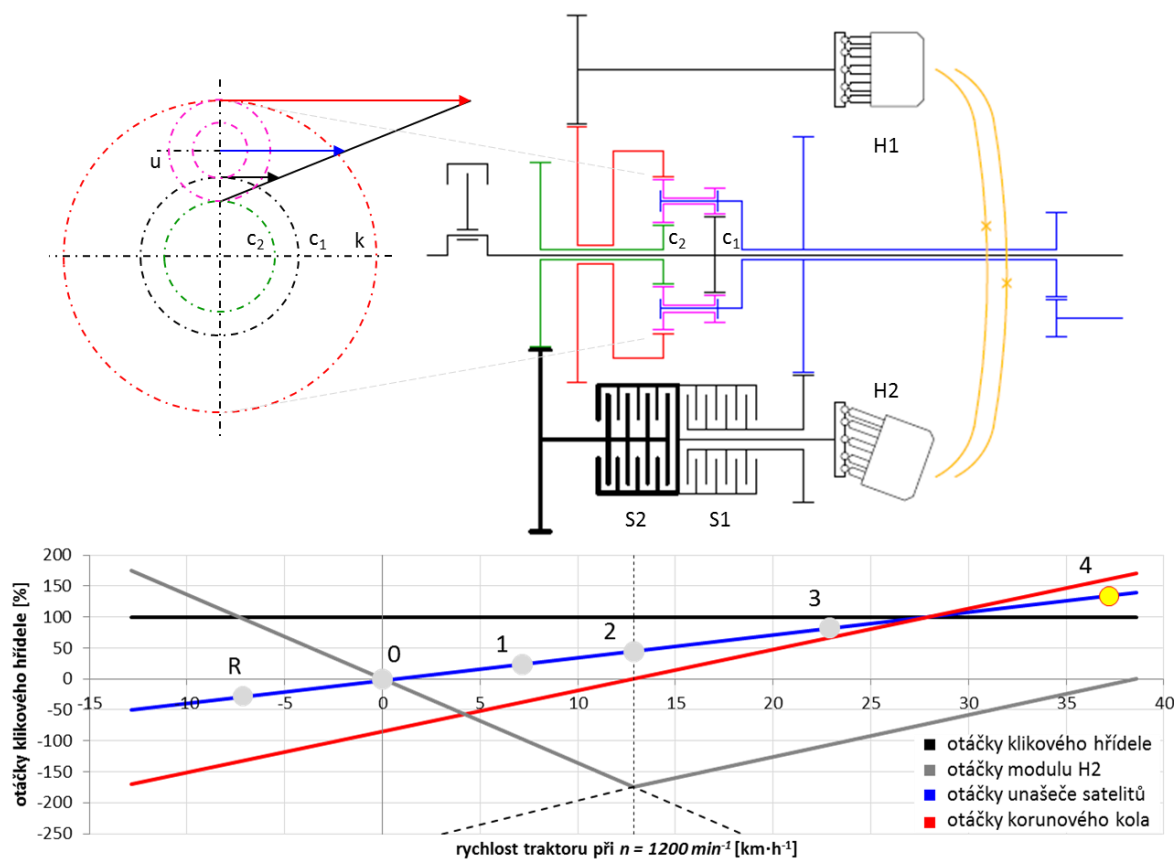


Obr. 23 Kinematické a funkční schéma provozního stavu 3 – převod do pomala

Vhodným nastavením sklonu hydrostatického modulu H1 je dále snižován převodový poměr až na hodnoty, kdy se jedná o převod do rychla.

PROVOZNÍ STAV 4

Provozní stav představuje převod do rychla. Spojka S2 je opět sepnuta a S1 rozepnuta. Točivý moment je přiveden na centrální kolo c_1 a odebírán z unášeče. Hydrostatický modul H1 je v jedné ose s připojeným hřídelem a nedochází tak k průtoku oleje mezi oběma moduly. To má za následek zastavení centrálního kola c_2 planetového převodu.



Obr. 24 Kinematické a funkční schéma provozního stavu 4 – převod do rychla

Převodovka s plynulou změnou převodového poměru využívá kombinaci hydraulického a mechanického přenosu točivého momentu. Je vhodná zejména pro podmínky, v nichž je zapotřebí častěji měnit převodový poměr. Vzhledem k elektronickému řízení celého systému jsou kladeny nižší nároky na obsluhu, a zároveň dochází k co možná nejefektivnějšímu využití točivého momentu motoru. Výhodou jsou rovněž menší zástavbové rozměry převodovky. Jedná se však také o konstrukčně náročnější a tedy i dražší variantu řešení převodového ústrojí.

3 METODIKA LABORATORNÍCH MĚŘENÍ

Před tahovými zkouškami traktorů proběhlo laboratorní měření základních výkonových parametrů motorů a vážení traktorů. Měření probíhalo v laboratořích Mendelovy univerzity v Brně. Cílem laboratorních měření bylo ověření, zda jsou parametry motorů obou traktorů shodné a zároveň zda odpovídají údajům udávaných výrobcem. Dále bylo zjištěno rozložení hmotnosti obou traktorů. Pro následné zpracování výsledků bylo také nutné zjistit závislost hustoty nafty na teplotě.

3.1 HMOTNOSTNÍ PARAMETRY TRAKTORŮ

Celková hmotnost traktorů, uváděná včetně přídatných bloků závaží, a její rozložení mezi přední a zadní nápravu je zobrazeno v Tab. 7. Zmíněné hodnoty jsou uvedeny včetně 240 litrů paliva, váženo bez obsluhy traktorů.

Tab. 7 Rozložení hmotnosti traktorů Claas Arion 640

	HEXASHIFT	CMATIC
Hmotnost závaží [kg]	1200	900
Hmotnost traktoru [kg]	9040	9160
Zatížení přední nápravy [%]	54,1	50,5
Zatížení zadní nápravy [%]	45,9	49,5

Rozdíl mezi hmotnostmi obou traktorů je způsoben právě rozdílným typem převodového ústrojí.

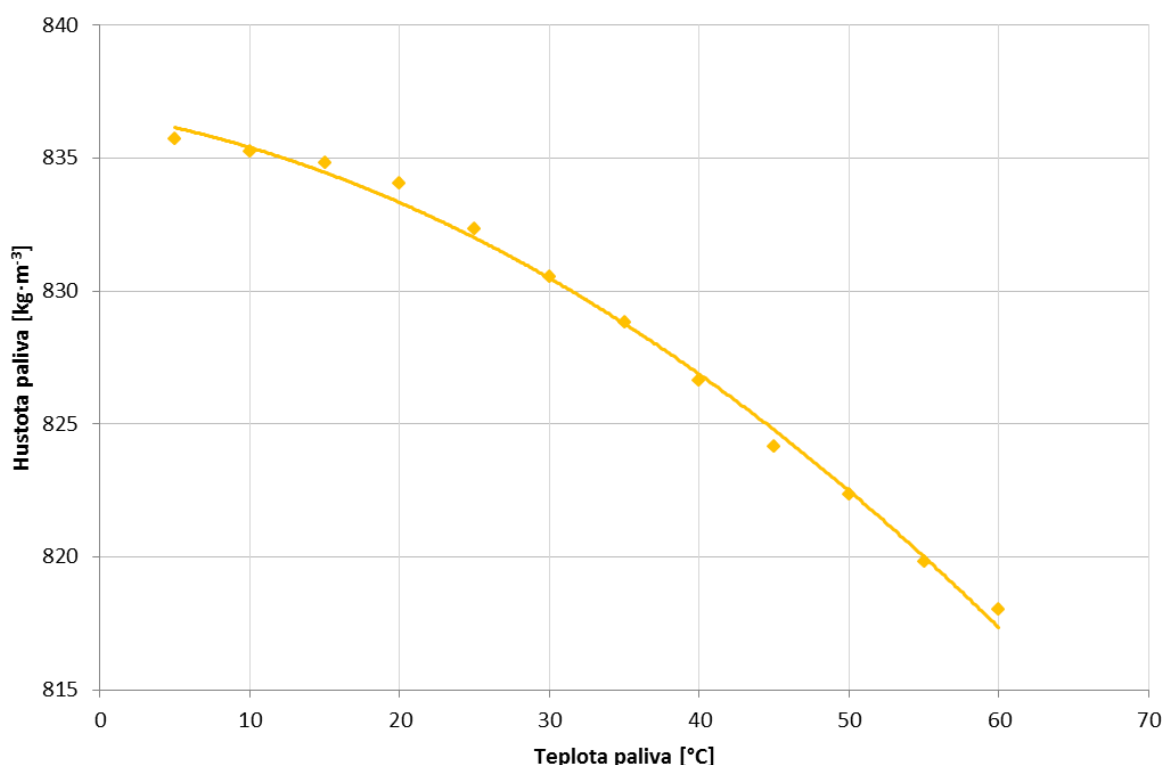
3.2 ZÁVISLOST HUSTOTY PALIVA NA TEPLITĚ

Spotřeba paliva traktoru odečítaná z palubní sítě CAN bus je uváděna v objemových jednotkách [$\text{l}\cdot\text{h}^{-1}$]. V průběhu provozu spalovacího motoru však dochází ke změně teploty paliva, což vede zároveň i ke změně jeho objemu. Z důvodu zpřesnění výsledků měrné spotřeby paliva bylo nutné stanovit závislost jeho hustoty na teplotě. Měření bylo provedeno pro jednotlivé teploty pomocí hustoměru Densito 30PX od firmy Mettler-Toledo. Získané hodnoty jsou uvedeny v Tab. 8 a graficky zpracovány na Obr. 25.

Tab. 8 Závislost hustoty paliva na teplotě

Teplota paliva [$^{\circ}\text{C}$]	5	10	15	20	25	30
Hustota paliva [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$]	835,7	835,2	834,8	834	832,3	830,5
Teplota paliva [$^{\circ}\text{C}$]	35	40	45	50	55	60
Hustota paliva [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$]	828,8	826,6	824,1	822,3	819,8	818

Závislost hustoty nafty na teplotě



Obr. 25 Závislost hustoty nafty na teplotě

Získaná data byla proložena polynomem, pomocí něhož došlo následně ke korekci hodnot měrné spotřeby paliva a také měrné tahové spotřeby paliva.

Tab. 9 Hodnoty regresní analýzy závislosti hustoty nafty na teplotě

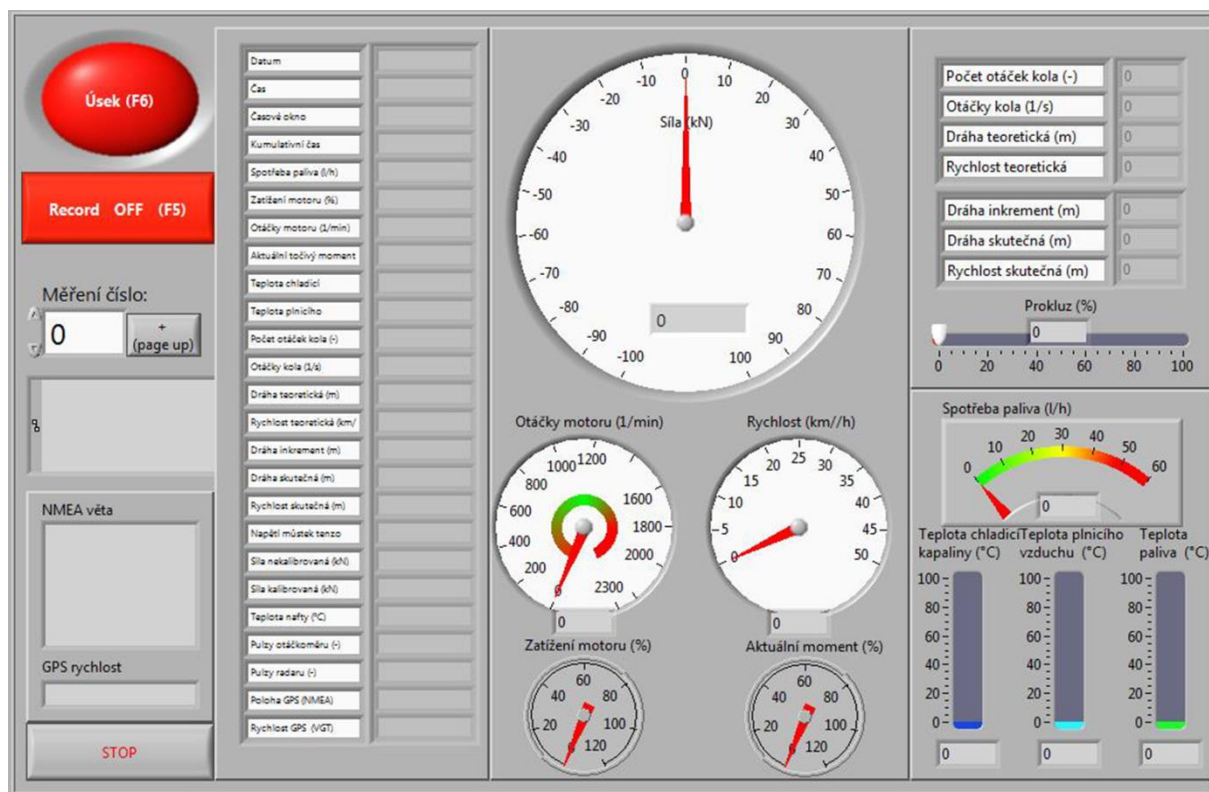
Koeficient determinace [–]	Rovnice regrese
0,9955	$\rho = -0,0039 \cdot T^2 - 0,0916 \cdot T + 836,7$

3.3 PRŮBĚH MĚŘENÍ VÝKONOVÝCH PARAMETRŮ MOTORŮ

Po získání závislosti hustoty paliva na teplotě byly změřeny výkonové parametry motorů obou měřených traktorů. Následně byla stanovena jmenovitá a úplná otáčková charakteristika obou traktorů. Změření parametrů motorů bylo důležité z důvodu vyloučení vlivu případného rozdílu v hodnotách výkonů obou porovnávaných traktorů.

Jmenovitá otáčková charakteristika byla měřena při plné dodávce paliva přes vývodový hřídel, který byl pevně spojen pomocí kloubového hřídele s vířivým dynamometrem. V převodovce vývodového hřídele byl nastaven převod pro otáčky 1000 min^{-1} . Měření následně probíhá staticky, tzn. v ustáleném režimu. Jmenovitou otáčkovou charakteristiku pak tvoří přibližně patnáct skupin hodnot točivého momentu, výkonu a spotřeby paliva naměřených zvlášť pro různé otáčky motoru. Po spuštění probíhá celé měření automaticky. Současně s měřením hodnot točivého momentu a výkonu motoru jsou zaznamenávány i další parametry, např. tep-

lota nasávaného vzduchu, teplota oleje, teplota chladicí kapaliny, teplota výfukových plynů apod. Veškerá data ze snímačů zkušebny i údaje z palubní sítě CAN bus jsou online posílány do měřicí centrály. Masku programu pro vyčítání hodnot z palubní sítě traktoru je zobrazena na Obr. 26.



Obr. 26 Maska programu pro vyčítání dat z palubní sítě CAN bus

Úplná otáčková charakteristika není zjišťována přímým měřením, ale je sestrojena ze soustavy otáčkových charakteristik naměřených při různých dodávkách paliva. Provedením jedné jmenovité a deseti částečných otáčkových charakteristik motoru při snížené dodávce paliva a následné interpolaci dat byla získána výsledná úplná otáčková charakteristika motoru. Všechna měření proběhla v souladu s normou ČSN ISO 789-1.

3.4 POUŽITÉ MĚŘICÍ PŘÍSTROJE

Výše zmíněná měření proběhla ve traktorové zkušebně v laboratořích Ústavu základů techniky a automobilové dopravy na Mendelově univerzitě v Brně. Laboratoř byla vybavena vířivým dynamometrem VD 500, který byl pomocí kloubového hřídele připojen na vývodový hřídel traktoru, viz Obr. 27. Dynamometr byl vybaven tenzometrickým snímačem síly, na který se pomocí ramene přenáší moment vyvolaný vířivými proudy. Naměřené údaje ze snímače jsou posílány do počítače řídicí centrály traktorové zkušebny, odkud je následně prováděna případná regulace dynamometru. Otáčky dynamometru byly měřeny pomocí pulzního snímače LUN 1326.02-8 s frekvencí 18 Hz, který byl rovněž součástí dynamometru. Další potřebné parametry byly souběžně snímány také z palubní sítě traktoru. [1]



Obr. 27 Traktor Claas Arion 640 CMATIC připojený k dynamometru VD 500

Spotřeba paliva byla měřena pomocí dvou hmotnostních průtokoměrů Coriolis Sitrans F C MASS 6000, viz Obr. 28. Zároveň byla odečítána spotřeba paliva také z palubní sítě traktoru. Hmotnostní průtokoměry tak sloužily pouze k ověření platnosti hodnot získaných z palubní sítě CAN bus traktoru.

Současně s výkonovými parametry byly měřeny další hodnoty, např. teploty provozních kapalin pomocí snímačů s termočlánky, tlak vzduchu za turbodmychadlem pomocí tenzometrického snímače tlaku apod. Tyto hodnoty sloužily především pro ověření, zda se motor nachází v ustáleném stavu. Dalšími parametry byly například teplota, vlhkost vzduchu a barometrický tlak v laboratoři naměřené pomocí samostatné měřicí centrály s příslušnými snímači. Všechny získané hodnoty okolního prostředí odpovídaly příslušné normě a uvedeným možným odchylkám.



Obr. 28 Hmotnostní průtokoměr Coriolis Sitrans F C MASS 6000 [1]

3.5 VZTAHY POUŽITÉ PŘI VYHODNOCOVÁNÍ

Pro vypracování jmenovité a úplné otáčkové charakteristiky bylo nutné dopočítat vybrané parametry z hodnot získaných měření. Pro výkon motoru platí následující vztah:

$$P = \frac{M_t \cdot \pi \cdot n}{30 \cdot 10^3} \text{ [kW]}, \quad (51)$$

kde M_t je točivý moment motoru [N·m] a n jsou otáčky motoru [min^{-1}].

Pro výpočet měrné spotřeby paliva pak lze užít vztah:

$$m_{pe} = \frac{M_{pH}}{P} \cdot 10^3 \text{ [g} \cdot \text{kW}^{-1} \cdot \text{h}^{-1}\text{]}, \quad (52)$$

kde M_{pH} [$\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$] je hodinová spotřeba paliva naměřená pomocí hmotnostního průtokoměru Coriolis Sitrans F C MASS 6000 a P výkon motoru [kW].

Po získání všech potřebných parametrů již bylo možné vytvořit jmenovitou a úplnou otáčkovou charakteristiku pro oba typy měřených traktorů Claas Arion 640.

4 VÝSLEDKY LABORATORNÍCH MĚŘENÍ

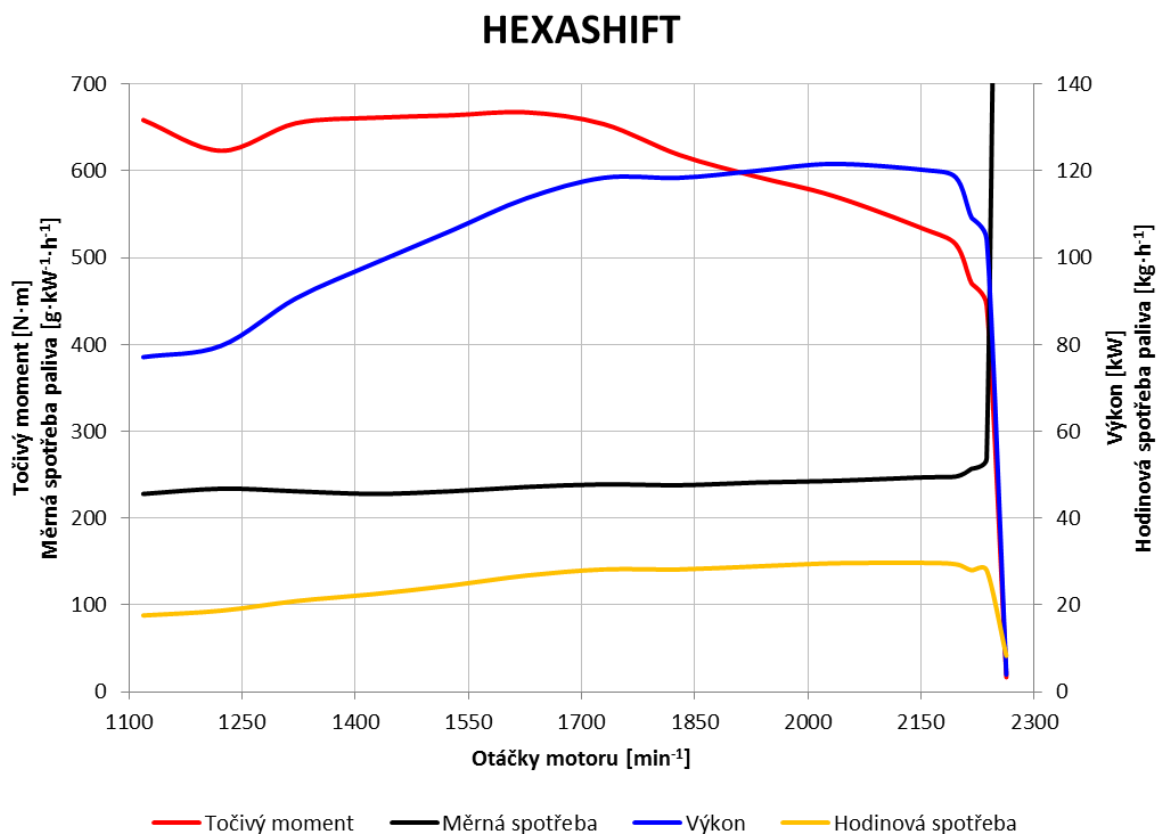
V laboratoři bylo provedeno měření výkonových parametrů motoru. Nejprve byla naměřena jmenovitá otáčková charakteristika motoru. Měření probíhalo přes vývodový hřídel traktoru s nastavenou plnou dávkou paliva. Teplota a tlak vzduchu se pohyboval v tolerancích dle normy ČSN 30 0415. Pro získání co nejpřesnějších výsledků byly také vypnuty veškeré přídatné systémy, například klimatizace kabiny řidiče.

4.1 TRAKTOR CLAAS ARION 640 HEXASHIFT

Výsledky měření jmenovité otáčkové charakteristiky traktoru vybaveného převodovkou HEXASHIFT jsou uvedeny v Tab. 10 a následně zpracovány graficky, viz Obr. 29.

Tab. 10 Naměřené parametry jmenovité otáčkové charakteristiky traktoru HEXASHIFT

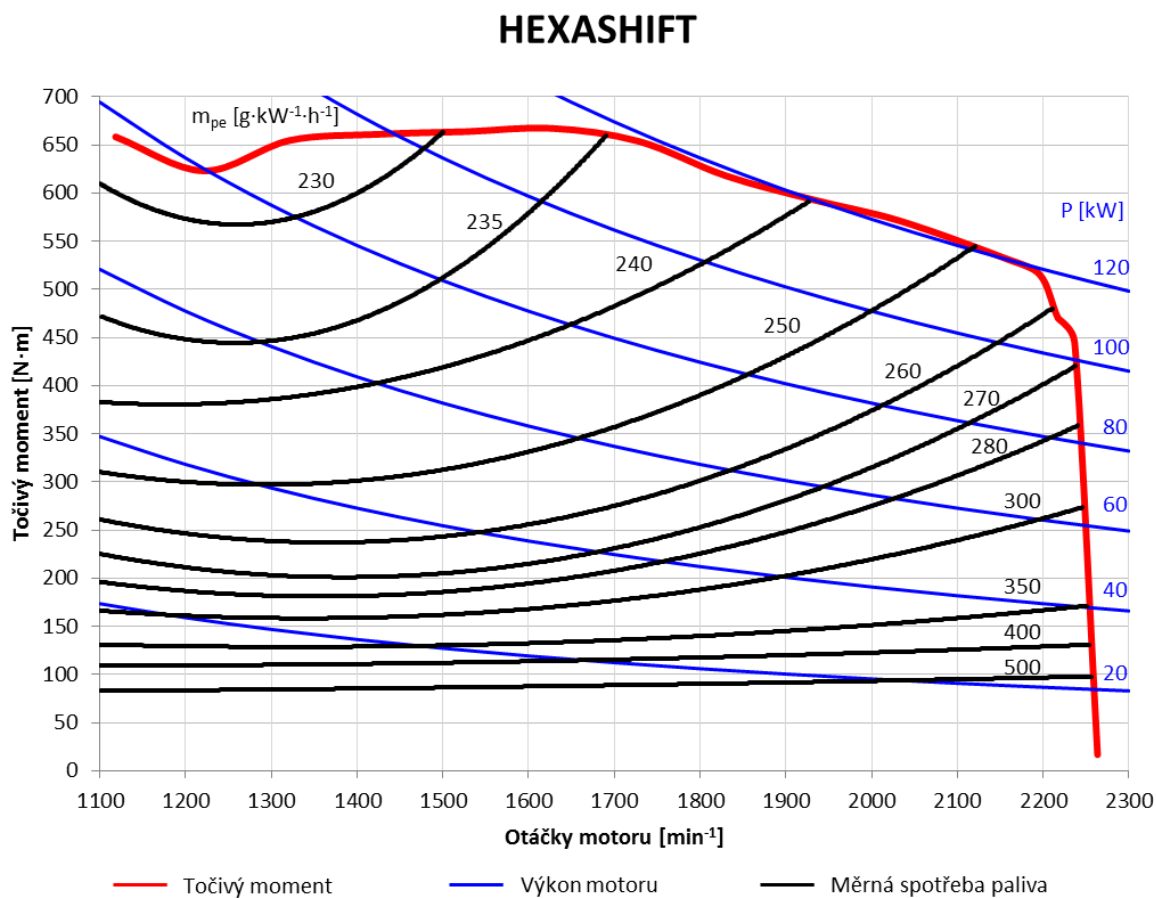
Otáčky motoru n [min^{-1}]	Točivý moment M_t [$\text{N}\cdot\text{m}$]	Výkon motoru P [kW]	Měrná spotřeba m_{pe} [$\text{g}\cdot\text{kW}^{-1}\cdot\text{h}^{-1}$]	Hodinová spotřeba M_{ph} [$\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}$]
1119	658,5	77,1	228	17,6
1222	623,2	79,7	234	18,7
1321	654,8	90,6	231	20,9
1424	661,1	98,6	228	22,5
1527	663,9	106,2	231	24,5
1627	667,4	113,7	236	26,8
1729	653,9	118,4	239	28,2
1830	618,2	118,4	238	28,2
1931	593,5	120	241	28,9
2033	571,3	121,6	243	29,6
2154	533	120,2	247	29,7
2196	515,4	118,5	248	29,4
2217	470,3	109,2	257	28
2237	445	104,2	269	28
2263	16,8	4	2086	8,3



Obr. 29 Jmenovitá otáčková charakteristika traktoru Claas Arion 640 HEXASHIFT

Nejvyšší naměřená hodnota točivého momentu motoru činila 667,4 N·m při otáčkách 1627 min⁻¹. Maximální výkon motoru byl 121,6 kW při otáčkách 2033 min⁻¹. Nejnižší měrná spotřeba paliva dosahovala hodnoty 228 g·kW⁻¹·h⁻¹ při nejnižších měřených otáčkách 1119 min⁻¹. Při těchto otáčkách však reálně nelze motor zatěžovat, protože při zvýšení zátěže by došlo k jeho zastavení. Měrná spotřeba paliva se s narůstajícími otáčkami postupně zvyšovala až na hodnotu 269 g·kW⁻¹·h⁻¹. Při otáčkách 2263 min⁻¹ se již motor nacházel v regulátorové oblasti, v níž došlo ke strmému poklesu výkonu, a tím i k prudkému nárůstu měrné spotřeby paliva. Hodinová spotřeba paliva se pak během měření pohybovala mezi hodnotami 17,6 až 29,7 kg·h⁻¹.

Z jednotlivých částečných otáčkových charakteristik byla následně graficky vypracována také úplná otáčková charakteristika motoru, viz Obr. 30. V grafu úplné charakteristiky motoru je zřejmé, ve kterých oblastech je z hlediska účinnosti efektivní, a tím i ekonomické daný motor provozovat.

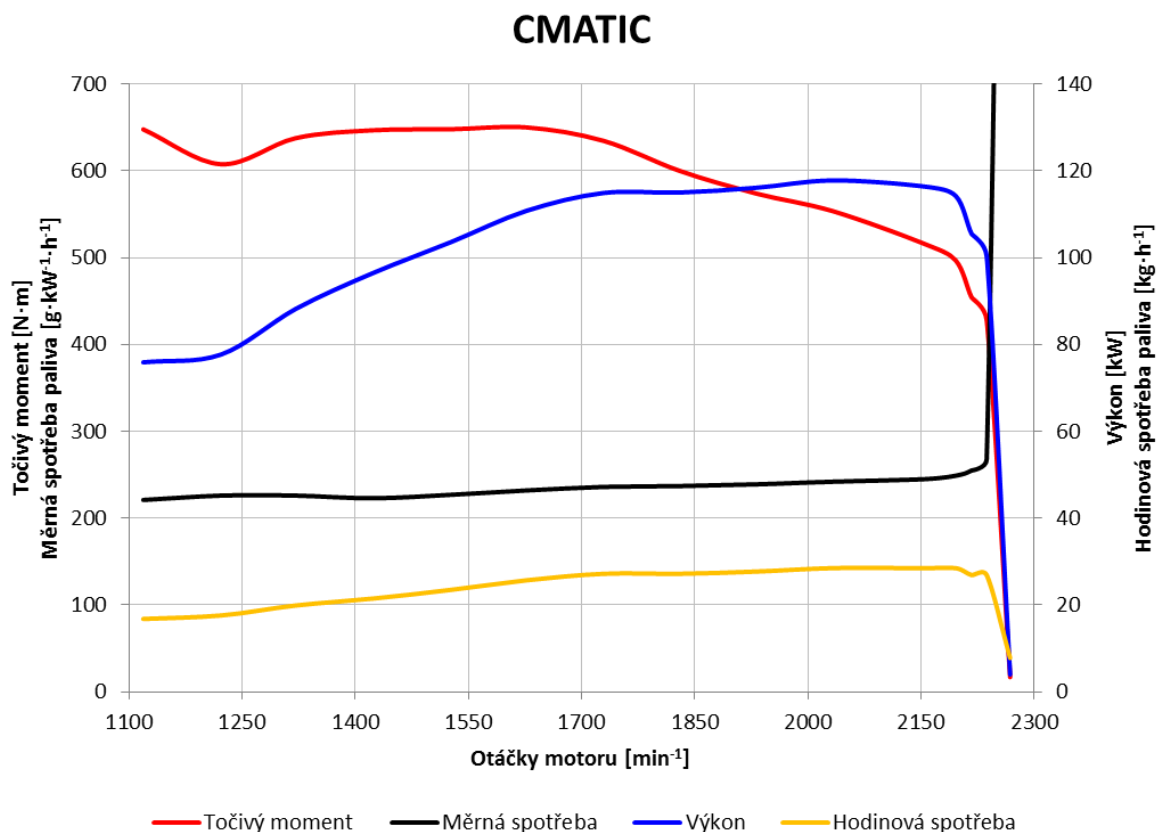


4.2 TRAKTOR CLAAS ARION 640 CMATIC

Obdobně, jako v případě traktoru HEXASHIFT, proběhlo také měření jmenovité otáčkové charakteristiky motoru traktoru s převodovkou CMATIC. Naměřené hodnoty byly opět tabulkově i graficky zpracovány, viz Tab. 11. a Obr. 31.

Tab. 11 Naměřené parametry jmenovité otáčkové charakteristiky traktoru CMATIC

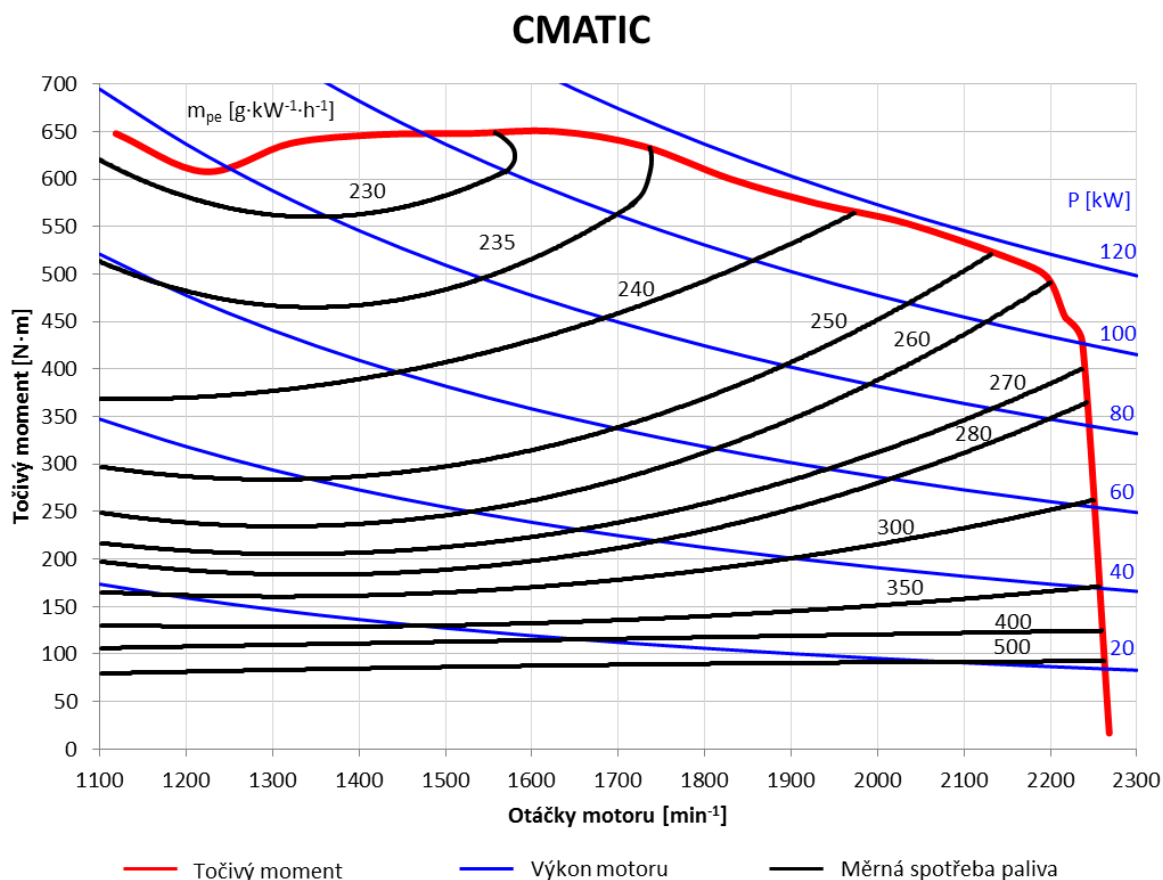
Otáčky motoru n [min^{-1}]	Točivý moment M_t [$\text{N}\cdot\text{m}$]	Výkon motoru P [kW]	Měrná spotřeba m_{pe} [$\text{g}\cdot\text{kW}^{-1}\cdot\text{h}^{-1}$]	Hodinová spotřeba M_{ph} [$\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}$]
1119	647,8	75,9	221	16,8
1222	607,7	77,7	226	17,9
1321	637,7	88,2	226	19,9
1424	646,8	96,5	223	21,5
1527	647,9	103,6	227	23,5
1627	650,1	110,8	232	25,7
1729	634,6	114,9	236	27,2
1830	600	115	237	27,2
1931	574	116,1	239	27,7
2033	553,6	117,8	242	28,5
2154	516,1	116,4	245	28,5
2196	496,8	114,2	249	28,5
2217	454,3	105,5	255	26,9
2237	428,1	100,3	268	26,9
2268	16,9	4	1937	7,8



Obr. 31 Jmenovitá otáčková charakteristika traktoru Claas Arion 640 CMATIC

Maximální točivý moment 650,1 $\text{N}\cdot\text{m}$ byl naměřen při otáčkách 1627 min^{-1} . Nejvyšší naměřený výkon motoru činil 117,8 kW při otáčkách 2033 min^{-1} , opět při stejných otáčkách jako v případě traktoru HEXASHIFT. Nejnižší měrná spotřeba paliva byla u traktoru CMATIC 221 $\text{g}\cdot\text{kW}^{-1}\cdot\text{h}^{-1}$ při nejnižších měřených otáčkách 1119 min^{-1} . Při těchto otáčkách však nelze motor zatěžovat, jak již bylo zmíněno dříve. Se zvyšujícími otáčkami motoru také narůstala měrná spotřeba paliva, a to až na hodnotu 268 $\text{g}\cdot\text{kW}^{-1}\cdot\text{h}^{-1}$. V regulátorové oblasti (při otáčkách 2263 min^{-1}) došlo k prudkému poklesu výkonu a točivého momentu motoru a také ke skokovému zvýšení měrné tahové spotřeby paliva. Hodnoty hodinové spotřeby paliva se pohybovaly mezi 16,8 až 28,5 $\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}$.

Rovněž pro traktor s převodovkou CMATIC byla sestavena úplná otáčková charakteristika, viz Obr. 32. Z grafu jsou opět dobře patrné oblasti nejefektivnějšího provozu motoru z hlediska jeho účinnosti, a tím i nejnižší měrné spotřeby paliva.



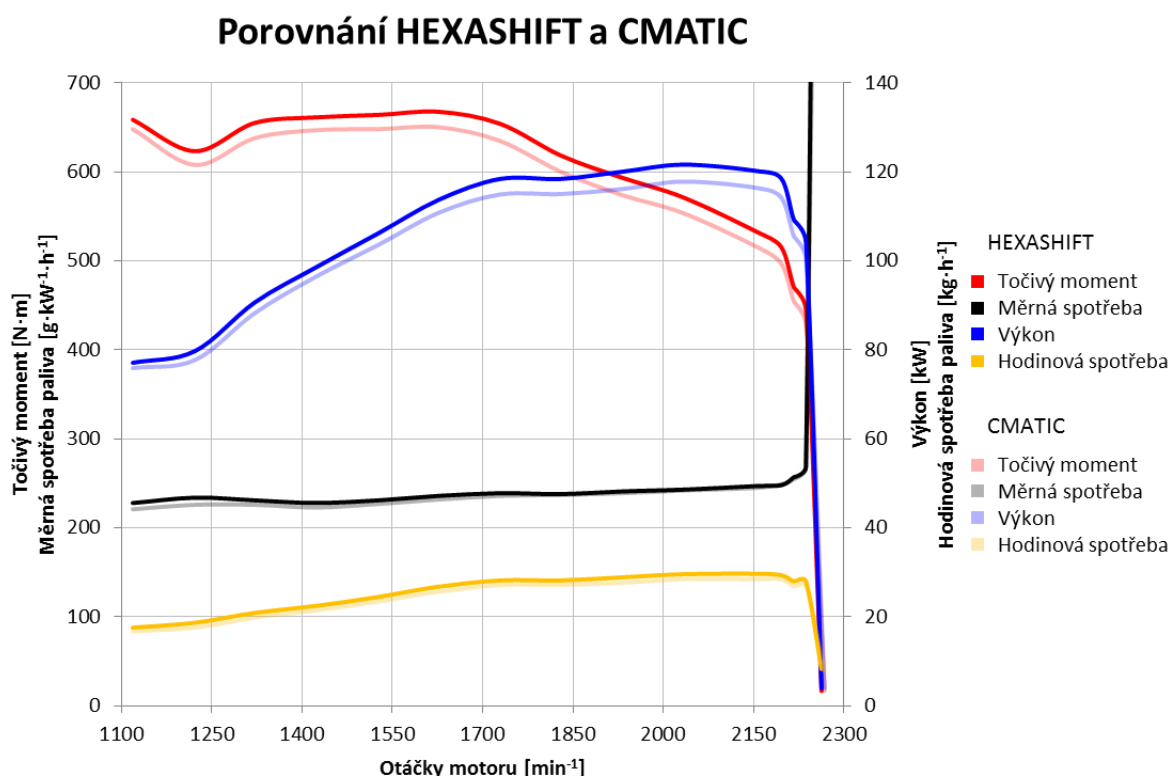
Obr. 32 Úplná otáčková charakteristika traktoru Claas Arion 640 CMATIC

4.3 SROVNÁNÍ PARAMETRŮ MOTORŮ OBOU TRAKTORŮ

Vybrané měřené parametry motorů traktorů byly vzájemně porovnány. Následně byl vypočten rozdíl mezi hodnotami traktorů s převodovkami HEXASHIFT a CMATIC, viz Tab. 12. Rozdíly v celém průběhu točivého momentu, výkonu motorů a spotřeby paliva jsou zobrazeny na Obr. 33.

Tab. 12 Srovnání vybraných parametrů motorů obou traktorů

Parametr motoru	HEXASHIFT	CMATIC	Rozdíl
Nejvyšší točivý moment [N·m]	667,4	650,1	17,3
Nejvyšší výkon motoru [kW]	121,6	117,8	3,8
Minimální měrná spotřeba paliva [g·kW ⁻¹ ·h ⁻¹]	228	221	7



Obr. 33 Srovnání jmenovitých otáčkových charakteristik traktorů HEXASHIFT a CMATIC

Jak je patrné z tabulky Tab. 12 a z grafu na Obr. 33, jsou rozdíly mezi naměřenými hodnotami pro traktor HEXASHIFT a CMATIC velmi nízké. Tento fakt umožňuje následně exaktní porovnání naměřených tahových parametrů obou traktorů a zjištění vlivu volby převodového ústrojí na tahové vlastnosti traktoru.

Zajímavá je také skutečnost, že hodnoty naměřené v laboratoři se významněji liší od dat udávaných výrobcem. Maximální točivý moment udávaný výrobcem činil $714 \text{ N}\cdot\text{m}$, což je o $46,6 \text{ N}\cdot\text{m}$ více, než u traktoru HEXASHIFT, a dokonce o $63,9 \text{ N}\cdot\text{m}$ více, než v případě traktoru s převodovkou CMATIC. Navíc k maximálnímu točivému momentu dochází při otáčkách motoru 1627 min^{-1} , což opět neodpovídá výrobcem uváděné hodnotě 1200 min^{-1} . Podobně také výrobcem udávaná hodnota maximálního výkonu motoru 130 kW je o $8,4 \text{ kW}$ vyšší, než u traktoru HEXASHIFT, a o $12,2 \text{ kW}$ větší, než v případě traktoru s převodovkou CMATIC.

5 METODIKA TERÉNNÍCH MĚŘENÍ TRAKTORŮ

Cílem terénních měření traktorů bylo zjištění vlivu volby převodového ústrojí na tahové vlastnosti traktoru. Měření obou typů traktorů se uskutečnilo podle metodiky pro měření traktorových souprav OECD pro několik vybraných jezdových rychlostí (a tomu příslušajících převodových stupňů převodovky).

5.1 CHARAKTERISTIKA POZEMKŮ

Měření tahových vlastností obou traktorů Claas Arion 640 probíhalo ve stejných podmínkách na rovném a suchém asfaltovém úseku, který byl předem očištěn od případných nečistot. Úsek se nacházel v katastru obce Damnice v okrese Znojmo. Dráha, na níž měření probíhalo, je vyznačena na Obr. 34.



Obr. 34 Měřicí úsek pro tahové zkoušky traktoru Claas Arion 640 [15]

5.2 PRŮBĚH MĚŘENÍ

Na rovném asfaltovém povrchu byl vyměřen 50 m dlouhý úsek, na němž probíhalo měření tahových vlastností traktorů Claas Arion 640 s převodovkami HEXASHIFT a CMATIC. Měření probíhalo pro tři různá huštění pneumatik 100 kPa, 150 kPa a 220 kPa a čtyři různé jezdové rychlosti. Pro traktor s převodovkou HEXASHIFT se jednalo o rychlosti $5 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$, $7,6 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$, $10,7 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ a $12 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$, pro traktor s převodovkou CMATIC pak $5 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$, $8 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$, $11 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ a $12 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$. Pro jednotlivé rychlosti docházelo ke zvyšování zátěže pomocí připojeného traktoru Claas Axion 850 až do dosažení maximální tahové síly. Pro každou rychlost tak bylo získáno 6 až 9 skupin hodnot, které byly následně tabulkově a graficky zpracovány.

Zátěž měřeného traktoru zůstávala pro každé měření konstantní, čehož bylo dosaženo pomocí konstantní brzdící síly brzdícího traktoru Claas Axion 850 (na Obr. 35 vpravo). Mezi jednot-

livými měřeními byla brzdná síla navýšena, díky čemuž bylo možné získat data pro celou tahovou charakteristiku. Měřený a brzdící traktor byly spojeny ocelovým lanem s vloženým tenzometrickým snímačem Hottinger HBM U10M. Výška připojení ocelového lana byla na obou traktorech stejná. Měření probíhalo v jednom směru jízdy a před počátkem měřicího úseku byla dostatečně dlouhá vzdálenost pro dosažení požadované rychlosti a ustálení měřených parametrů. Všechny tahové zkoušky probíhaly s nastavenou maximální dodávkou paliva.

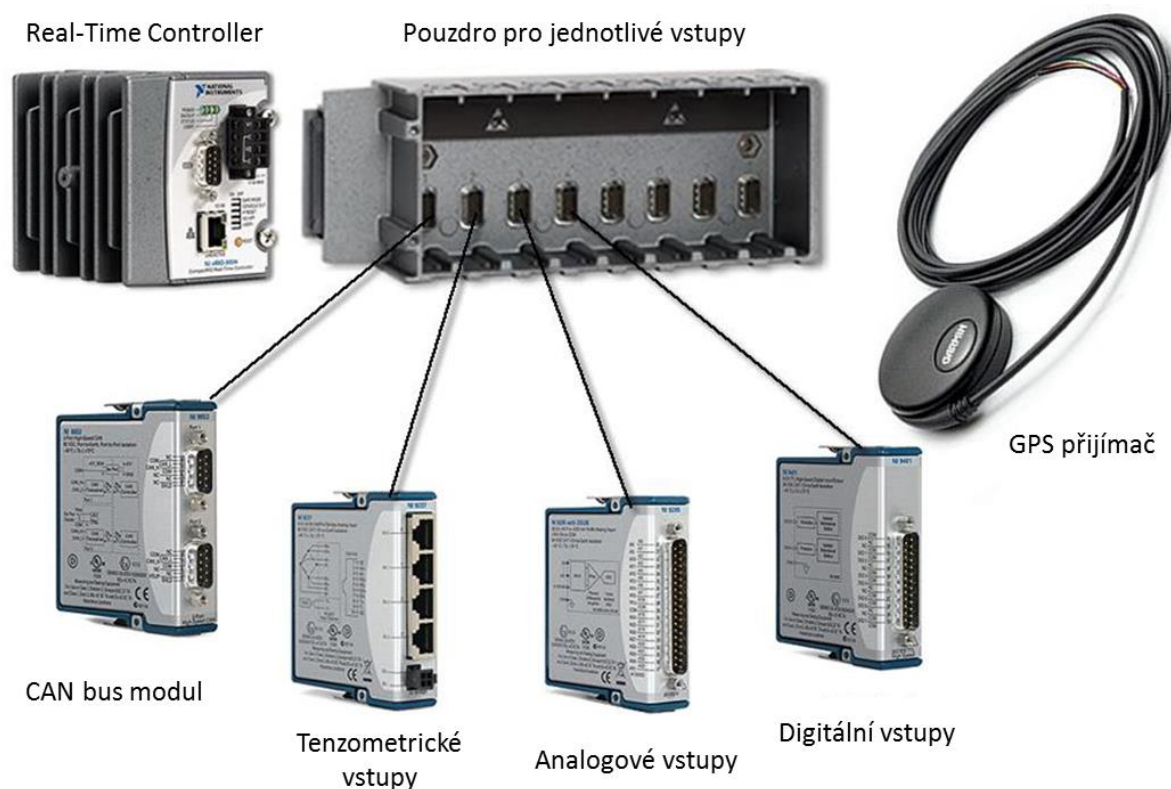
Zároveň s měřením výkonových parametrů probíhalo měření prokluzu kol. Pro tento parametr bylo nutné zjistit skutečný a teoretický počet otáček kol. Skutečný počet otáček kola byl naměřen pomocí inkrementálního snímače otáček kol. Následně byl pomocí výpočtu určen teoretický počet otáček kola. Z těchto hodnot pak bylo možné dopočítat prokluz kol pro každé jednotlivé měření.



Obr. 35 Průběh měření tahových vlastností traktoru Claas Arion 640 CMATIC

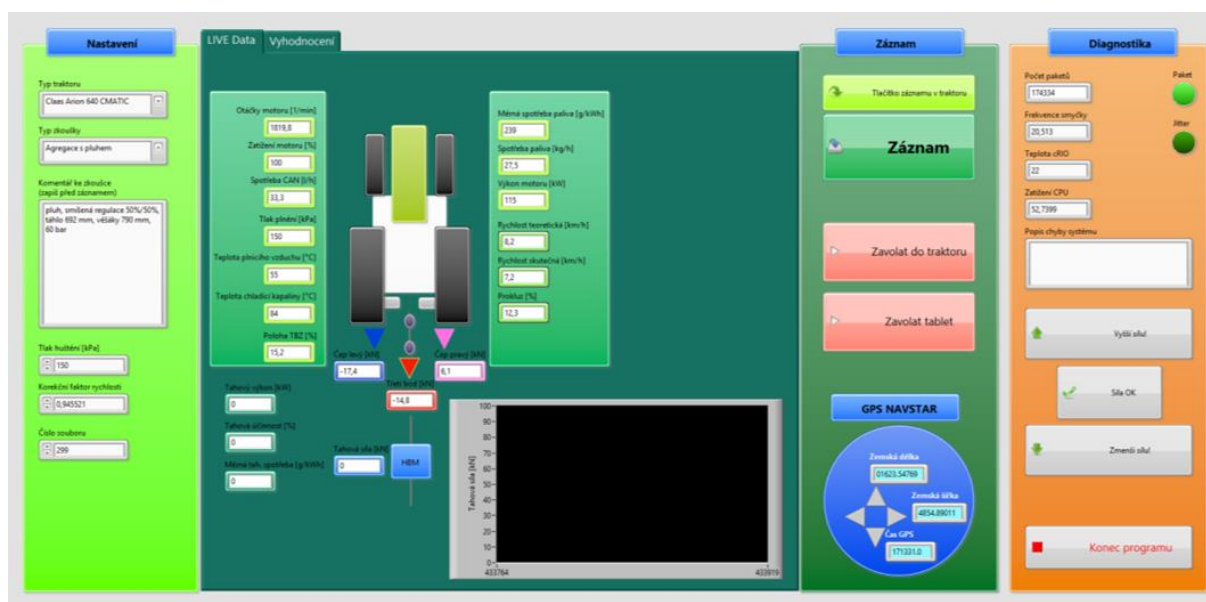
5.3 POUŽITÉ MĚŘICÍ PŘÍSTROJE

Jednotlivé údaje zpracovávány při polních zkouškách byly vyhodnocovány pomocí interních i externě připojených snímačů. Data interních snímačů byla stažena pomocí sběrnice CAN bus. Signály z externích snímačů byly zpracovávány pomocí měřicí soupravy CompactRIO společnosti National Instruments. Dále byla pomocí GPS zjišťována poloha traktoru a s použitím radaru měřena rychlost. Data byla během měření odesílána prostřednictvím bezdrátové sítě Wi-Fi na centrální měřicí pracoviště, kde byla dále zpracována.



Obr. 36 Měřicí souprava CompactRIO od firmy National Instruments [16]

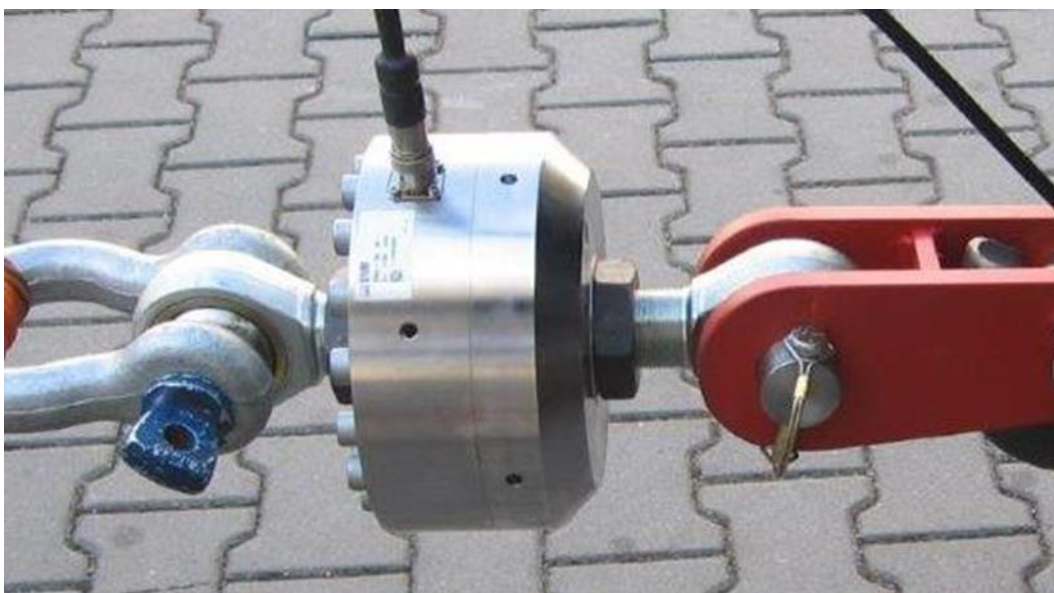
Pro samotné měření pak byla vytvořena maska programu, obdobně jako v případě měření v laboratoři. Maska programu pro terénní měření je zobrazena na Obr. 37.



Obr. 37 Maska programu pro terénní měření

Oba měřené traktory byly brzděny pomocí traktoru Claas Arion 850, který byl připojen k závěsu měřených traktorů pomocí ocelového lana. Do spojení byl umístěn tenzometrický

snímač síly Hottinger HBM U10M. Ten byl následně propojen se soupravou CompactRIO pomocí modulu s tenzometrickými vstupy.



Obr. 38 Tenzometrický snímač Hottinger HBM U10M

5.4 VZTAHY POUŽITÉ PŘI VYHODNOCOVÁNÍ

Pro vypracování tahových charakteristik bylo zapotřebí dopočítat některé parametry z přímo naměřených hodnot. K vyjádření těchto parametrů byly využity následující vztahy:

$$P_t = F_t \cdot v_p \text{ [kW]}, \quad (53)$$

kde P_t je tahový výkon [kW], F_t je tahová síla [kN] a v_p rychlost traktoru zjištěná pomocí radaru umístěného na traktoru [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$].

Dále byla vypočtena měrná tahová spotřeba paliva m_{pt} dle vztahu:

$$m_{pt} = \frac{Q_H \cdot \rho}{P_t} \cdot 10^3 \text{ [g} \cdot \text{kW}^{-1} \cdot \text{h}^{-1}\text{]}, \quad (54)$$

kde Q_H [$\text{l} \cdot \text{h}^{-1}$] je hodinová spotřeba paliva, ρ je hustota paliva [$\text{kg} \cdot \text{l}^{-1}$] a P_t tahový výkon traktoru [kW].

Teoretický počet otáček kol byl získán ze vztahu:

$$n_t = \frac{s}{2 \cdot \pi \cdot r_d} \text{ [-]}, \quad (55)$$

kde s [m] je ujetá dráha traktoru a r_d [m] je dynamický poloměr hnacího kola traktoru.

Dále pak pro výpočet prokluzu kol δ [-] platí:

$$\delta = \frac{n_s - n_t}{n_t} \cdot 100 [\%], \quad (56)$$

kde n_s [–] je skutečný počet otáček kola a n_t [–] je teoretický počet otáček kola traktoru.

Po získání hodnot měrné tahové spotřeby paliva a prokluzu kol pro jednotlivé pojezdové rychlosti, jednotlivá zatížení traktorů a jednotlivá huštění pneumatik již bylo možné zhotovit kompletní tahové charakteristiky pro oba typy traktorů.

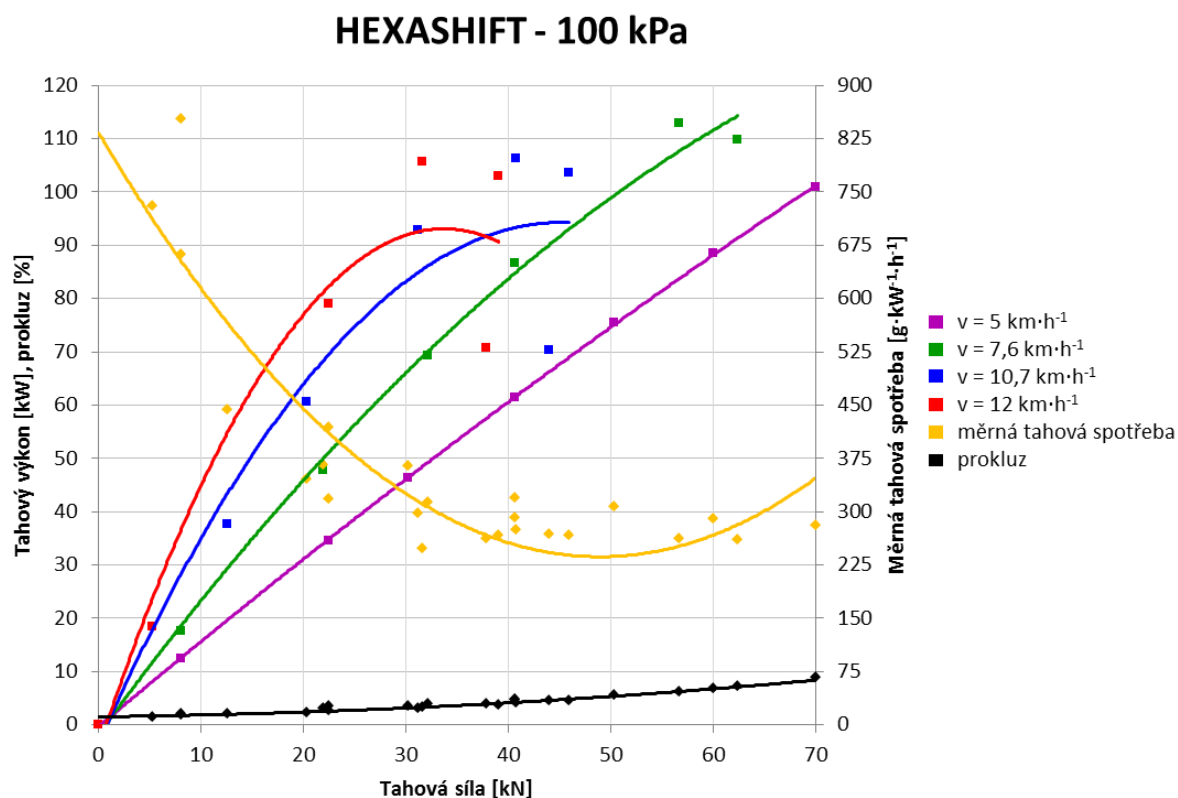
6 VÝSLEDKY MĚŘENÍ TAHOVÝCH VLASTNOSTÍ TRAKTORŮ

Tahové zkoušky byly realizovány pro tři různá huštění pneumatik 100 kPa, 150 kPa a 220 kPa a pro čtyři jezdové rychlosti traktoru. Pro traktor vybavený převodovkou HEXASHIFT 5 km·h⁻¹, 7,6 km·h⁻¹, 10,7 km·h⁻¹ a 12 km·h⁻¹, pro traktor s převodovkou CMATIC pak 5 km·h⁻¹, 8 km·h⁻¹, 11 km·h⁻¹ a 12 km·h⁻¹. Z důvodu rozdílného celkového převodového poměru jednotlivých převodových ústrojí nebylo možné nastavit zcela shodné jezdové rychlosti.

Do grafů byly následně vyneseny závislosti tahového výkonu, prokluzu a měrné tahové spotřeby paliva na tahové síle. Jednotlivé body charakterizující průběh tahového výkonu byly pro každý převodový stupeň proloženy polynomem řádu 2. Hodnoty měrné tahové spotřeby a prokluzu kol byly průměrovány z dat pro jednotlivé jezdové rychlosti a rovněž proloženy polynomem. Pro každý polynom pak byla určena rovnice regrese a hodnota koeficientu determinace R^2 [–]. Tato data byla vypsána do tabulky pod příslušný graf.

6.1 TAHOVÉ CHARAKTERISTIKY TRAKTORU HEXASHIFT

V grafu na Obr. 39 jsou uvedeny výsledky získané při nahuštění kol traktoru na tlak 100 kPa pro traktor vybavený převodovkou HEXASHIFT.



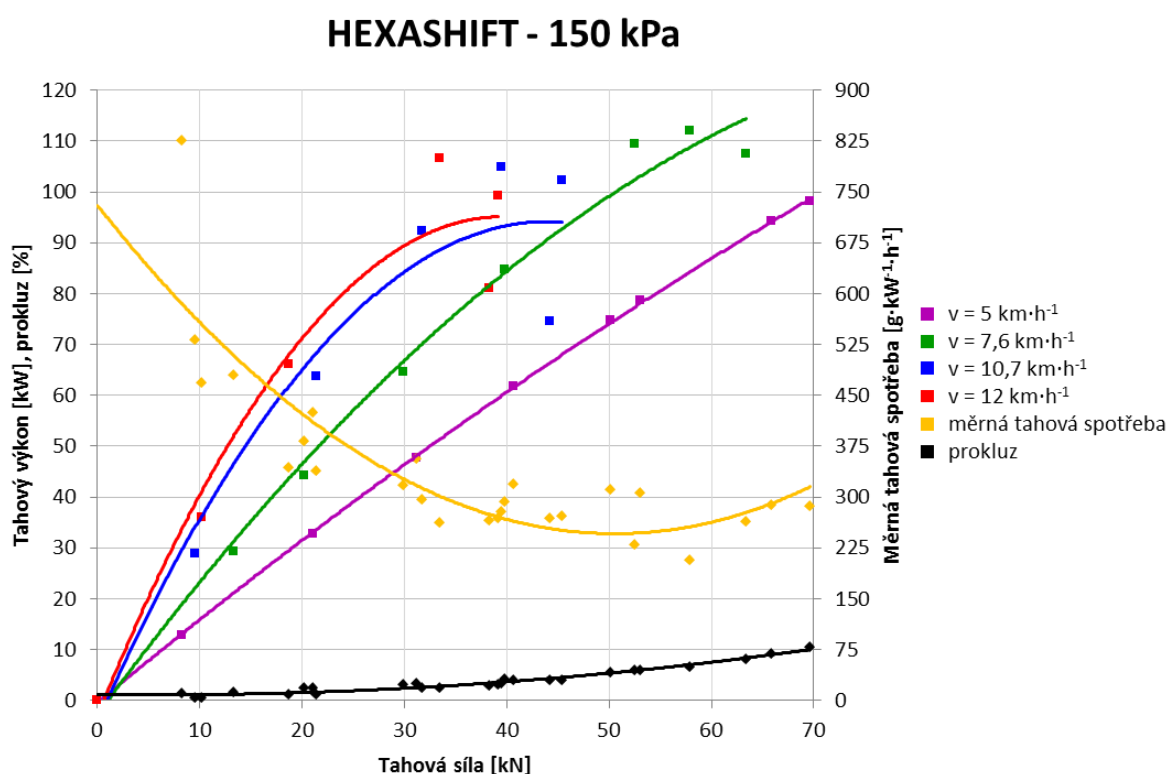
Obr. 39 Tahová charakteristika traktoru Claas Arion 640 HEXASHIFT, huštění 100 kPa

Tab. 13 Hodnoty regresní analýzy, HEXASHIFT, huštění 100 kPa

Data	Koeficient determinace [–]	Rovnice regrese
$v = 5 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$	0,9999	$P_t = -0,0024 \cdot F_t^2 + 1,6174 \cdot F_t - 0,2219$
$v = 7,6 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$	0,9948	$P_t = -0,0124 \cdot F_t^2 + 2,6294 \cdot F_t - 1,6483$
$v = 10,7 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$	0,8942	$P_t = -0,0477 \cdot F_t^2 + 4,3154 \cdot F_t - 3,2409$
$v = 12 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$	0,9163	$P_t = -0,0855 \cdot F_t^2 + 5,7631 \cdot F_t - 4,0178$
spotřeba	0,8293	$m_{pe} = 0,2491 \cdot F_t^2 - 24,368 \cdot F_t + 832,43$
prokluz	0,9651	$\delta = 0,0011 \cdot F_t^2 + 0,022 \cdot F_t + 1,5349$

Z Obr. 39 je zřejmé, že traktor s huštěním pneumatik 100 kPa dosáhl nejvyšší tahový výkon 112,8 kW při jezdové rychlosti $7,6 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ a tahové síle 56,7 kN. Nejvyšší tahová síla 70 kN pak byla dosažena při jezdové rychlosti $5 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$. Při této hodnotě byl naměřen tahový výkon 100 kW a prokluz kol 8,8 %. Z grafu je rovněž patrné, že minimální hodnoty měrné tahové spotřeby paliva leží v oblasti maximálního tahového výkonu traktoru.

Graf na Obr. 40 zobrazuje výsledky získané při nahuštění kol traktoru na tlak 150 kPa.



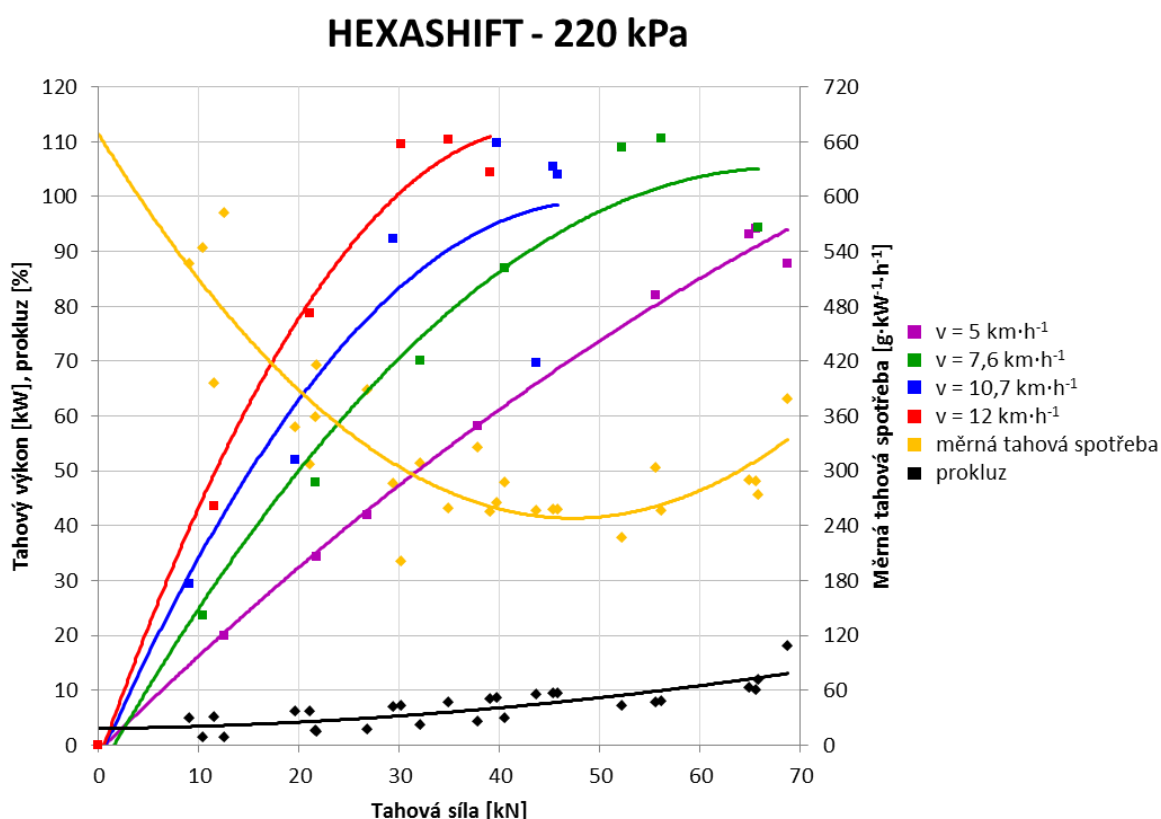
Obr. 40 Tahová charakteristika traktoru Claas Arion 640 HEXASHIFT, huštění 150 kPa

Tab. 14 Hodnoty regresní analýzy, HEXASHIFT, huštění 150 kPa

Data	Koeficient determinace [-]	Rovnice regrese
$v = 5 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$	0,9999	$P_t = -0,0035 \cdot F_t^2 + 1,6658 \cdot F_t - 0,3945$
$v = 7,6 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$	0,9889	$P_t = -0,0142 \cdot F_t^2 + 2,7467 \cdot F_t - 2,7511$
$v = 10,7 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$	0,9268	$P_t = -0,0508 \cdot F_t^2 + 4,4644 \cdot F_t - 3,8556$
$v = 12 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$	0,9464	$P_t = -0,0629 \cdot F_t^2 + 4,9686 \cdot F_t - 2,9548$
spotřeba	0,7428	$m_{pe} = 0,1896 \cdot F_t^2 - 19,164 \cdot F_t + 730,38$
prokluz	0,9658	$\delta = 0,0022 \cdot F_t^2 - 0,0247 \cdot F_t + 1,1595$

Nejvyšší naměřený tahový výkon byl 112,1 kW opět při jezdové rychlosti $7,6 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ a při tahové síle 57,9 kN. Nejvyšší tahová síla 69,7 kN pak byla dosažena opět při jezdové rychlosti $5 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$. Prokluz kol v tomto případě činil 10,5 % a tahový výkon 98,1 kW.

V grafu na Obr. 41 jsou uvedeny výsledky získané při nahuštění kol traktoru na tlak 220 kPa.



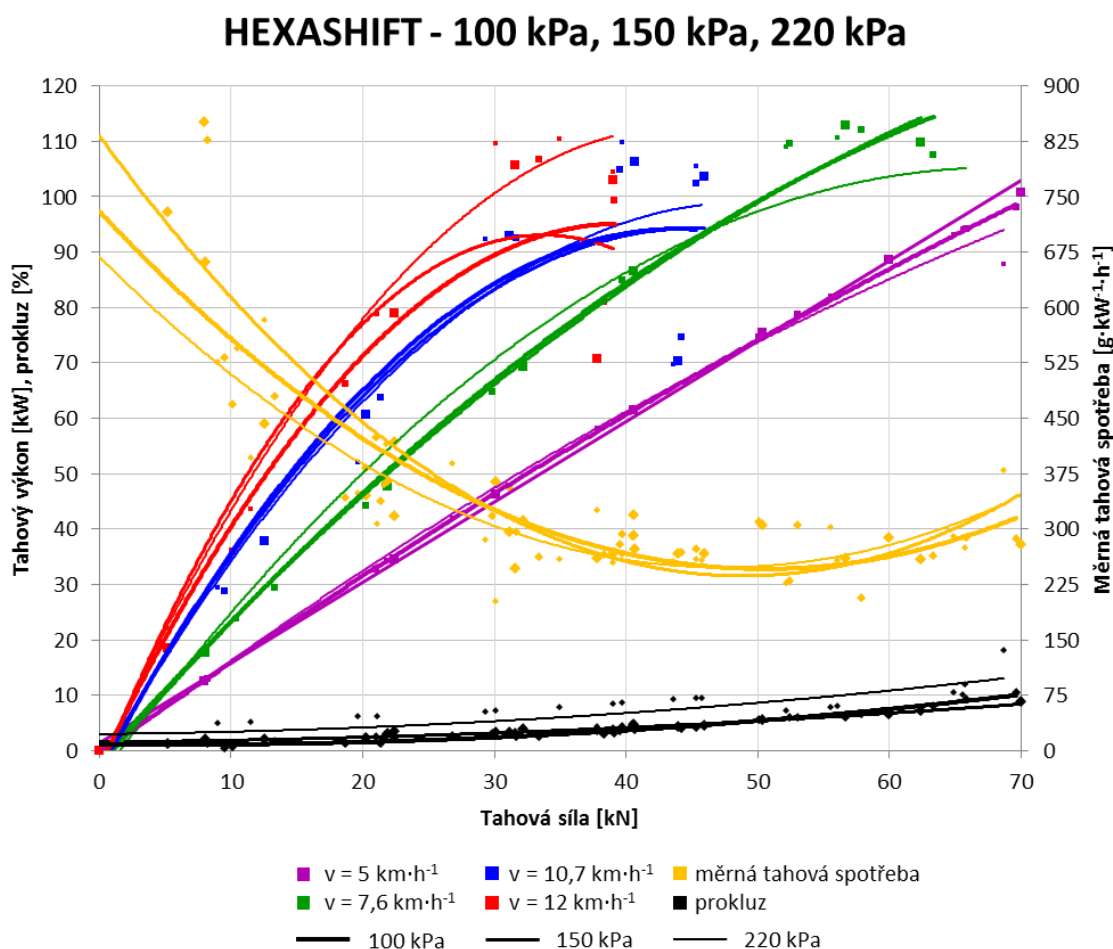
Obr. 41 Tahová charakteristika traktoru Claas Arion 640 HEXASHIFT, huštění 220 kPa

Tab. 15 Hodnoty regresní analýzy, HEXASHIFT, huštění 220 kPa

Data	Koeficient determinace [–]	Rovnice regrese
$v = 5 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$	0,9933	$P_t = -0,006 \cdot F_t^2 + 1,7998 \cdot F_t - 1,1272$
$v = 7,6 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$	0,9676	$P_t = -0,0236 \cdot F_t^2 + 3,2289 \cdot F_t - 5,0031$
$v = 10,7 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$	0,8866	$P_t = -0,0419 \cdot F_t^2 + 4,1323 \cdot F_t - 2,9133$
$v = 12 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$	0,9823	$P_t = -0,0591 \cdot F_t^2 + 5,2255 \cdot F_t - 2,9396$
spotřeba	0,7609	$m_{pe} = 0,1881 \cdot F_t^2 - 17,786 \cdot F_t + 668,64$
prokluz	0,671	$\delta = 0,0018 \cdot F_t^2 + 0,0234 \cdot F_t + 2,9969$

Poslední skupina tahových zkoušek proběhla při huštění pneumatik 220 kPa. Nejvyšší naměřený tahový výkon, dosažený opět při jezdové rychlosti $7,6 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$, činil 110,5 kW při tahové síle 56,1 kN. Nejvyšší tahové síly 68,7 kN bylo dosaženo při jezdové rychlosti $5 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$. Tahový výkon v tomto případě nabýval hodnoty 89,2 kW. Zároveň došlo k výraznějšímu nárůstu prokluzu na 18,1 %.

Pro přehlednější porovnání tahových charakteristik při různých tlacích huštění pneumatik byly všechny předešlé charakteristiky vyneseny do jednoho grafu, viz Obr. 42. Z grafu je patrné, že huštění pneumatik nemá na asfaltovém povrchu příliš významný vliv na tahové vlastnosti traktoru. Pro nižší jezdové rychlosti (nižší převodové stupně) je rozdíl v tahovém výkonu do 5 kW při srovnatelné tahové síle, což činí přibližně 5 % z maximálních hodnot. Pro jezdovou rychlost $12 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ je rozdíl markantnější. To je však způsobeno menším množstvím naměřených hodnot v oblasti maximálního tahového výkonu, což vedlo k ovlivnění výsledků při použití regresní analýzy. Rozdíl mezi přímo naměřenými hodnotami totiž také činil maximálně 5 kW. Rovněž rozdíly v maximální tahové síle nebyly podstatné, jednalo se vždy řádově o jednotky kPa. Při srovnání hodnot měrné tahové spotřeby je patrné, že huštění pneumatik nemělo téměř žádný vliv. Pro huštění 220 kPa se pouze výrazněji zvýšil prokluz kol, v maximální hodnotě činí tento rozdíl 10 %.

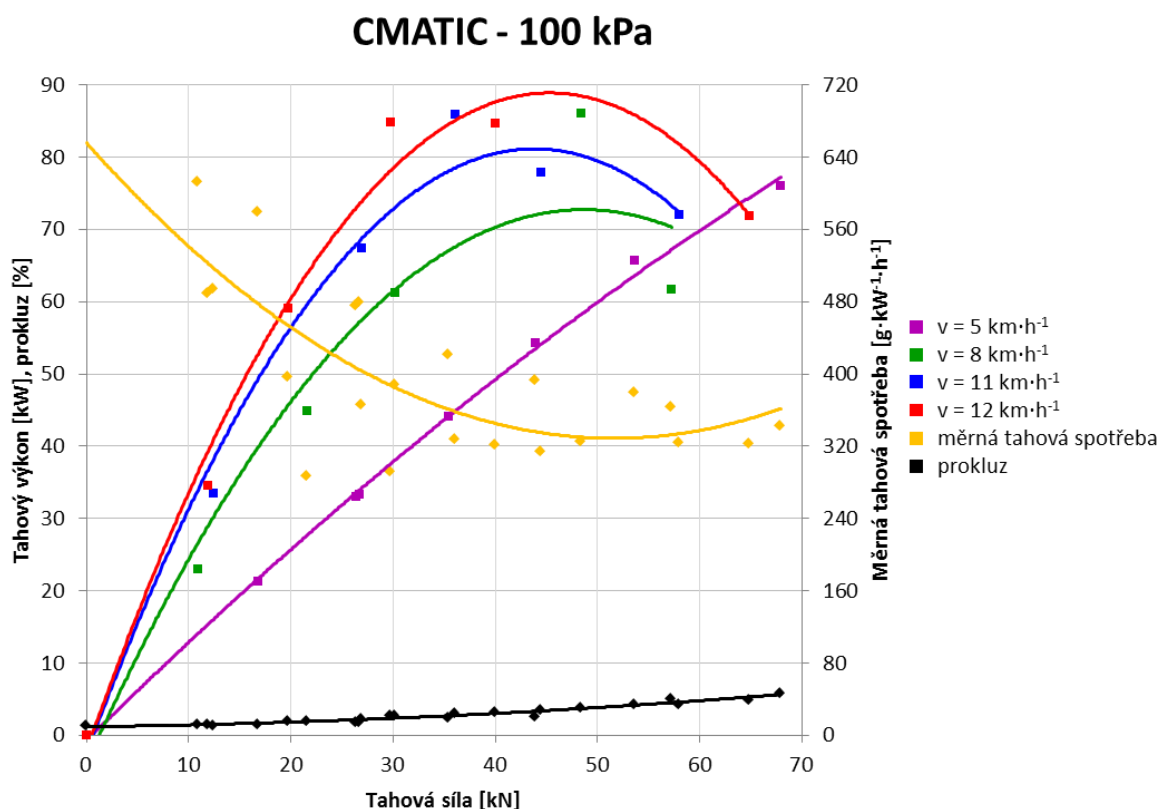


Obr. 42 Srovnání tahových charakteristik traktoru Claas Arion 640 HEXASHIFT pro různá huštění

6.2 TAHOVÉ CHARAKTERISTIKY TRAKTORU CMATIC

Pro traktor vybavený převodovým ústrojím typu CMATIC probíhaly tahové zkoušky obdobným způsobem jako v případě traktoru s převodovkou HEXASHIFT. U traktoru s převodovkou CMATIC bylo pouze nutné nastavit manuální režim řízení převodových stupňů. Traktor byl poté pomocí ovládací páky uveden do chodu a brzděn traktorem Claas Arion 850, stejně jako v případě tahových zkoušek pro převodovku HEXASHIFT. Z důvodu rozdílného převodového poměru nebylo možné provádět tahové zkoušky traktoru s převodovkou CMATIC při zcela shodných jezdových rychlostech jako v případě traktoru s převodovkou HEXASHIFT. Jezdové rychlosti tedy byly nastavovány co možná nejbližší zvoleným jezdovým rychlostem traktoru s mechanickou převodovkou HEXASHIFT.

V grafu na Obr. 43 jsou uvedeny výsledky získané při nahuštění kol traktoru na tlak 100 kPa pro traktor vybavený převodovkou CMATIC.



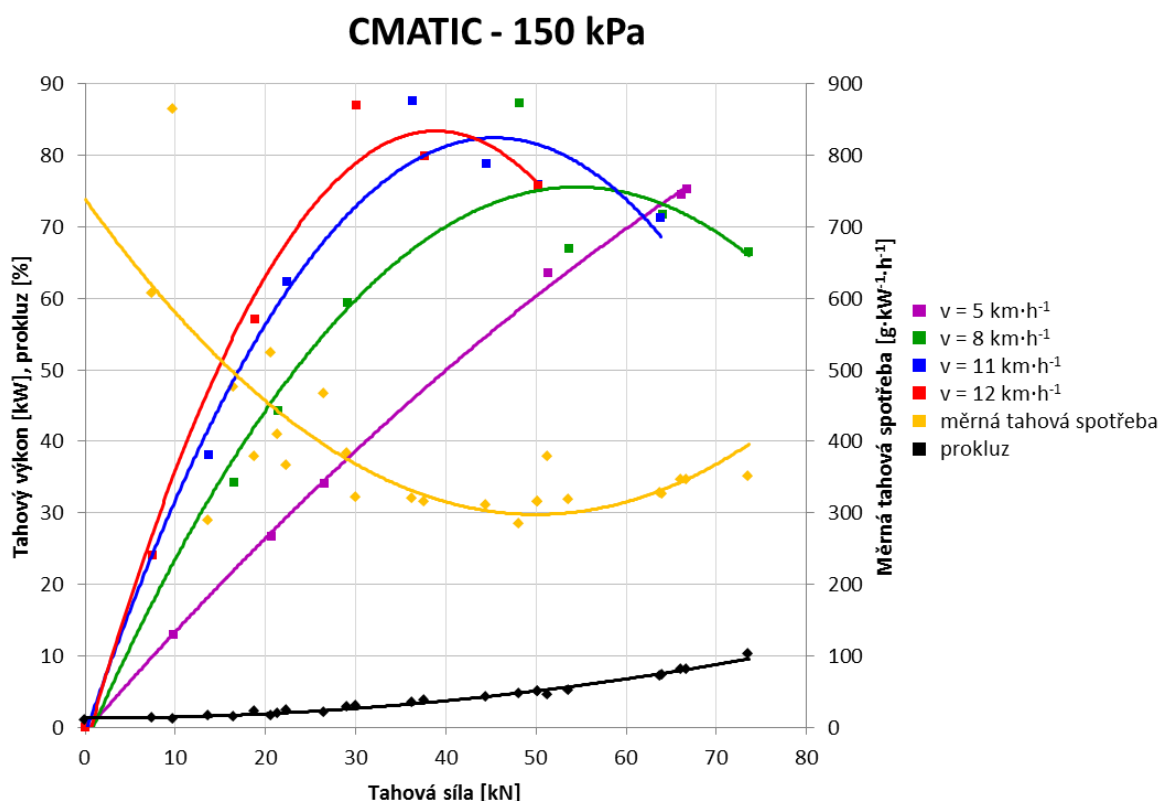
Obr. 43 Tahová charakteristika traktoru Claas Arion 640 CMATIC, huštění 100 kPa

Tab. 16 Hodnoty regresní analýzy, CMATIC, huštění 100 kPa

Data	Koeficient determinace [–]	Rovnice regrese
$v = 5 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$	0,9981	$P_t = -0,0036 \cdot F_t^2 + 1,3946 \cdot F_t - 0,7045$
$v = 8 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$	0,9368	$P_t = -0,0324 \cdot F_t^2 + 3,1519 \cdot F_t - 3,9151$
$v = 11 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$	0,9822	$P_t = -0,0435 \cdot F_t^2 + 3,8154 \cdot F_t - 2,47$
$v = 12 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$	0,9854	$P_t = -0,0443 \cdot F_t^2 + 4,0165 \cdot F_t - 2,1563$
spotřeba	0,5422	$m_{pe} = 0,1229 \cdot F_t^2 - 12,681 \cdot F_t + 655,87$
prokluz	0,9491	$\delta = 0,0007 \cdot F_t^2 + 0,0179 \cdot F_t + 1,1891$

Na Obr. 43 je vidět, že traktor s huštěním pneumatik 100 kPa dosáhl nejvyšší měřený tahový výkon 86 kW při jezdové rychlosti $8 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ a tahové síle 48,5 kN. Téměř stejných hodnot (rozdíl do 1 kW) bylo dosaženo také pro jezdové rychlosti $11 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ a $12 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$. Přesnějších výsledků by bylo dosaženo naměřením většího množství hodnot v oblasti maximálního výkonu traktoru. Maximální tahová síla 68 kN pak byla naměřena při jezdové rychlosti $5 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ a prokluzu kol 5,8 %. Z grafu je rovněž velmi dobře patrné, že minimální hodnoty měrné tahové spotřeby paliva leží v oblasti maximálního tahového výkonu traktoru.

V grafu na Obr. 44 jsou vyneseny tahové charakteristiky pro huštění pneumatik 150 kPa.



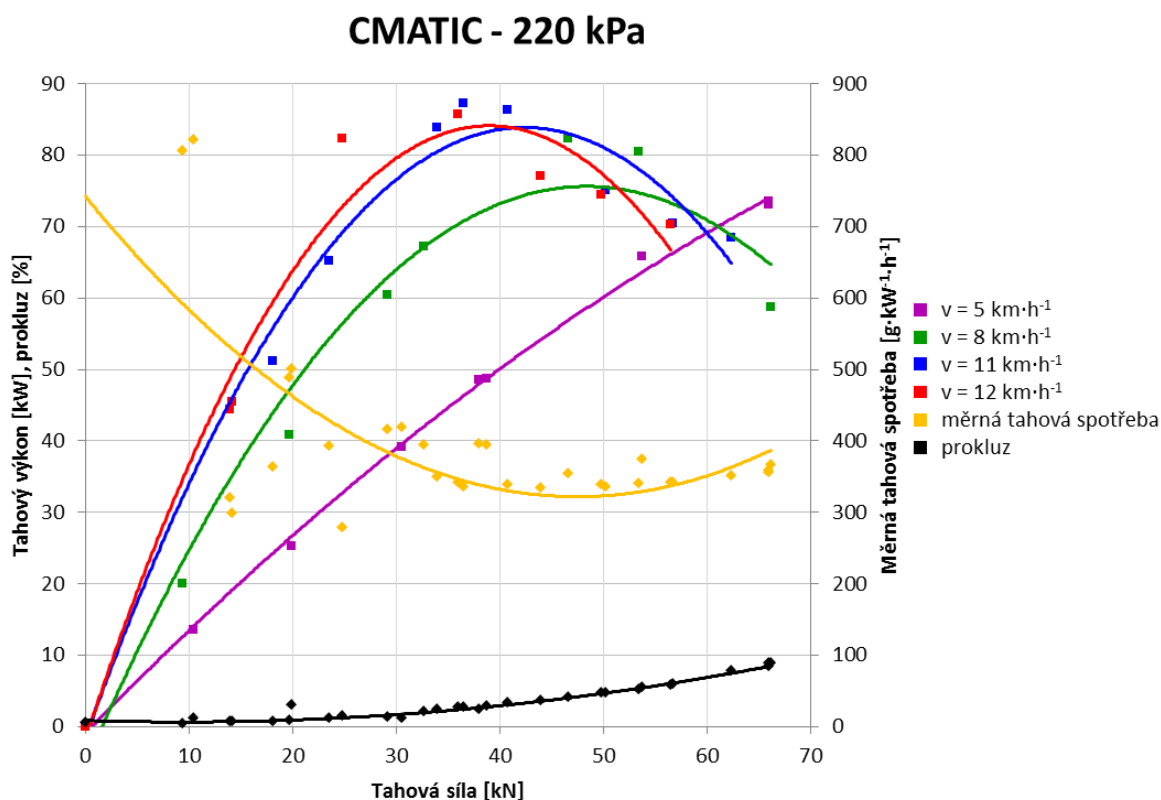
Obr. 44 Tahová charakteristika traktoru Claas Arion 640 CMATIC, huštění 150 kPa

Tab. 17 Hodnoty regresní analýzy, CMATIC, huštění 150 kPa

Data	Koeficient determinace [–]	Rovnice regrese
$v = 5 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$	0,9991	$P_t = -0,0046 \cdot F_t^2 + 1,4481 \cdot F_t - 0,6155$
$v = 8 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$	0,9489	$P_t = -0,0262 \cdot F_t^2 + 2,8596 \cdot F_t - 2,37$
$v = 11 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$	0,9749	$P_t = -0,0404 \cdot F_t^2 + 3,6688 \cdot F_t - 0,836$
$v = 12 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$	0,9825	$P_t = -0,057 \cdot F_t^2 + 4,4286 \cdot F_t - 2,672$
spotřeba	0,5377	$m_{pe} = 0,1764 \cdot F_t^2 - 17,641 \cdot F_t + 738,67$
prokluz	0,9835	$\delta = 0,0016 \cdot F_t^2 - 0,0019 \cdot F_t + 1,3154$

Nejvyšší tahový výkon byl naměřen při jezdových rychlostech $8 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$, $11 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ a $12 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ a to shodně 87 kW (při tahových silách 30 kN, 36 kN a 48 kN). Maximální tahová síla 73,6 kN byla naměřena při jezdové rychlosti $8 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ a prokluzu kol 10,3 %.

Poslední skupina měření tahových vlastností traktoru Claas Arion 640 CMATIC je zpracována v grafu na Obr. 45. Toto měření proběhlo pro huštění pneumatik 220 kPa.



Obr. 45 Tahová charakteristika traktoru Claas Arion 640 CMATIC, huštění 220 kPa

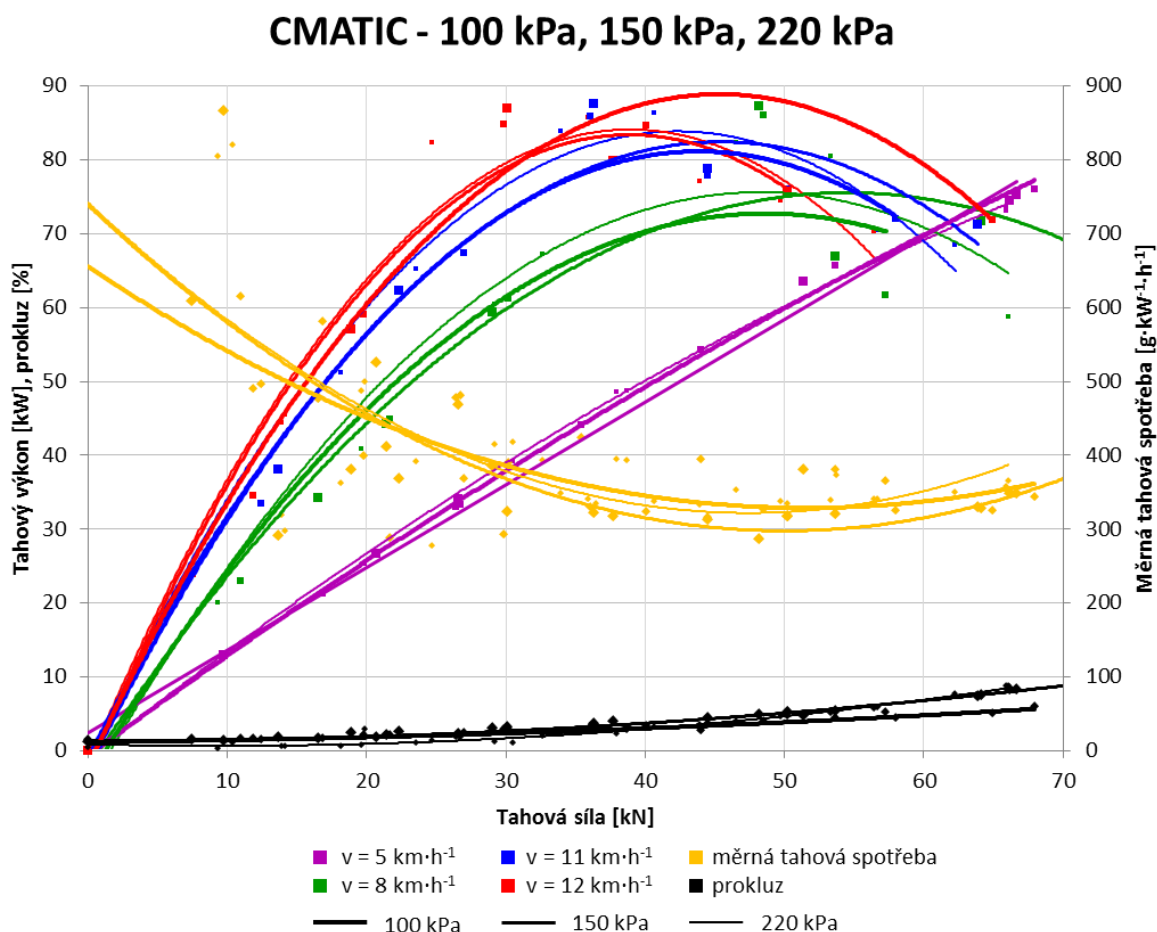
Tab. 18 Hodnoty regresní analýzy, CMATIC, huštění 220 kPa

Data	Koeficient determinace [–]	Rovnice regrese
$v = 5 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$	0,9983	$P_t = -0,0054 \cdot F_t^2 + 1,4914 \cdot F_t - 0,9131$
$v = 7,6 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$	0,9667	$P_t = -0,0347 \cdot F_t^2 + 3,3514 \cdot F_t - 5,3241$
$v = 10,7 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$	0,9776	$P_t = -0,0476 \cdot F_t^2 + 4,0332 \cdot F_t - 1,5345$
$v = 12 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$	0,9677	$P_t = -0,0566 \cdot F_t^2 + 4,4089 \cdot F_t - 1,7231$
spotřeba	0,4185	$m_{pe} = 0,1869 \cdot F_t^2 - 17,727 \cdot F_t + 742,23$
prokluz	0,9697	$\delta = 0,0024 \cdot F_t^2 - 0,0456 \cdot F_t + 0,8612$

Nejvyšší naměřený tahový výkon při huštění pneumatik 220 kPa byl dosažen při pojezdové rychlosti $11 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ a činil 87,2 kW při tahové síle 36,5 kN. Maximální tahová síla 66 kN pak byla naměřena při rychlosti $8 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ a prokluzu kol 8,8 %.

Pro zjištění vlivu různých tlaků huštění pneumatik byly všechny předešlé charakteristiky vyneseny do jednoho grafu, viz Obr. 46. Z grafu je patrné, že podobně jako u traktoru s převodovkou HEXASHIFT nemá huštění pneumatik při jízdě na asfaltovém povrchu na tahové vlastnosti příliš významný vliv. Maximální rozdíl v tahovém výkonu traktoru

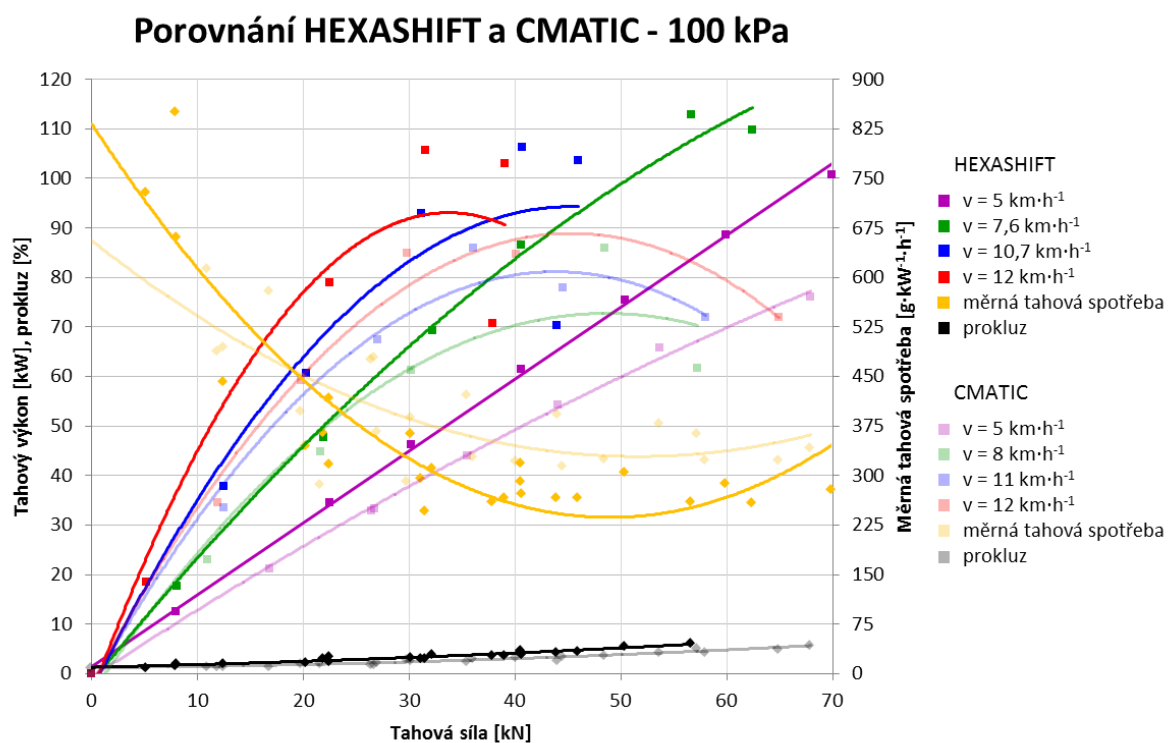
s převodovkou CMATIC je do 2 kW, což jsou přibližně 2,5 % z maximálních hodnot. Pouze pro jezdovou rychlost $12 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ je rozdíl vyšší, je to však způsobeno, jak již bylo uvedeno, malým množstvím měřených bodů v oblasti maximálního tahového výkonu. Rovněž data měrné tahové spotřeby paliva byla pro všechna tři huštění pneumatik téměř shodná. Pro vyšší huštění pneumatik pouze docházelo k mírnému snížení přilnavosti, a tím k navýšení prokluzu kol přibližně o 4 %.



Obr. 46 Srovnání tahových charakteristik traktoru Claas Arion 640 CMATIC pro různá huštění

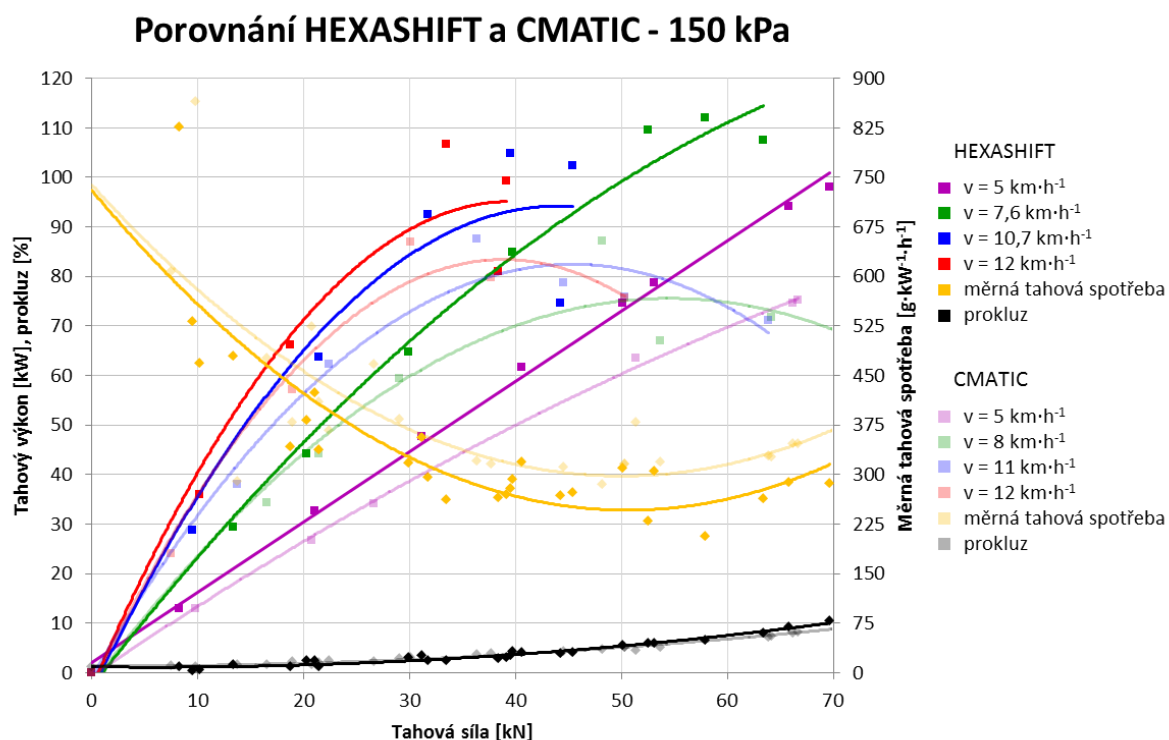
6.3 SROVNÁNÍ TAHOVÝCH CHARAKTERISTIK OBOU PŘEVODOVEK

Vzhledem k tomu, že měření tahových charakteristik obou traktorů probíhalo ve stejných podmínkách, bylo následně možné provést exaktní porovnání naměřených výsledků. Pro názornější porovnání dosažených výsledků byly naměřené hodnoty při stejném tlaku huštění vyneseny do jednoho grafu pro obě převodovky. Porovnání tahových charakteristik traktorů s převodovkou HEXASHIFT i CMATIC pro huštění 100 kPa je uvedeno na Obr. 47.

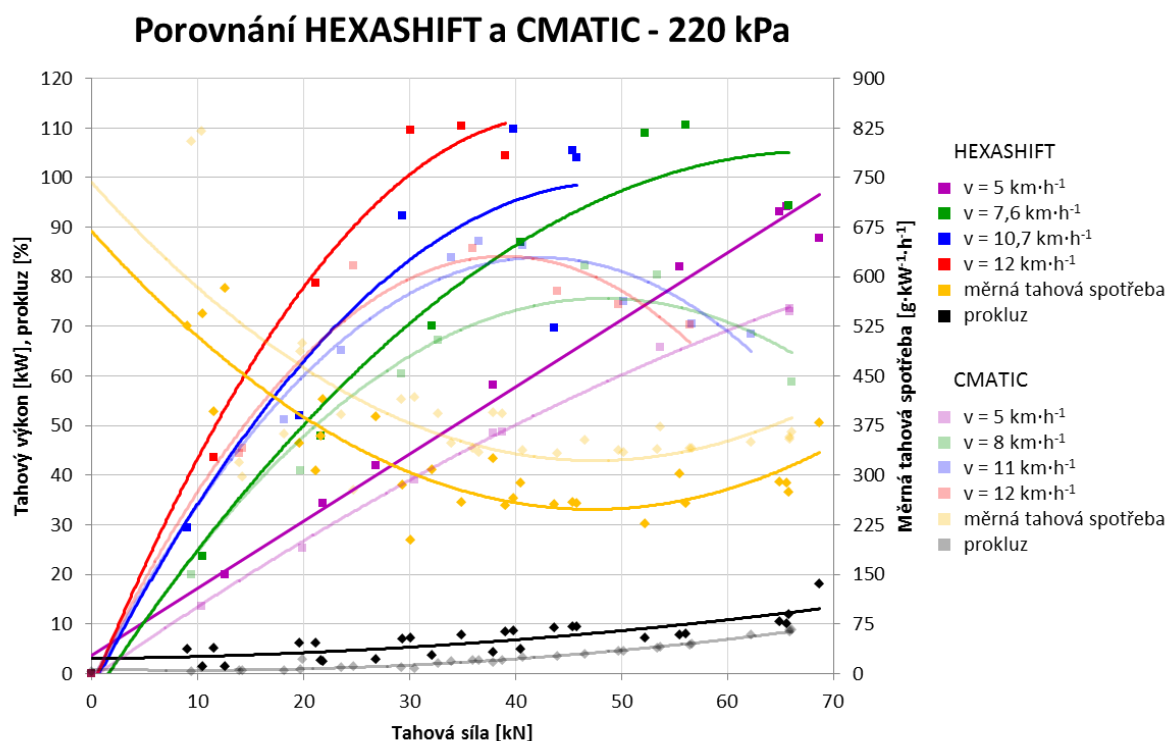


Obr. 47 Porovnání tahových charakteristik HEXASHIFT a CMATIC pro huštění 100 kPa

Obdobně bylo provedeno srovnání tahových charakteristik pro huštění pneumatik 150 kPa a 220 kPa, viz Obr. 48. a Obr. 49. Z těchto grafů je velmi dobře patrný vliv typu převodového ústrojí na tahové vlastnosti traktoru Claas Arion 640 na daném měřeném úseku.



Obr. 48 Porovnání tahových charakteristik HEXASHIFT a CMATIC pro huštění 150 kPa



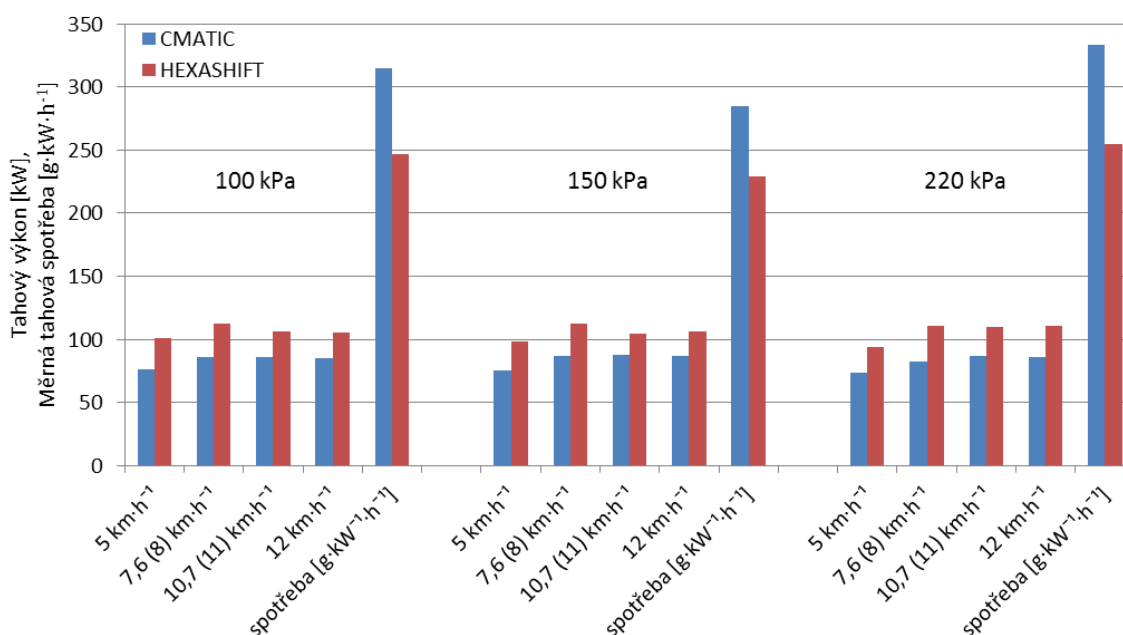
Obr. 49 Porovnání tahových charakteristik HEXASHIFT a CMATIC pro huštění 220 kPa

Pro huštění 100 kPa byl na nejnižší jezdovou rychlost $5 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ rozdíl mezi maximálním tahovým výkonem traktoru s převodovkou HEXASHIFT a traktoru s převodovkou CMATIC 24,8 kW. Při rychlosti $7,6 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ ($8 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$) činil tento rozdíl 26,8 kW. Při jezdové rychlosti $10,7 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ ($11 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$) byl rozdíl mezi hodnotami maximálního tahového výkonu 20,4 kW a při rychlosti $12 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ činil 20,9 kW. Nejnižší hodnota měrné tahové spotřeby byla v případě traktoru s převodovkou HEXASHIFT o $68 \text{ g} \cdot \text{kW}^{-1} \cdot \text{h}^{-1}$ menší, než u traktoru vybaveného převodovkou CMATIC.

Při huštění kol 150 kPa byl pro nejnižší měřenou rychlost $5 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ rozdíl 22,9 kW. Při rychlosti $7,6 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ ($8 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$) byl rozdíl mezi nejvyššími tahovými výkony 24,9 kW. O něco menší rozdíl byl naměřen pro jezdovou rychlost $10,7 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ ($11 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$), a to 17,2 kW. 19,6 kW dosahoval rozdíl mezi tahovými výkony pro nevyšší měřenou rychlost $12 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$. Traktor CMATIC měl opět vyšší minimální hodnotu měrné tahové spotřeby, v tomto případě o $56 \text{ g} \cdot \text{kW}^{-1} \cdot \text{h}^{-1}$.

Poslední porovnávanou skupinou byly tahové charakteristiky při huštění kol 220 kPa. Rozdíl v tahovém výkonu pro nejnižší jezdovou rychlost $5 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ byl 20,6 kW. Největšího rozdílu bylo dosaženo pro rychlost $7,6 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ ($8 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$), a sice 28,2 kW. Při rychlosti $10,7 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ ($11 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$) byl naměřen rozdíl 22,5 kW a při rychlosti $12 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ byl tahový výkon u traktoru HEXASHIFT o 24,7 kW vyšší. Stejně jako v předchozích případech vykazoval traktor s převodovkou CMATIC vyšší měrnou tahovou spotřebu, tentokrát dokonce o $78,2 \text{ g} \cdot \text{kW}^{-1} \cdot \text{h}^{-1}$.

Srovnání výsledků naměřených tahových výkonů a měrných spotřeb paliva pro všechna huštění pneumatik je uvedeno v grafu na Obr. 50.



Obr. 50 Srovnání tahových charakteristik pro všechna huštění a jezdové rychlosti

U všech tří variant huštění pneumatik je z grafu na první pohled jasný rozdíl mezi dosaženými maximálními tahovými výkony jednotlivých traktorů. Významně nižší tahové výkony dosahoval traktor s převodovkou CMATIC, a to na všechny měřené jezdové rychlosti. Rozdíl lze také pozorovat u nejnižší dosahované měrné tahové spotřeby paliva, která je zřetelně nižší

u traktoru s převodovkou HEXASHIFT. Prokluzu kol obou traktorů byly naměřeny téměř shodné, v průběhu měření docházelo pouze k minimálním rozdílům, které neměly na získané hodnoty významný vliv.

V Tab. 19 je uvedeno, o kolik procent byl maximální tahový výkon traktoru s převodovkou CMATIC pro jednotlivé jezdové rychlosti a huštění pneumatik nižší, než v případě traktoru HEXASHIFT. Z těchto hodnot byla následně vypočtena příslušná průměrná hodnota.

Tab. 19 Procentuální rozdíl v tahovém výkonu pro jednotlivá huštění kol a rychlosti traktoru

Rychlost -	Huštění pneumatik			Průměr -
	100 kPa	150 kPa	220 kPa	
5 km·h ⁻¹	24,6 %	23,3 %	21,9 %	23,3 %
7,6 (8) km·h ⁻¹	23,8 %	22,2 %	25,5 %	23,8 %
10,7 (11) km·h ⁻¹	19,2 %	16,4 %	20,5 %	18,7 %
12 km·h ⁻¹	19,8 %	18,4 %	22,3 %	20,2 %

Tab. 20 pak uvádí, o kolik procent se lišila hodnota minimální měrné tahové spotřeby paliva traktoru CMATIC oproti traktoru HEXASHIFT pro jednotlivá huštění pneumatik. Jednotlivé procentuální rozdíly byly následně opět zprůměrovány.

Tab. 20 Procentuální rozdíl měrné tahové spotřeby pro jednotlivé huštění pneumatik

	Huštění pneumatik			Průměr -
	100 kPa	150 kPa	220 kPa	
Rozdíl v měrné spotřebě paliva	21,7 %	19,7 %	23,5 %	21,6 %

Z Tab. 19 je patrné, že traktor vybavený převodovkou CMATIC dosahuje při shodných jezdových rychlostech za daných podmínek v průměru o 18,7 % - 23,8 % nižších tahových výkonů, než traktor s převodovkou HEXASHIFT. Obdobně traktor CMATIC vykazuje v průměru o 21,6 % vyšší měrnou tahovou spotřebu v oblasti maximálního tahového výkonu.

ZÁVĚR

Diplomová práce se zabývá vlivy dvou vybraných typů převodového ústrojí na tahové vlastnosti traktoru Claas Arion 640. V práci byl pomocí kinematických a funkčních schémat podrobně vysvětlen princip funkce zkoumaných převodových ústrojí. Dále byla rozebrána metodika měření jednotlivých parametrů traktorů. Naměřené hodnoty byly následně graficky a tabulkově zpracovány a dosažené výsledky diskutovány.

Měření tahových vlastností traktorů probíhalo pro tři různá huštění pneumatik 100 kPa, 150 kPa a 220 kPa. Pro každé jednotlivé huštění pneumatik proběhlo měření vybraných parametrů při čtyřech jezdových rychlostech traktoru. Pro traktor vybavený převodovkou HEXASHIFT byly tyto rychlosti $5 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$, $7,6 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$, $10,7 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ a $12 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$. V případě traktoru s převodovkou CMATIC pak $5 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$, $8 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$, $11 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ a $12 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$. Pro každou jezdovou rychlost bylo provedeno šest až devět měření s rozdílnou tahovou silou. Získané hodnoty tahových vlastností obou traktorů pak byly vzájemně porovnány.

Při huštění pneumatik 100 kPa a jezdové rychlosti $5 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ byla naměřená hodnota maximálního tahového výkonu traktoru HEXASHIFT o 24,8 kW vyšší, než v případě traktoru s převodovkou CMATIC. Při rychlosti $7,6 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ (resp. $8 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$) činil tento rozdíl dokonce 26,8 kW. Při jezdové rychlosti $10,7 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ ($11 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$) byl rozdíl mezi hodnotami maximálního tahového výkonu 20,4 kW a při nejvyšší měřené rychlosti $12 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ 20,9 kW. V průměru se tak při huštění pneumatik 100 kPa jednalo o rozdíl mezi maximálními tahovými výkony o 23,2 kW. Nejnižší naměřená hodnota měrné tahové spotřeby, ležící podle očekávání v oblasti maximálního tahového výkonu, byla v případě traktoru s převodovkou HEXASHIFT o $68 \text{ g}\cdot\text{kW}^{-1}\cdot\text{h}^{-1}$ nižší, než u traktoru vybaveného převodovkou CMATIC.

Pro případ, kdy byly pneumatiky nahuštěny na tlak 150 kPa, byly dosažené výsledky velmi podobné jako pro huštění na tlak 100 kPa. Při rychlosti $5 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ činil rozdíl tahových výkonů 22,9 kW. Hodnota 24,9 kW pak byla naměřena pro jezdovou rychlost $7,6 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ ($8 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$). Menších rozdílů hodnot maximálního tahového výkonu dosahovaly traktory při rychlostech $10,7 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ ($11 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$) a $12 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$. V těchto případech se jednalo o hodnoty 17,2 kW a 19,6 kW. Průměrný rozdíl tahových výkonů pak pro jednotlivé jezdové rychlosti při huštění 150 kPa činil 21,2 kW. Traktor s převodovkou CMATIC vykazoval opět vyšší měrnou tahovou spotřebu, než traktor HEXASHIFT, v tomto případě o $56 \text{ g}\cdot\text{kW}^{-1}\cdot\text{h}^{-1}$.

Pro huštění pneumatik na tlak 220 kPa a rychlost $5 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ byl u traktoru CMATIC naměřen o 20,6 kW nižší tahový výkon, než u traktoru HEXASHIFT. Největšího rozdílu bylo naměřeno v případě rychlosti $7,6 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ (resp. $8 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$), a sice 28,2 kW. O hodnotu 22,5 kW byl pak naměřen vyšší tahový výkon u traktoru s převodovkou HEXASHIFT při jezdové rychlosti $10,7 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ (resp. $11 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$). Při rychlosti $12 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ rozdíl činil 24,7 kW. Průměrná hodnota rozdílu tahových výkonů obou traktorů se v tomto případě rovnala 24 kW. Obdobně, jako v předchozích dvou případech huštění pneumatik, se i zde lišila měrná tahová spotřeba v oblasti maximálního tahového výkonu. Tentokrát byla spotřeba naměřena u traktoru CMATIC o $78,2 \text{ g}\cdot\text{kW}^{-1}\cdot\text{h}^{-1}$ vyšší, než u traktoru HEXASHIFT.

Celkově lze říci, že traktor vybavený převodovkou HEXASHIFT dosahoval pro všechny měřené případy vyšších tahových výkonů a nižší měrné tahové spotřeby paliva, než traktor s převodovkou CMATIC. Tento rozdíl byl dán zejména podmínkami, v nichž měření probíhalo. Vzhledem k rovinnému úseku, kde nebylo během měření zapotřebí měnit převodové stupně, bylo z hlediska celkové bilance výhodnější využití mechanické převodovky. V podmín-

kách, kdy dochází ke konstantnímu zatížení, vykazuje mechanický převod výrazně vyšší účinnost, než převod hydromechanický. V průměru se tak jednalo o přibližně dvacetiprocentní rozdíl mezi naměřenými hodnotami tahových výkonů a měrných tahových spotřeb, což má podstatný vliv na efektivitu a ekonomiku provozu traktoru.

Z výsledků je rovněž patrné, že huštění pneumatik nemělo na tahové vlastnosti traktorů významný vliv. To bylo dáno zejména parametry dráhy, na níž měření probíhalo. Vzhledem k asfaltovému povrchu docházelo i v oblastech maximálních tahových sil pouze k nepříliš významnému prokluzu kol, nejvýše 18,1 % pro traktor HEXASHIFT při huštění 220 kPa a 10,3 % pro traktor CMATIC při huštění kol 150 kPa. Tato hodnota dokonce neodpovídá předpokladu, že k nejvyššímu prokluzu (nejnižší přilnavosti kol) dochází při nejvyšším nahuštění pneumatik. Při zvyšující se zátěži tak již nedocházelo k navýšení prokluzu kol, ale k zastavení spalovacího motoru traktoru. U traktoru CMATIC nečinil celkový rozdíl v prokluzu kol více, než 3 %, tuto odlišnost tak lze přičíst nepřesnosti měření prokluzu. Podobně u traktoru HEXASHIFT je opět nutné uvažovat nepřesnosti měření. Právě při huštění 220 kPa byla po proložení dat prokluzu kol a následném použití regresní analýzy zjištěna poměrně nízká hodnota koeficientu determinace 0,671. Z grafu je zřejmé, že skutečné hodnoty prokluzu kol se tak pohybovaly níže, než již zmiňovaná naměřená hodnota 18,1 %.

Bylo prokázáno, že volba převodovky má významný vliv na tahové vlastnosti traktoru. Nelze však jednoznačně prohlásit, že jeden typ převodového ústrojí je výhodnější, než druhý. Při volbě převodového ústrojí traktoru by měly být zohledněny pořizovací a provozní náklady, stejně jako by měly být uváženy budoucí pracovní podmínky stroje. V případech, kdy není potřeba často měnit převodové stupně, tedy například při jízdě po rovinném terénu, je výhodnější využití mechanické převodovky, než hydrostatické.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] BAUER, František. *Traktory a jejich využití*. 2. Vyd. Praha: Profi Press, 2013. ISBN 978-80-86726-52-6.
- [2] BAUER, František a Igor RYŠAVÝ. *Hydraulické systémy mechanizačních prostředků*. Brno: VŠZ, 1980.
- [3] SEDLÁK, Pavel. *Traktorová převodovka CLAAS s šestistupňovým násobičem točivého momentu*. Brno: Mendelova zemědělská a lesnická univerzita, 2016, Studijní opory.
- [4] SEDLÁK, Pavel. *Plynulá převodovka CLAAS EQ 200*. Brno: Mendelova zemědělská a lesnická univerzita, 2016, Studijní opory.
- [5] TŮMOVÁ, Gabriela. *Převodná ústrojí motorových vozidel*. Praha: České vysoké učení technické, 2011. ISBN 978-80-01-04855-9
- [6] DUPAL, Jan. *Dynamika rotačního pohybu*. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni. [online]. 2017 [2017-05-26]. Dostupné z: https://www.kme.zcu.cz/byrtus/MECH3/MECH3_p1.pdf
- [7] Claas Academy. *Transmission – EQ200 Hydraulic part*. 10-2014, Presentation
- [8] Claas Academy. *Transmission – EQ200 Mechanical part*. 12-2014, Presentation
- [9] Claas. *The new ARION – Specifications*. [online]. 2017 [cit. 2017-05-26]. Dostupné z: <http://app.claas.com/2012/arion/en/entdecken/technischdaten.php>
- [10] TractorData. *Claas Arion 640*. [online]. 2015 [cit. 2017-05-26]. Dostupné z: <http://www.tractordata.com/farm-tractors/006/5/7/6578-claas-arion-640.html>
- [11] CLAAS. *HEXASHIFT. Efficient powershift transmission*. [online]. 2017 [cit. 2017-05-26]. Dostupné z: <http://www.claas.cz/cl-pw-en/products/tractors/arion650-600-530-500/engine-drivetrain/hexashift-transmission>
- [12] CLAAS. *CMATIC. Simple, convenient and continuously variable*. [online]. 2017 [cit. 2017-05-26]. Dostupné z: <http://www.claas.cz/cl-pw-en/products/tractors/arion650-600-530-500/engine-drivetrain/cmatic-transmission>
- [13] CLAAS KGaA mbH. *Arion DataRaw*. [online]. 2017 [cit. 2017-05-26]. Dostupné z: <http://www.claas.cz/blueprint/servlet/blob/628280/8a7919c0d6de8e7ac1d085cdb3d004df/250914-dataRaw.pdf>
- [14] CLAAS KGaA mbH. *Tractors ARION*. [online]. 2017 [cit. 2017-05-26]. Dostupné z: <http://www.claas.cz/blueprint/servlet/blob/628278/c1ea06d46afaef164698de4910c88306/248703-dataRaw.pdf>
- [15] Google Mapy. *Satelitní mapa*. [online]. 2017 [cit. 2017-05-26]. Dostupné z: <https://www.google.cz/maps/@48.9186138,16.3691396,945m/data=!3m1!1e3>

- [16] National Instruments. *Analog and Digital I/O With CompactRIO: The Ultimate Multi-purpose Controller*. [online]. 2017 [cit. 2017-05-26]. Dostupné z: <http://www.ni.com/white-paper/53031/en/>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

F_t	[kN]	tahová síla
i_{2P}	[–]	výsledný převodový poměr dvoustupňového planetového převodu
i_4	[–]	výsledný převodový poměr čtyřstupňové roboticky řazené převodovky
i_{4PS}	[–]	výsledný převodový poměr modulu 4PS
i_6	[–]	výsledný převodový poměr šestistupňového násobiče
i_A	[–]	výsledný převodový poměr převodového stupně A
i_B	[–]	výsledný převodový poměr převodového stupně B
i_C	[–]	výsledný převodový poměr převodového stupně C
i_{celk}	[–]	výsledný převodový poměr
i_{ckA}^u	[–]	převodový poměr planetového převodu A při přenosu točivého momentu z centrálního kola na korunové kolo při zastaveném unášeči
i_{ckB}^u	[–]	převodový poměr planetového převodu B při přenosu točivého momentu z centrálního kola na korunové kolo při zastaveném unášeči
i_D	[–]	výsledný převodový poměr převodového stupně D
i_{HEXA}	[–]	výsledný převodový poměr převodovky HEXASHIFT
i_{kc}^u	[–]	převodový poměr planetového převodu při přenosu točivého momentu z korunového kola na centrální kolo při zastaveném unášeči
i_{kCA}^u	[–]	převodový poměr planetového převodu A při přenosu točivého momentu z korunového kola na centrální kolo při zastaveném unášeči
i_{kCB}^u	[–]	převodový poměr planetového převodu B při přenosu točivého momentu z korunového kola na centrální kolo při zastaveném unášeči
i_{ku}^c	[–]	převodový poměr planetového převodu při přenosu točivého momentu z korunového kola na unášeč při zastaveném centrálním kole
i_{kuA}^c	[–]	převodový poměr planetového převodu A při přenosu točivého momentu z korunového kola na unášeč při zastaveném centrálním kole
i_{kuB}^c	[–]	převodový poměr planetového převodu B při přenosu točivého momentu z korunového kola na unášeč při zastaveném centrálním kole
I_o	[kg·m ²]	osový moment setrvačnosti
i_{uc}^k	[–]	převodový poměr planetového převodu při přenosu točivého momentu z unášeče na centrální kolo při zastaveném korunovém kole
i_{uk}^c	[–]	převodový poměr planetového převodu při přenosu točivého momentu z unášeče na korunové kolo při zastaveném centrálním kole
m_{pe}	[g·kW ⁻¹ ·h ⁻¹]	měrná spotřeba paliva
M_{pH}	[kg·h ⁻¹]	hodinová spotřeba paliva
m_{pt}	[g·kW ⁻¹ ·h ⁻¹]	tahová spotřeba paliva
M_t	[N·m]	točivý moment motoru
n	[min ⁻¹]	otáčky motoru
n_s	[–]	skutečný počet otáček kol

n_t	[-]	teoretický počet otáček kol
P	[kW]	výkon motoru
P_t	[kW]	tahový výkon
P_z	[W]	výkon potřebný na urychlení rotačních částí
Q_H	[l·h ⁻¹]	hodinová spotřeba paliva
r_d	[m]	dynamický poloměr kola
s	[m]	dráha
t	[s]	čas
T	[°C]	teplota paliva
v	[m·s ⁻¹]	pojezdová rychlost traktoru
v_p	[m·s ⁻¹]	rychlost traktoru
z_{17}	[-]	počet zubů ozubeného kola 17
z_{30}	[-]	počet zubů ozubeného kola 30
z_{32}	[-]	počet zubů ozubeného kola 32
z_{37}	[-]	počet zubů ozubeného kola 37
z_{47}	[-]	počet zubů ozubeného kola 47
z_{49}	[-]	počet zubů ozubeného kola 49
z_{53}	[-]	počet zubů ozubeného kola 53
z_{61}	[-]	počet zubů ozubeného kola 61
z_c	[-]	počet zubů centrálního kola planetového převodu
z_{cA}	[-]	počet zubů centrálního kola planetového převodu A
z_{cB}	[-]	počet zubů centrálního kola planetového převodu B
z_k	[-]	počet zubů korunového kola planetového převodu
z_{kA}	[-]	počet zubů korunového kola planetového převodu A
z_{kB}	[-]	počet zubů korunového kola planetového převodu B
z_n	[-]	počet zubů daného ozubeného kola v záběru
δ	[-]	prokluz kol
ε	[rad·s ⁻²]	úhlové zrychlení
η_c	[-]	celková účinnost přenosu točivého momentu hydrostatického modulu
η_i	[-]	účinnost přenosu točivého momentu i-tého hydrostatického modulu
ρ	[kg·m ⁻³]	hustota paliva
ω_{cA}	[rad·s ⁻¹]	úhlová rychlost otáčení centrálního kola převodu A
ω_{cB}	[rad·s ⁻¹]	úhlová rychlost otáčení centrálního kola převodu B

ω_{kA}	$[\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}]$	úhlová rychlost otáčení korunového kola převodu A
ω_{kB}	$[\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}]$	úhlová rychlost otáčení korunového kola převodu B
ω_{uA}	$[\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}]$	úhlová rychlost otáčení unášeče převodu A
ω_{uB}	$[\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}]$	úhlová rychlost otáčení unášeče převodu B