

UNIVERZITA PARDUBICE
DOPRAVNÍ FAKULTA JANA PERNERA

DIPLOMOVÁ PRÁCE

2010

Bc. Josef Gabriel

Univerzita Pardubice
Dopravní fakulta Jana Pernera

Vliv typu pohonu pojezdu samojízdných nakladačů a
manipulátorů na technicko-ekonomické aspekty jejich provozu

Bc. Josef Gabriel

Diplomová práce

2010

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Josef GABRIEL**
Studijní program: **N3708 Dopravní inženýrství a spoje**
Studijní obor: **Dopravní prostředky-Silniční vozidla**
Název tématu: **Vliv typu pohonu pojezdu samojízdných nakladačů
a manipulátorů na technicko-ekonomické aspekty jejich
provozu**
Zadávací katedra: **Katedra dopravních prostředků a diagnostiky**

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

1. Koncepční řešení pohonu pojezdu - porovnání složitosti uspořádání, náročnosti na obsluhu a údržbu.
2. Statické charakteristiky porovnávaných typů pohonu.
3. Porovnání zatížení spalovacího motoru.
4. Porovnání ekonomické náročnosti.
5. Porovnání pojezdů při konkrétním nasazení (stejná práce na stejném místě ve stejnou dobu např. nakládání materiálu)
6. Závěr s vyhodnocením, který typ pojezdu je vhodný při použití v jakých podmínkách.

Rozsah grafických prací:

Rozsah pracovní zprávy:

Forma zpracování diplomové práce: **tištěná**

Seznam odborné literatury:

(1) SYROVÝ OTAKAR A KOLEKTIV: Doprava v zemědělství, Nakladatelství PROFI PRESS, Rok vydání 2008, ISBN 978-80-86726-30-4

Vedoucí diplomové práce:

prof. Ing. Josef Koreis, CSc.
Katedra dopravních prostředků a diagnostiky

Datum zadání diplomové práce: **26. února 2010**

Termín odevzdání diplomové práce: **24. května 2010**



prof. Ing. Bohumil Culek, CSc.

děkan

L.S.



doc. Ing. Miroslav Tesař, CSc.

vedoucí katedry

dne

Prohlašuji:

Tuto práci jsem vypracoval samostatně. Veškeré literární prameny a informace, které jsem v práci využil, jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

Byl jsem seznámen s tím, že se na moji práci vztahují práva a povinnosti vyplývající ze zákona č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména se skutečností, že Univerzita Pardubice má právo na uzavření licenční smlouvy o užití této práce jako školního díla podle § 60 odst. 1 autorského zákona, a s tím, že pokud dojde k užití této práce mnou nebo bude poskytnuta licence o užití jinému subjektu, je Univerzita Pardubice oprávněna ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které vytvoření díla vynaložila, a to podle okolností až do jejich skutečné výše.

Souhlasím s prezenčním zpřístupněním své práce v Univerzitní knihovně.

V Pardubicích dne 24.5 2010

Josef Gabriel

Poděkování

Na tomto místě bych rád poděkoval panu Prof., Ing. Josefu Koreisovi, CSc., vedoucímu mé diplomové práce, za cenné rady a věnovaný čas při vzniku této práce. Dále bych rád poděkoval rodině za trpělivost a podporu při mém studiu.

ANOTACE

Tato diplomová práce je zaměřena na porovnání hydrostatického a hydrodynamického typu pohonu u nakladačů a manipulátorů. Součástí práce je rozbor zaměřený na koncepční uspořádání včetně porovnání náročnosti na obsluhu, údržbu a ekonomické srovnání všech provozních požadavků včetně rozboru možných poruch a cen náhradních dílů. Nedílnou součástí této práce je porovnání jednotlivých typů pohonů při provozu a vyhodnocení naměřených a vypočtených hodnot.

KLÍČOVÁ SLOVA

Hydrostatický typ pohonu, Hydrodynamický měnič, hydrogenerátor, hydromotor, nakladač, teleskopický manipulátor

TITTLE

This diploma thesis is confrontation between hydrostatic and torque converter drive in self propelled loaders and telescopic handlers. In this work are analyses of conceptual form including comparing operators exigence, service exigence and economical compares of all operations requirements including analysis of potential failures and prices of spare parts. Integral part of this work is comparing each type of drive in operations and interpretation of measuring and calculation data.

KEYWORDS

Hydrostatic drive, Torque converter, hydrogenerator, hydraulic motor, loader, telescopic handler

OBSAH

1. Koncepční řešení uspořádání pohonu jezdce	8
1.1 Hydrostatické převody	8
1.1.1 Hydrogenerátor	9
1.1.2 Neregulační hydrogenerátor NHG	9
1.1.3 Regulační hydrogenerátor RHG	10
1.1.4 Hydromotor	11
1.1.5 Neregulační hydromotor NHM	12
1.1.7 Hydrostatický převod složený z RHG a NHM	13
1.1.8 Hydrostatický převod složený z RHG a RHM	16
1.2 Hydrodynamický měnič momentu	17
1.3 Porovnávané přenosové systémy	20
1.4 Porovnání reverzační schopnosti	21
1.5 Základní diagnostické metody	23
1.6 Porovnání náročnosti na obsluhu a údržbu vybraných pohonů	30
2 Statické charakteristiky porovnávaných typů pohonů	33
2.1 Charakteristiky hydrostatického převodu pohonu nakladače	33
2.2 Charakteristiky Hydrodynamického měniče	35
3. Porovnání zatížení spalovacího motoru	38
2.1 Porovnání využitelnosti výkonu spalovacího motoru při těžbě	38
4. Porovnání ekonomické náročnosti	42
4.1 Porovnání ekonomické náročnosti na údržbu	42
4.2 Ekonomická náročnost náhradních dílů v případě poruchy	44
5. Porovnání jezdů při konkrétním nasazení	47
5.1 Technické parametry manipulátoru Manitou MLT 523 T	48
5.2 Technické parametry manipulátoru Manitou MLT 627 T	50
5.3 Naměřené a vypočtené hodnoty manipulátoru MLT 523 T	52
5.4 Naměřené a vypočtené hodnoty manipulátoru MLT 627 T	55
5.5 Porovnání jezdů při konkrétním nasazení	57
6. Závěr	60
SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	62

1. Koncepční řešení uspořádání pohonu pojezdu

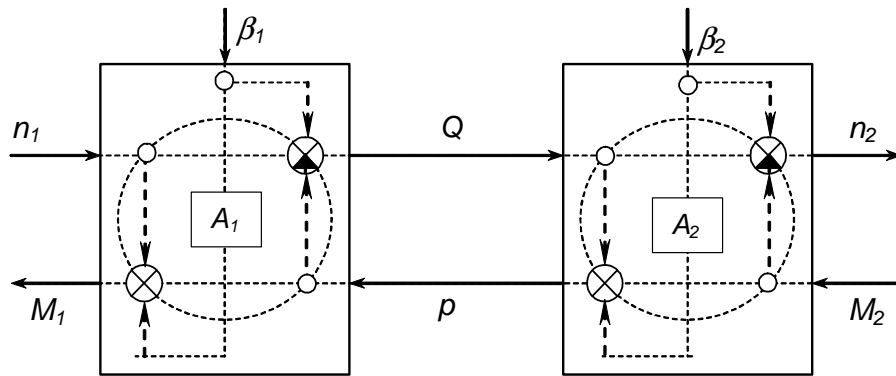
Hydraulické převody jsou převodové systémy vyznačující se tím, že mezi vstupem a výstupem systému je přenášeny výkon hydraulický. Tyto hydraulické převody obsahují přenosové prvky pro transformaci druhu přenášeného výkonu.

1.1 Hydrostatické převody

Hydrostatické převody jsou v praxi velmi často využívány u mobilních pracovních strojů jako pojezdový mechanismus. Využití nalézá například u rýpadel, nakladačů či dozerů. U nakladačů je pracovní mechanismus v činnosti při rozrušování a nabírání zeminy a při vykládce zeminy na vyhrazené místo.

Řízený hydrostatický převod je v činnosti po celou dobu pracovního cyklu nakladače a využívá se i pro přemístění nakladače mezi jednotlivými místy nakládek. Z časového hlediska je pracovní doba činnosti hydrostatického převodu v pojezdovém systému nakladače několikanásobně delší, než doba provozu hydraulického pracovního mechanismu. Z toho důvodu se věnuje větší pozornost diagnostice řízeného hydrostatického převodu v pojezdových mechanismech mobilních pracovních strojů.

Na obr.1 je znázorněný obecný model hydrostatického převodu, který je složený z hydrogenerátoru a hydromotoru. Hydrogenerátor je primárním přenosovým prvkem, jenž transformuje vstupní mechanický výkon $M_1 \cdot \omega_1$ na výstupní hydraulický výkon $Q \cdot p$. Z hydrogenerátoru je dále veden hydraulickým vedením hydraulický olej do hydromotoru, který je sekundárním přenosovým prvkem. Hydromotor transformuje vstupní hydraulický výkon $Q \cdot p$ na výstupní mechanický výkon $M_2 \cdot \omega_2$. Pro hydrogenerátor a hydromotor byl zaveden společný název hydrostatický převodník.



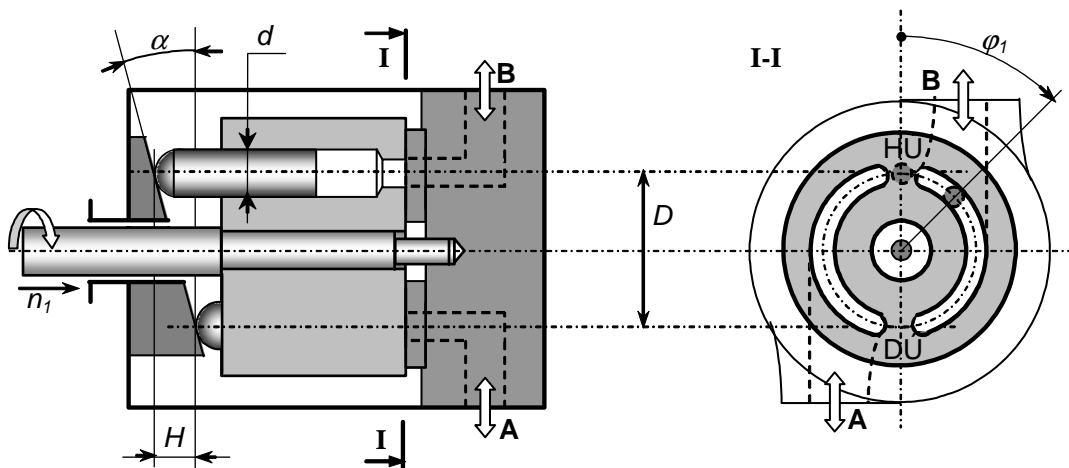
Obr.1 Obecný model složeného převodu s hydraulickým vazbovým výkonem

1.1.1 Hydrogenerátor

Hydrogenerátor je přímo připojen ke spalovacímu motoru a má za úkol převádět moment spalovacího motoru a jeho otáčky (tzn. mechanické veličiny) na tlak a průtok (tzn. hydraulické veličiny). Koncepční řešení hydrogenerátoru lze dále rozdělit na neregulační hydrogenerátor a regulační hydrogenerátor.

1.1.2 Neregulační hydrogenerátor NHG

Neregulační hydrogenerátory (NHG) je nejčastěji reprezentován axiálním pístovým neregulačním hydrogenerátorem na obr.2.



Obr.2 Zjednodušený řez axiálním pístovým NHG

V axiálním neregulačním hydrogenerátoru jsou axiálně posuvně uloženy písty. Písty se opírají o šikmou opěrnou desku, skloněnou pod úhlem α . Za jednu polovinu otáčky se jeden píst přemístí z horní úvrati do dolní úvrati a přitom se axiálně posune o celý zdvih $H=D \cdot \text{tg } \alpha$.

V generátorovém i motorovém režimu bude výtlačný zdvih do výstupního kanálu B. V generátorovém režimu bude výstupní kanál B napojen na vysokotlakou větev a v motorovém režimu bude výstupní kanál B napojen na nízkotlakou větev. Za celou jednu otáčku jeden píst vykoná výtlačný i plnicí zdvih. Teoretický objem kapaliny přemístěný za jednu otáčku ze vstupu A na výstup B je tedy:

$$V_H(\alpha) = z \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot D \cdot \operatorname{tg}(\alpha) = z \cdot S_G \cdot H(\alpha) \quad (1)$$

Kde: z - počet pístů

d - průměr pístu

D - průměr roztečné kružnice uložení pístů rotoru

H - zdvih pístu

Pro maximální zdvih pístu a geometrický objem neregulačního hydrogenerátoru pak platí vztah:

$$H_{\max} = D \cdot \operatorname{tg}(\alpha) = \operatorname{konst.}; \quad V_{\max} = z \cdot S_G \cdot H_{\max} = V_g = \operatorname{konst.} \quad (2)$$

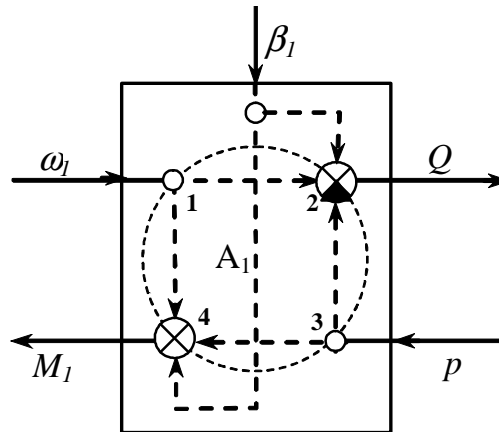
1.1.3 Regulační hydrogenerátor RHG

Regulační hydrogenerátor má opěrnou desku výkyvnou s možností měnit úhel sklonu od $-\alpha_{\max}$ přes nulovou hodnotu do $+\alpha_{\max}$. Základní geometrický objem regulačních převodníků je totožný s maximální hodnotou proměnného geometrického objemu a označuje se V_g . Proměnný geometrický objem RHG je potom:

$$V_H(\alpha) = S \cdot z \cdot D \cdot \operatorname{tg}(\alpha) = S \cdot z \cdot D \cdot \operatorname{tg}(\alpha_{\max}) \frac{\operatorname{tg}(\alpha)}{\operatorname{tg}(\alpha_{\max})} = V_g \frac{\operatorname{tg}(\alpha)}{\operatorname{tg}(\alpha_{\max})} = V_g \cdot \beta_1 \quad (3)$$

β_1 je bezrozměrná řídicí veličina, která je definována vztahem:

$$\beta_1 = \frac{\operatorname{tg}(\alpha)}{\operatorname{tg}(\alpha_{\max})} = \frac{H(\alpha)}{H_{\max}} = \frac{V_H(\alpha)}{V_{H\max}} = \frac{V_H(\alpha)}{V_g} \quad (4)$$



Obr.3 Obecný model RHG

Na obr.3 je znázorněn obecný model regulačního hydrogenerátoru. V hydrostatickém převodu mají parametry hydrogenerátoru index 1 a parametry hydromotoru index 2. Řízený geometrický objem hydrogenerátoru je teoretický objem kapaliny dodaný do obvodu za jednu otáčku rotoru.

$$V_{H1}(\alpha) = V_{g1} \cdot \beta_1 ; \quad \beta_1 \in \langle -1; 0; 1 \rangle \quad (5)$$

Při počtu otáček n_1 vstupního hřídele RHG je teoretický průtok:

$$Q_T = V_{g1} \cdot \beta_1 \cdot n_1 = \frac{V_{g1}}{2\pi} \cdot \beta_1 \cdot \omega_1 \quad (6)$$

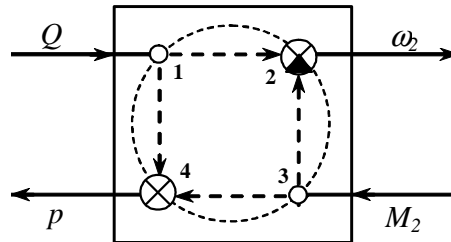
Z rovnováhy výstupních veličin p , Q jsou definovány teoretické hodnoty hydrogenerátoru. Vstupní veličiny M_1 a β_1 jsou skutečné vnější veličiny, nezávislé na vlastnostech řízeného hydrogenerátoru.

1.1.4 Hydromotor

Dalším prvkem u hydrostatického typu pohonu je hydromotor, který naopak od hydrogenerátoru převádí hydraulické veličiny na mechanické. Stejně jako hydrogenerátor je i hydromotor rozdělen na regulační hydromotor a neregulační.

1.1.5 Neregulační hydromotor NHM

Každý hydrostatický převodník může pracovat v generátorovém i motorovém režimu. Neregulační hydrogenerátor obr.2 se změní na neregulační hydromotor (NHM), když se změní směr přenosu výkonu. Tedy, když se zamění vstupní a výstupní výkonové veličiny. Obecný model neregulačního hydromotoru je na obr.4.



Obr.4 Obecný model NHM

Vyjádření vstupních veličin neregulačního hydromotoru je stejné jako vyjádření teoretických výstupních veličin neregulačního hydrogenerátoru. Mění se pouze indexy a teoretické hodnoty jsou opět definovány jen pro výstupní veličiny.

Neregulační hydromotor má trvale $\beta_2=1$ a pro teoretické hodnoty výstupních veličin platí:

$$\omega_{2T} = 2\pi \cdot n_{2T} = \frac{2\pi}{V_{g2}} \cdot Q, \quad p_T = \frac{V_{g2}}{2\pi} \cdot M_2 \quad (7)$$

1.1.6 Regulační hydromotor RHM

Stejně jako u neregulačního hydromotoru je i u regulačního hydromotoru vyjádření teoretických výstupních veličin stejné jako u regulačního hydrogenerátoru, ovšem se změněnými indexy.

Pro veličiny řízeného hydromotoru formálně platí:

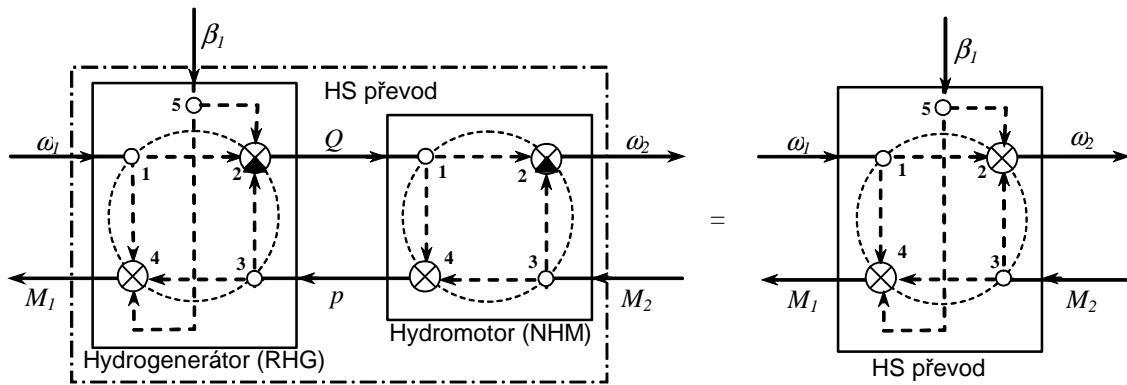
$$Q = V_{g2} \cdot \beta_2 \cdot n_{2T} = \frac{V_{g2}}{2\pi} \cdot \beta_2 \cdot \omega_{2T} \quad (8)$$

Z rovnováhy teoretických výkonů na vstupu a výstupu regulačního hydrogenerátoru plyne:

$$M_2 \cdot \omega_{2T} = Q \cdot p_T = \frac{V_{g2}}{2\pi} \cdot \beta_2 \cdot \omega_{2T} \cdot p_T, \quad \Rightarrow M_2 = \frac{V_{g2}}{2\pi} \cdot \beta_2 \cdot p_T \quad (9)$$

1.1.7 Hydrostatický převod složený z RHG a NHM

V praxi lze pro hydrostatický převod použít více druhů zapojení. Mezi ně patří převod složený z řízeného hydrogenerátoru a neřízeného hydromotoru, jehož zapojení je na obr.5.



Obr.5 Obecný model aplikovaný na HS převod a jeho zjednodušený makromodel.

U všech typů zapojení hydrostatických převodů se posuzuje především jeho účinnost. Celková účinnost převodu se skládá ze dvou složek a to z účinnosti hydrogenerátoru a účinnosti hydromotoru.

Průtoková účinnost řízeného hydrogenerátoru je definována vztahem:

$$\eta_Q = \frac{Q}{Q_T} = \frac{Q_T - \sum \Delta Q_Z}{Q_T} = 1 - \frac{\sum \Delta Q_Z}{Q_T} \quad (10)$$

kde $\sum \Delta Q_Z$ je součet průtokových ztrát, závislých na všech třech vstupních veličinách řízeného hydrogenerátoru.

$$\sum \Delta Q_Z = \Delta Q_{Z12}(\omega_1) + \Delta Q_{Z52}(\beta_1) + \Delta Q_{Z32}(p) \quad (11)$$

Momentová, neboli mechanická účinnost řízeného hydrogenerátoru je definována vztahem:

$$\eta_{M1} = \frac{M_{1T}}{M_1} = \frac{M_{1T}}{M_{1T} + \sum \Delta M_Z} \quad (12)$$

kde $\sum \Delta M_Z$ je součet vnitřních pasivních momentů hydrogenerátoru, které se připočítávají k vnějšímu zatížení a jsou závislé na všech třech vstupních veličinách řízeného hydrogenerátoru:

$$\sum \Delta M_Z = \Delta M_{Z14}(\omega_1) + \Delta M_{Z54}(\beta_1) + \Delta M_{Z34}(\rho) \quad (13)$$

Celková účinnost řízeného hydrogenerátoru je potom:

$$\eta_{C1} = \frac{\rho \cdot Q}{\omega_1 \cdot M_1} = \frac{\rho \cdot Q_T \cdot \eta_Q}{\omega_1 \cdot M_{1T} / \eta_{M1}} = \eta_Q \cdot \eta_{M1} \quad (14)$$

Účinnosti řízeného hydrogenerátoru jsou popsány výše, dále bude popsána účinnost neřízeného hydromotoru.

Otáčková účinnost neřízeného hydromotoru:

$$\eta_{n2} = \frac{n_2}{n_{2T}} = 1 - \frac{\sum \Delta n_{Z2}}{n_{2T}} \quad (15)$$

Součet otáčkových ztrát neregulačního hydromotoru je závislý jen na jeho vstupních výkonových veličinách.

$$\sum \Delta n_{Z2} = \Delta n_{Z12}(Q) + \Delta n_{Z32}(M_2) \quad (16)$$

Tlaková, neboli mechanická účinnost hydromotoru je:

$$\eta_{M2} = \frac{\rho_T}{\rho} = \frac{\rho_T}{\rho_T + \sum \Delta \rho_Z} = \frac{M_2}{M_2 + \sum \Delta M_{Z2}} \quad (17)$$

Kde $\sum \Delta \rho_Z$ jsou přírůstky tlaku, potřebného na překonání vnitřních pasivních momentů hydromotoru:

$$\sum \Delta \rho_Z = \Delta \rho_{Z14}(Q) + \Delta \rho_{Z34}(M_2) = \frac{2\pi}{V_{g2}} \sum \Delta M_{Z2} \quad (18)$$

Z těchto vztahů potom plyne vztah pro celkovou účinnost hydromotoru

$$\eta_{C2} = \frac{M_2 \cdot \omega_2}{Q \cdot \rho} = \frac{M_2 \cdot \omega_{2T} \cdot \eta_{n2}}{Q \cdot \rho_T / \eta_{M2}} = \eta_{n2} \cdot \eta_{M2} = \frac{M_2 \cdot (n_{2T} - \sum \Delta n_Z)}{n_{2T} \cdot (M_2 + \sum \Delta M_{Z2})} \quad (19)$$

Teoretické otáčky hydromotoru napájeného vstupním průtokem $Q = Q_T \cdot \eta_Q$ jsou:

$$\omega_{2T} = \frac{2\pi}{V_{g2}} \cdot Q = \frac{2\pi}{V_{g2}} \cdot Q_T \cdot \eta_Q = \frac{V_{g1}}{V_{g2}} \cdot \beta_1 \cdot \omega_1 \cdot \eta_Q \quad (20)$$

Skutečné otáčky na výstupu hydrostatického převodu jsou ještě sníženy otáčkovou účinností neřízeného hydromotoru:

$$\omega_2 = \omega_{2T} \cdot \eta_{n2} = \frac{V_{g1}}{V_{g2}} \cdot \beta_1 \cdot \omega_1 \cdot \eta_Q \cdot \eta_{n2} = \frac{V_{g1}}{V_{g2}} \cdot \beta_1 \cdot \omega_1 \cdot \eta_{nHSP} = \omega_{2T_{HSP}} \cdot \eta_{nHSP} \quad (21)$$

Otáčková účinnost hydrostatického převodu je pak:

$$\eta_{nHSP} = \eta_Q \cdot \eta_{n2} = \frac{\omega_2}{\omega_{2T_{HSP}}} = \frac{V_{g2} \cdot \omega_2}{V_{g1} \cdot \beta_1 \cdot \omega_1} \quad (22)$$

Přitom $n_{2T_{HSP}}$ jsou teoretické výstupní otáčky hydrostatického převodu při jednotkové průtokové účinnosti řízeného hydrogenerátoru ($\eta_Q = 1$) a jednotkové účinnosti hydromotoru ($\eta_{n2} = 1$).

$$\eta_Q = 1, \eta_M = 1 \Rightarrow n_{2T_{HSP}} = \frac{V_{g1}}{V_{g2}} \cdot \beta_1 \cdot n_1 \quad (23)$$

Analogicky se určí závislosti potenciálních veličin. Teoretický výstupní moment řízeného hydrogenerátoru zatíženého tlakem $p = p_T / \eta_{M2}$

$$M_{1T} = \frac{V_{g1}}{2\pi} \cdot \beta_1 \cdot p = \frac{V_{g1}}{2\pi} \cdot \beta_1 \cdot \frac{p_T}{\eta_{M2}} = \frac{V_{g1}}{V_{g2}} \cdot \beta_1 \cdot M_2 \cdot \frac{1}{\eta_{M2}} \quad (24)$$

Skutečný výstupní moment hydrostatického převodu je větší o momentové ztráty řízeného hydrogenerátoru.

$$M_1 = M_{1T} \cdot \frac{1}{\eta_{M1}} = \frac{V_{g1}}{V_{g2}} \cdot \beta_1 \cdot M_2 \cdot \frac{1}{\eta_{M1} \cdot \eta_{M2}} = M_{1T_{HSP}} \cdot \frac{1}{\eta_{MHSP}} \quad (25)$$

Momentová účinnost hydrostatického převodu je pak:

$$\eta_{MHSP} = \frac{M_{1T}}{M_1} = \frac{V_{g1} \cdot \beta_1 \cdot M_2}{V_{g2} \cdot M_1} \quad (26)$$

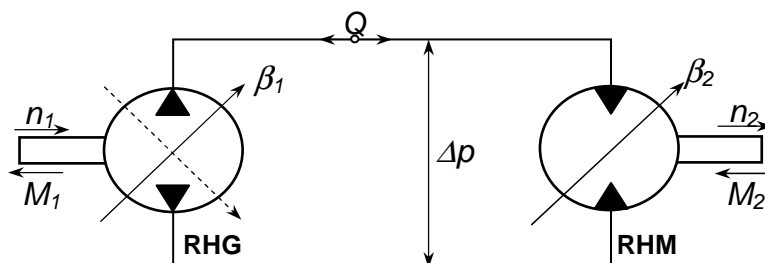
Celková účinnost hydrostatického převodu je:

$$\eta_{CHSP} = \eta_{nHSP} \cdot \eta_{MHSP} = \frac{M_2 \cdot \omega_2}{M_1 \cdot \omega_1} \quad (27)$$

Poslední výraz ve tvaru podílu výstupního a vstupního výkonu se získá dosazením za otáčkovou účinnost podle (22) a momentovou účinnost podle (26).

1.1.8 Hydrostatický převod složený z RHG a RHM

Další možností zapojení hydrostatického převodu je spojení řízeného hydrogenerátoru a řízeného hydromotoru na obr.6.



Obr.6 Hydraulické schéma hydrostatického převodu RHG + RHM

Účinnost regulačního hydrogenerátoru je popsána vztahem (14). Další účinností, která má vliv na účinnost hydrostatického pohonu je účinnost regulačního hydromotoru. Celková účinnost hydrostatického převodu je následující:

$$\eta_C = \frac{P_2}{P_1} = \frac{M_2 \cdot \omega_2}{M_1 \cdot \omega_1} = \frac{i_n}{i_M} = k \cdot i_n = \eta_{nC} \cdot \eta_{MC} \quad (28)$$

Další účinností hydrostatického převodu je celková kinetická účinnost převodu:

$$\eta_{nC} = \eta_Q \cdot \eta_n = \frac{n_2}{n_{2T}} \quad (29)$$

kde η_Q je průtoková účinnost hydrogenerátoru

a η_n je otáčková účinnost hydromotoru

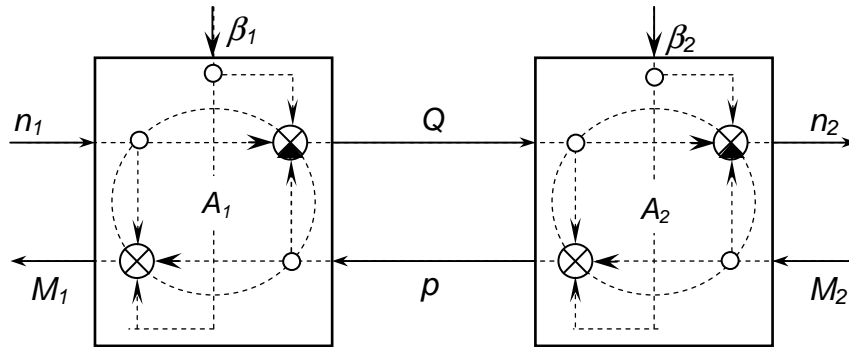
Celková potenciální (mechanická) účinnost hydrostatického převodu je:

$$\eta_{MC} = \eta_{M1} \cdot \eta_{M2} = \frac{M_{1T}}{M_1} \quad (30)$$

kde η_{M1} je momentová (mechanická) účinnost hydrogenerátoru

a η_{M2} je mechanická (hydraulická, či tlaková) účinnost hydromotoru

Aplikace obecného modelu složeného převodu na hydrodynamický převod tvořený regulačním hydrogenerátorem a regulačním hydromotorem je na obr.7

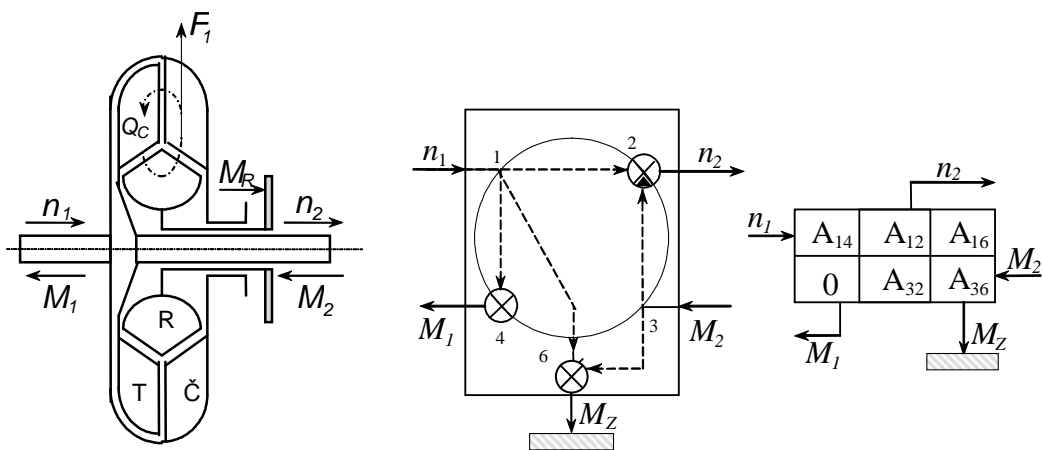


Obr.7 Obecný model složeného převodu s hydraulickým vazbovým

Hydrogenerátor i hydromotor jsou regulační a primární i sekundární převodník má vlastní řídicí veličinu. Z tohoto důvodu není možné sériové zapojení dvou přenosových prvků na obr.7 nahradit jedním makro modelem jako na obr.5.

1.2 Hydrodynamický měnič momentu

Dalším často využívaným typem pohonu dopravním prostředků je hydrodynamický měnič momentu. Schématické znázornění hydrodynamického měniče je na obr.8.



Obr.8 Hydrodynamický měnič a jeho obecný model s incidenční maticí

Pro všechny lopatkové stroje platí momentová věta

$$\sum_{i=1}^m M_{iT} = 0 \quad (31)$$

Hydrodynamický měnič se skládá z turbíny, čerpadla a reaktoru. Protože hydrodynamický měnič má tři lopatková kola, platí podle momentové věty pro momenty na jednotlivých kolech:

$$\text{na čerpadle:} \quad M_1 = M_2 \pm M_R \quad (32)$$

$$\text{na turbíně:} \quad M_2 = M_1 \pm M_R \quad (33)$$

$$\text{na reaktoru:} \quad M_R = M_2 - M_1 \quad (34)$$

kde: M_2 je vnější zatěžovací moment, nezávislý na vlastnostech hydrodynamického měniče, generovaný zátěží a přenesený od zátěže na turbínové kolo hydrodynamického měniče.

M_{1T} je část momentu M_2 přenesená čerpadlovým kolem na hnací motor.

M_R je část momentu M_2 přenesená reaktorem na rám stroje.

Zatěžovací moment M_2 , kterým zátěž působí na turbínu, je vnější, na vlastnostech hydrodynamického měniče nezávislá veličina. Ta se v hydrodynamickém měniči rozděluje mezi čerpadlo a reaktor. Protože reaktor je pevně spojen s nosnou konstrukcí, přenáší se část zatěžovacího momentu M_2 na rám stroje a zbytek se přeneše prostřednictvím čerpadla na hnací motor.

Měnič tak odděluje hnací motor od vlivu proměnného zatížení. Tvarováním lopatek lze dosáhnout toho, že moment M_1 , kterým čerpadlo zatěžuje hnací motor, je naprosto nezávislý na velikosti momentu M_2 , kterým zátěž zatěžuje turbínu. Měnič s touto vlastností se nazývá nepropustný. Čerpadlová charakteristika nepropustného hydrodynamického měniče je závislá pouze na otáčkách hnacího motoru a sním spojeného čerpadla měniče. Na parametrech turbíny je nezávislá. Obecný model v obr.8 je nepropustný hydrodynamický měnič. Potenciální transformační vazba 3→4 chybí a odpovídající parciální charakteristický faktor je nulový. V modelu je doplněn referenční bod 6, který modeluje působení momentu reaktoru na rám stroje a doplňuje i odpovídající sloupec incidenční matice.

Ze vztahu (34) plyne, že při $M_2 > M_1$ je moment reaktoru kladný a při $M_2 < M_1$ bude záporný. Změna směru působení momentu reaktoru na rám stroje se mění v pracovním bodě kde je $M_2 = M_1$. Tento pracovní bod se nazývá „spojkový bod“. V tomto bodě hydrodynamického měniče také platí že $\eta_S = i_S$, kde i_S je kinetický převodový poměr hydrodynamického měniče ve spojkovém bodě.

Pro činnost hydrodynamického měniče platí podmínky:

$$\text{Když } M_2 = 0 \quad \text{pak } n_2 = n_1 \quad (35)$$

$$\text{Když } M_2 > 0 \quad \text{pak } n_2 < n_1 \quad (36)$$

$$\text{Když } M_2 > M_{2\max} \quad \text{pak } n_2 = 0 \quad (37)$$

Podle poslední podmínky (37) hydrodynamický měnič chrání zařízení proti přetížení. Překročí-li zatěžovací moment hodnotu $M_{2\max}$, na kterou je hydrodynamický měnič dimenzován, pak se turbína zastaví a tím se zastaví i celé zařízení připojené ke hřídeli turbíny. Motorové vozidlo vybavené pouze stupňovou mechanickou převodovkou se při přetížení zastaví proto, že se zastaví přetížený spalovací motor. Motorové vozidlo vybavené převodovým systémem obsahujícím hydrodynamický měnič se při přetížení zastaví proto, že se zastaví turbína hydrodynamického měniče.

Pokud bude použit nepropustný hydrodynamický měnič, pak od zátěže oddělený hnací motor bude zatěžován momentem M_1 závislým pouze na otáčkách motoru n_1 . Při konstantních a maximálních otáčkách motoru zatěžuje čerpadlo nepropustného hydrodynamického měniče spalovací motor konstantním momentem, obvykle v pracovním bodě, ve kterém má motor maximální výkon. Protože při přetížení má turbína nulové otáčky, je nulový i výstupní výkon, a proto je nulová i celková účinnost. Podobně při nulovém zatěžovacím momentu v synchronním chodu hydrodynamického měniče je výstupní výkon nulový a proto je nulová i celková účinnost. Při nulové účinnosti se celý výkon hnacího motoru mění na teplo a měrná spotřeba spalovacího motoru (g/kWh) vztažená na užitečný výstupní výkon je nekonečně velká.

Charakteristické parametry hydrodynamického měniče jsou:

$$\text{Kinetický převodový poměr:} \quad i_n = \frac{n_2}{n_1} = \frac{\omega_2}{\omega_1} \quad (38)$$

$$\text{Potenciální převodový poměr:} \quad i_M = \frac{M_1}{M_2} \quad (39)$$

Momentová násobnost:
$$k = \frac{1}{i_M} = \frac{M_2}{M_1} \quad (40)$$

Celková účinnost:
$$\eta_C = \frac{L_2}{L_1} = \frac{M_2 \cdot \omega_2}{M_1 \cdot \omega_1} = k \cdot i_n \quad (41)$$

Momentová násobnost nepůsobí v tom případě, kdy hydrodynamický měnič je spojený s motorem a není připojený k zátěži.

Teoretický moment M_{1T} , kterým čerpadlo hydrodynamického měniče zatěžuje spalovací motor, je kvadraticky závislý na otáčkách motoru podle obecného vztahu:

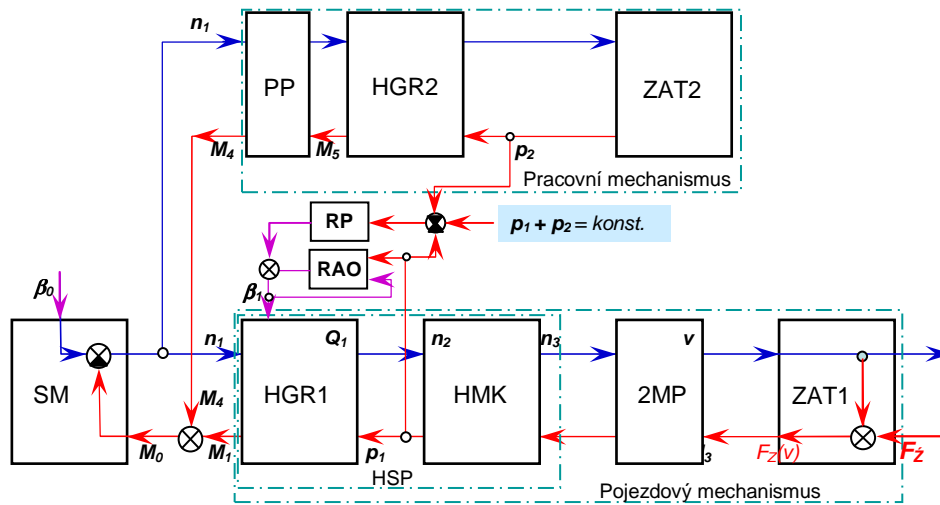
$$M_{1T} = k_{M1} \cdot \omega_1^2 \quad (42)$$

U nepropustného měniče je k_{M1} konstantní momentový koeficient a čerpadlová charakteristika je jediná parabola. Většina hydrodynamických měničů vykazuje částečnou propustnost a čerpadlová charakteristika částečně propustného hydrodynamického měniče není jedna křivka $M_1=f(n_1)$, ale soubor křivek $M_1=f(n_1, i_n)$. Momentový koeficient k_{M1} ve vztahu (42) je obecně závislý na kinetickém převodovém poměru $i_n=n_2/n_1$. Protože při popisu vlastností hydrodynamického měniče se místo momentového převodového poměru používá momentová násobnost, je kinetický převodový poměr jediným převodovým poměrem označovaným i a používá se bez přívlastku. Jestliže je momentový koeficient závislý na převodovém poměru, je také závislý na vstupním momentu M_2 , který má rozhodující vliv na výstupní otáčky n_2 . Hydrodynamický měnič, u kterého je $k_{M1}=f(i)$, se nazývá propustný měnič, protože propouští vliv proměnného zatěžovacího momentu na hnací motor. Hydrodynamický měnič, u kterého je $k_{M1}=konst.$ nezávisle na vstupním zatěžovacím momentu M_2 , se nazývá nepropustný hydrodynamický měnič, protože nepropouští vliv proměnného zatěžovacího momentu M_2 na hnací motor.

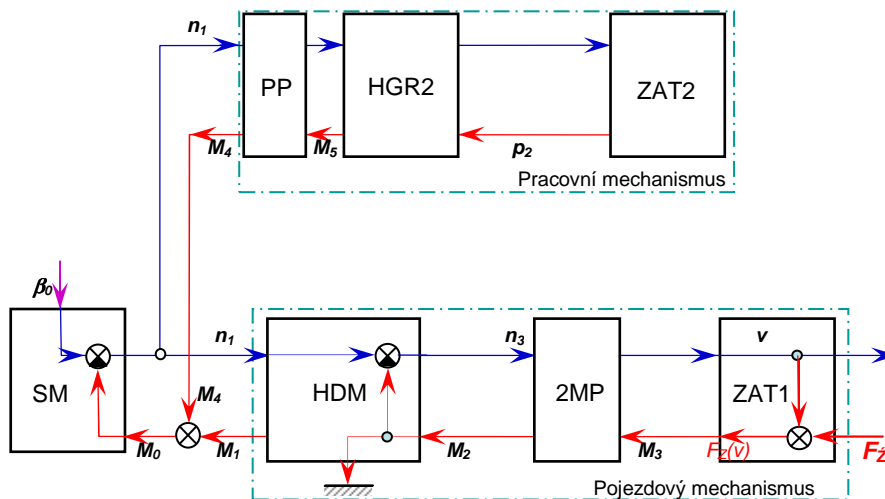
1.3 Porovnávání přenosové systémy

Jeden nakladač bude vybaven řízeným hydrostatickým převodem pro pojezd a neřízeným hydrostatickým pracovním mechanismem. Druhý nakladač bude vybavený hydrodynamickým převodem pro pojezd a stejným hydrostatickým pracovním mechanismem, včetně jeho kinematiky. Oba porovnávané nakladače mají stejný spalovací motor.

Zjednodušené schéma uspořádání přenosového systému nakladače s řízeným hydrostatickým převodem pro jezd stroj je na obr.9, s hydrodynamickým měničem je na obr.10.



obr.9 Přenosový systém nakladače s hydrostatickým typem jezdů



obr.10 Přenosový systém nakladače s hydrodynamickým typem jezdů

1.4 Porovnání reverzační schopnosti

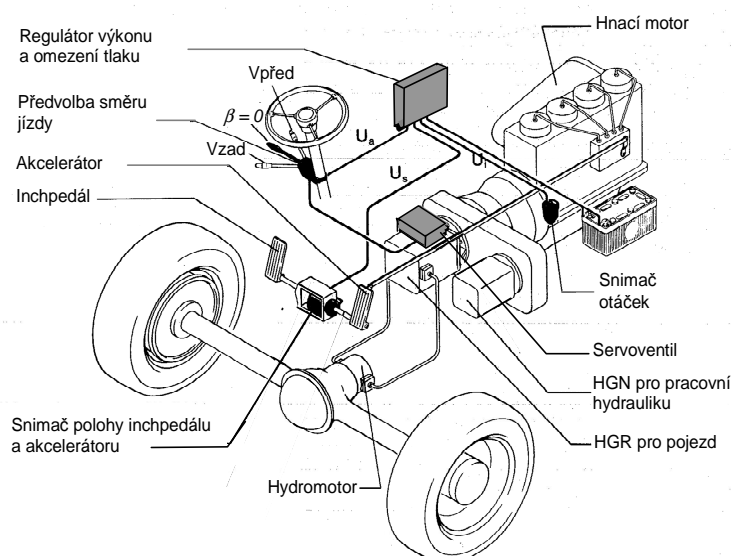
Řízený hydrostatický převod nakladače má 100%ní reverzační schopnost. Maximální rychlost jízdy vpřed i vzad je stejně velká. Převodový poměr hydrostatického převodu platí:

$$i_{HSP} = \frac{n_2}{n_1} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{V_{g1}}{V_{g2}} \cdot \beta_1 \cdot \eta_n \quad \beta_1 \in \langle -1, 0, +1 \rangle \quad (43)$$

Hydraulický obvod hydrostatického pojezdu je chráněn proti přetížení regulátorem tlaku, viz obr.9, který při překročení nastavené požadované hodnoty p_{\max} o libovolně malé převýšení Δp , snižuje hodnotu β_1 proporcionálně k převýšení Δp . Při stanovené hodnotě Δp_{\max} nastaví regulátor tlaku hodnotu $\beta_1=0$ a zastaví přetížený stroj. Přetížení může být statické vnějším zatěžovacím momentem $M_{2\max}$, nebo dynamické, při rozjezdu a brzdění, dynamickým momentem:

$$M_{2D} = J_{\text{Red}} \cdot \frac{d\omega_2}{dt} = M_{2H} - M_{2Z} \quad (44)$$

Regulátor tlaku realizuje řízený rozjezd a řízené brzdění vozidla spojitou změnou převodového poměru. Uspořádání elektrohydraulického řídicího systému hydrostatického pohonu je obr.11.

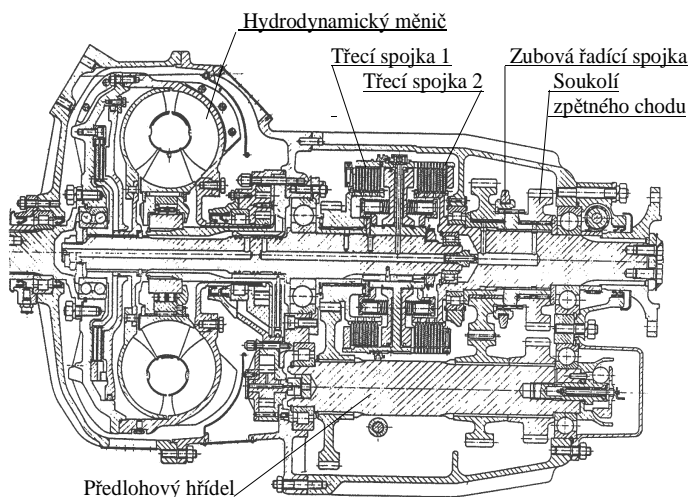


Obr.11 Řídicí systém HSP kolového vozidla.

Pro předvolbu směru jízdy slouží Joy-Stick. Díky řízení rozjezdu a brzdění vozidla regulátorem tlaku lze realizovat radikální reverzaci směru jízdy následujícím způsobem. Při maximálních otáčkách motoru $n_{1\max}$ a maximální rychlosti jízdy v jednom směru lze Joy-Stick skokem přepnout do druhé krajní polohy a předvolit jízdu v opačném směru. Regulátor tlaku na tuto skokovou změnu předvolby směru jízdy reaguje spojitou změnou β_1 od hodnoty $+1$ přes 0 do -1 takovou maximální rychlostí přestavení, aby tlak v obvodu nepřekročil hodnotu p_{\max} . Při spojitě řízené změně $\beta_1 \in \langle +1, 0 \rangle$ je nakladač hydraulicky brzděn až do zastavení a v intervalu $\beta_1 \in \langle 0, -1 \rangle$ se okamžitě rozjede v opačném směru s maximálním možným zrychlením.

Reverzace proběhne v minimální možné době s minimálními nároky na manipulaci obsluhy.

Na obr.12 je uspořádání převodovky Praga M70 s hydrodynamickým měničem.



Obr.12 Hydrodynamická převodovka Praga M70

Hydrodynamický měnič není reverzační. Pro zabezpečení reverzace musí být v převodovce zabudován reverzační mechanický převod. V obr.12 je soukolí pro zpětný chod na výstupu převodovky a zařazení zpětného chodu se provádí přesunutím zubové spojky. Při reverzaci směru jízdy se musí nejprve snížit otáčky motoru na minimální, vozidlo zastavit provozními brzdami, předvolit zubovou spojkou jízdu vpřed, nebo vzad a zvýšením otáček motoru rozjet vozidlo v opačném směru. To trvá relativně dlouho a řidič musí popsanou manipulaci provádět 4x v každém pracovním cyklu. Existují i planetové hydromechanické převodovky, které mají planetový reverzační převod ovládaný třecími lamelovými spojkami (např. převodovky 3PR ZTS Martin). Při reverzaci směru jízdy je ale opět nutné snížit otáčky spalovacího motoru, aby na třecích plochách řadících spojek nebyly překročeny dovolené maximální třecí rychlosti.

1.5 Základní diagnostické metody

Kinetické účinnosti η_Q , η_{n2} a η_{nHSP} s rostoucím opotřebením trvale klesají. Vyhodnocením změn kinetických účinností v reálném čase je možné odhadnout opotřebením kluzných ploch vnitřních konstrukčních částí převodníku, které jsou současně těsnícími plochami.

Potenciální účinnosti η_{M1} , η_{M2} a η_{MHSP} po zahájení provozu nového převodníku nejprve rostou, u dobře zaběhnutého převodníku jsou největší, a potom s rostoucím opotřebením trvale klesají. Náhlý pokles některé z potenciálních účinností signalizuje akutní nebezpečí vzniku poruchy. Jestliže se začne zadírat některý hydraulicky aktivní prvek, např. pracovní píst, nebo čelní rozvod, projeví se to změnami geometrického tvaru kluzných ploch a současným poklesem i kinetické i potenciální účinnosti přenosového prvku. Jestliže se začne zadírat některé ložisko uložení hřídele, projeví se to jen poklesem potenciální účinnosti, bez radikálních změn kinetické účinnosti prvku.

Vyhodnocení změn průběhu účinností RHG vyžaduje měření vstupních veličin β_1 , n_1 , p a měření výstupních veličin Q , M_1 . Vyhodnocení změn průběhu účinností NHM vyžaduje měření vstupních veličin Q , M_2 a výstupních veličin n_2 , p . Pro komplexní diagnostiku stavu HS převodu je třeba měřením sledovat hodnoty vstupních veličin β_1 , n_1 , M_2 výstupních veličin n_2 , M_1 , a vazbových (hydraulických) veličin Q , p . Pro zpracování informací získaných měřením je potřebná elektronická vyhodnocovací jednotka, která vloženým programem může zabezpečovat následující činnosti:

- výpočet okamžitých hodnot teoretických výstupních veličin
- výpočet okamžitých hodnot všech účinností
- výpočet směrnice každé účinnosti v rovnovážném pracovním bodě
- porovnání absolutních hodnot účinností z výsledky z předcházejícího měření
- porovnání směrnic účinností ve stejném rovnovážném pracovním bodě vyhledaném z výsledků některého předcházejícího měření.
- vyhodnocení změn absolutních hodnot a směrnic účinností
- porovnání vyhodnocených výsledků a s uloženými kritickými hodnotami
- vyhodnocení měření jiných diagnostických veličin
- signalizace kritických stavů obsluze

Na zkušebně je možné, a při funkčních zkouškách HS převodníků nutné, realizovat komplexní diagnostiku stavu ověřovaného převodníku.

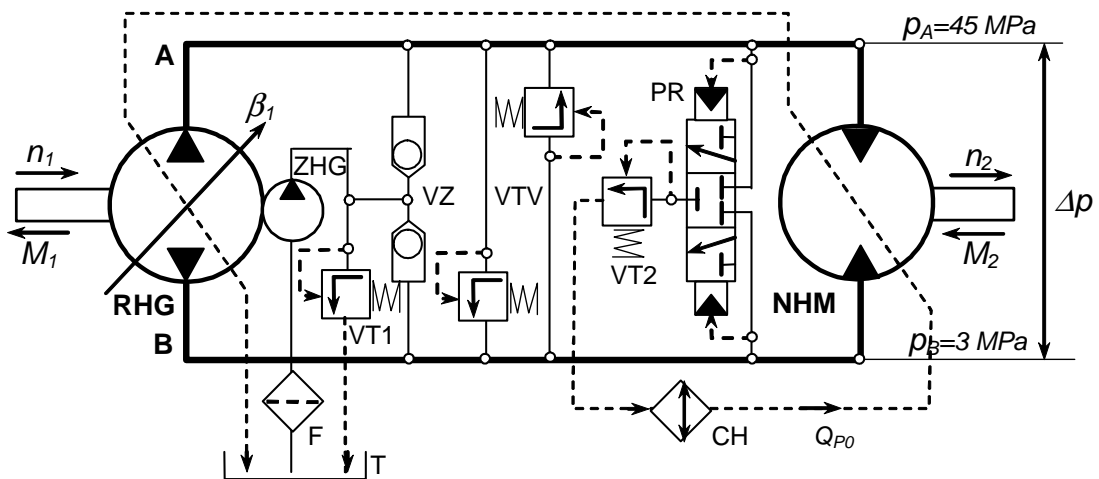
V provozu mobilního pracovního stroje se provádí pouze omezená diagnostika, závislá na dostupnosti provozního měření potřebných diagnostických veličin.

V provozu je snadné měřit tlak na libovolném místě převodníku, nebo hydraulického obvodu. Nutným předpokladem ovšem je, aby při konstrukci převodníků bylo pamatováno vytvoření závitových otvorů pro připojení tlakových snímačů na vhodných místech. Hydrostatické převodníky jsou konstrukčně připraveny pro montáž řady snímačů tlaku, které jsou využívány i pro měření průtoku. Je-li mezi dvěma snímači tlaku na hydraulickém vedení odpor R , je průtok odporem úměrný rozdílu tlaků před a za odporem. Existují snímače tlakové difference, cejchované pro daný typ odporu jako snímače průtoku. Místo přímého měření úhlu opěrné desky se měří řídicí tlakový spád Δp_R v obvodu polohového ovládacího servomechanismu regulačního hydrogenerátoru. Využívá se proporcionální závislost $\beta_1 \approx \Delta p_R$. Místo průtokové účinnosti RHG se měří jen průtokové ztráty přes netěsnosti hydraulicky aktivních kluzných dvojic $\Sigma \Delta Q_{ZP}$. Podobně namísto otáčkové účinnosti neregulačního hydromotoru se měří jen průtokové ztráty přes netěsnosti v NHM. Pro měření vstupních otáček n_1 se využívá snímač otáček spalovacího motoru.

Měření výstupních otáček n_2 je obvykle realizováno, a vedle diagnostických měření se využívá i pro signalizaci rychlosti jízdy. Provozní měření momentů je obtížné, drahé a nespolehlivé. V provozu se obvykle nerealizuje. Za provozu lze přímo, nebo nepřímo měřit veličiny β_1 ; n_1 ; n_2 ; p ; $\Sigma \Delta Q_{ZPHM}$; $\Sigma \Delta Q_{ZPHG2}$. Absence informací o hodnotách momentů M_1 a M_2 se nahrazuje závislostmi mezi měřenými veličinami. Vedle provozní diagnostiky hydrostatického převodu se ve vozidle realizuje i diagnostika spalovacího motoru. Při konstantním nastavení přívodu paliva ($\beta_0 = konst.$) a při konstantním zatěžovacím momentu M_1 pracuje motor v rovnovážném stavu s konstantními otáčkami n_1 . Při zvýšení zatížení o ΔM_1 klesnou otáčky motoru o Δn_1 podle momentové charakteristiky motoru. Jestliže při konstantním (měřeném) tlaku p klesnou otáčky motoru. Z toho lze usoudit, že přírůstek ΔM_1 je způsobený zvýšením pasivních odporů momentu RHG. Podobně se u nakladačů využívá součinnost pojezdového a pracovního HS mechanismu. Tlak v obvodech pracovního mechanismu je úměrný trhací síle na břitu pracovního nástroje a vertikální složce trhací síly je úměrný moment M_2 na hydromotoru pojezdu. Využití podobných závislostí vyžaduje složitější vyhodnocovací diagnostickou aparaturu. Výrobci HS převodů dodávají výrobcům mobilních pracovních strojů i diagnostickou elektronickou jednotku.

Úroveň diagnostiky HS převodu není závislá jen na počtu měřených veličin, ale do značné míry i na způsobu vyhodnocení měření získaných informací.

Vedle diagnostiky výkonových parametrů se provádí také diagnostika důležitých provozních parametrů. Vždy se měří teplota pracovní kapaliny alespoň v jednom místě. Každý hydraulický obvod je vybaven filtrem pro čištění kapaliny a každý filtr je vybaven signalizací kritického zanesení filtrační vložky. Jsou vypracovány termodynamické metody diagnostiky HS převodů, které využívají proporcionální závislost lokální teploty kapaliny na tlakové ztrátě hydraulického odporu. Provádějí se zkrácené životnostní zkoušky (na zkušebně) s pracovní kapalinou kontaminovanou definovaným abrazivním materiálem. Výsledky lokalizují místo nejčastější poruchy a využívají se pro naladění provozní diagnostiky. Na obr.13 je hydraulické schéma uspořádání HS převodu.

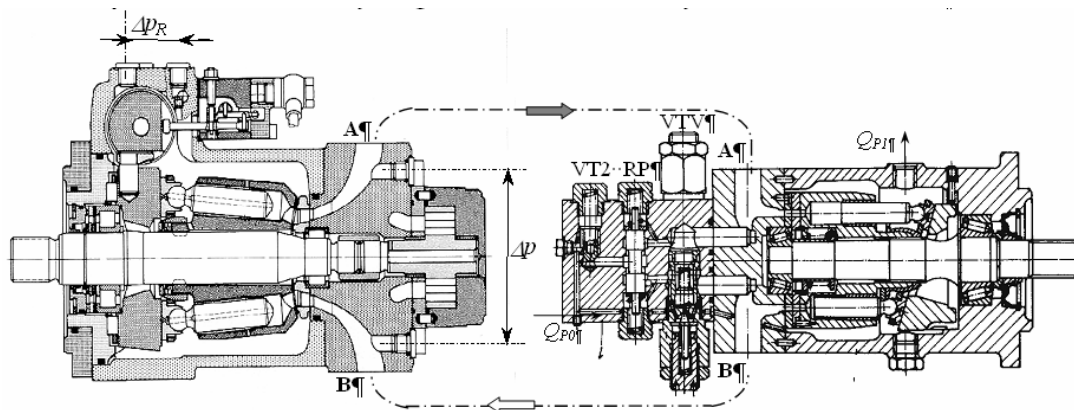


Obr.13 Hydraulické schéma hydrostatického převodu

Součástí RHG je plnicí obvod tvořený malým plnicím zubovým hydrogenerátorem ZHG; pojistným tlakovým ventilem VT1 a dvojicí zpětných ventilů VZ. Mimo konstrukci RHG je umístěna zásobní nádrž T, ze které ZHG nasává pracovní kapalinu přes sací filtr F. Pojistný ventil VT1 je nastaven na otevírací tlak $p_{p1}=2\div3$ MPa a při normálním provozu je zavřený. Celý průtok plnicího hydrogenerátoru $Q_p = V_{gp} \cdot n_1$ protéká přes jeden ze zpětných ventilů VZ do nízkotlaké větve hlavního uzavřeného obvodu.

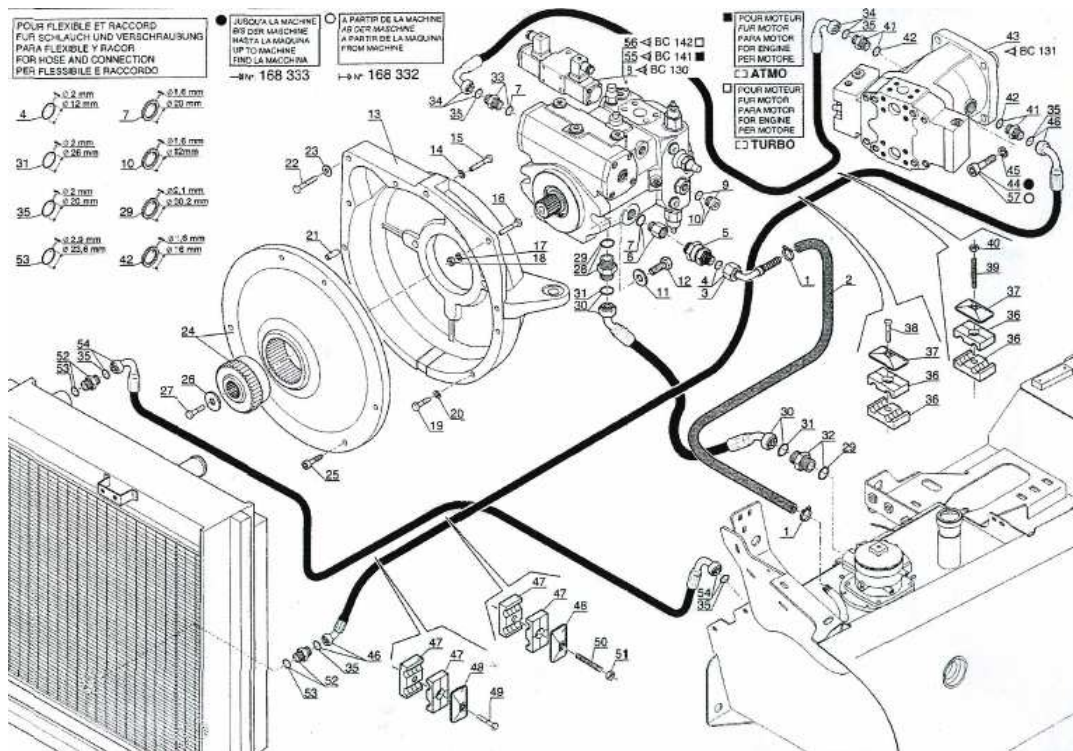
Součástí NHM je ventilový blok, který obsahuje dva vysokotlaké pojistné ventily VTV nastavené na maximální pracovní tlak 45 MPa, a jeden odpouštěcí tlakový ventil VT2, připojený připojovacím rozvaděčem PR k nízkotlaké větvi. Odpouštěcí tlakový ventil VT2 je nastaven na nižší otevírací tlak $p_{p2}=1,5\div2,5$ MPa jako pojistný ventil plnicího obvodu VT1.

Na vstupu do skříně NHM je proplachovací průtok Q_{P0} . Průsaky netěsnosti pístů rozvodu a klouzátek protečou z vysokotlaké větve do skříně NHM a připočtou se k průtoku Q_{P0} . Na výstupu ze skříně NHM je $Q_{P1}=Q_{P0} + \Sigma\Delta Q_{ZSHM}$ a na výstupu ze skříně RHG je potom $Q_{P2}=Q_{P1} + \Sigma\Delta Q_{ZSHG}$. Provozním měřením průtoků Q_{P0} , Q_{P1} , Q_{P2} lze určit ztráty průsakem v NHM a RHG, potřebné pro diagnostiku stavu HS převodu. Plnicí obvod doplňuje průtokové ztráty uzavřeného obvodu, udržuje v nízkotlaké větvi plnicí tlak p_B a zabezpečuje chlazení převodníků proplachem skříně. Na obr. 14 je konstrukční řez hydrogenerátorem RHG a hydromotorem NHM.



Obr.14 Konstrukční řez regulačním hydrogenerátorem A4 VG a hydromotorem SMF

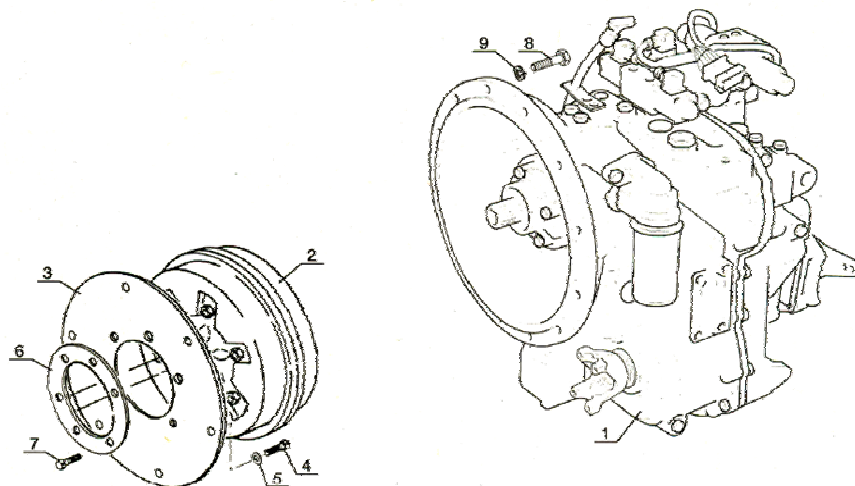
RHG je typu A4VG Rexroth se sférickým rozvodem a NHM je typu SMF Sauer s rovinným čelním rozvodem. Na řezu RHG je vidět zazátkované otvory pro měření řídicího tlakového spádu Δp_R a pracovního tlakového spádu Δp v uzavřeném hydraulickém obvodu. Plnicí hydrogenerátor je doplněn prvky plnicího obvodu podle obr.4, které jsou umístěné v zadním víku RHG. Na řezu NHM je vidět ventilový blok a závitové otvory pro vedení poplachového průtoku. Vysokotlaký pojistný ventil VTV, naznačený v řezu, snímá vysoký tlak ve větvi A. Vyústění výstupního kanálu odpouštěcího ventilu VT2 s průtokem Q_{P0} je v daném případě svedeno do skříně NHM.



Obr. 15 Konceptní uspořádání hydrostatického typu pojezdu u manipulátoru

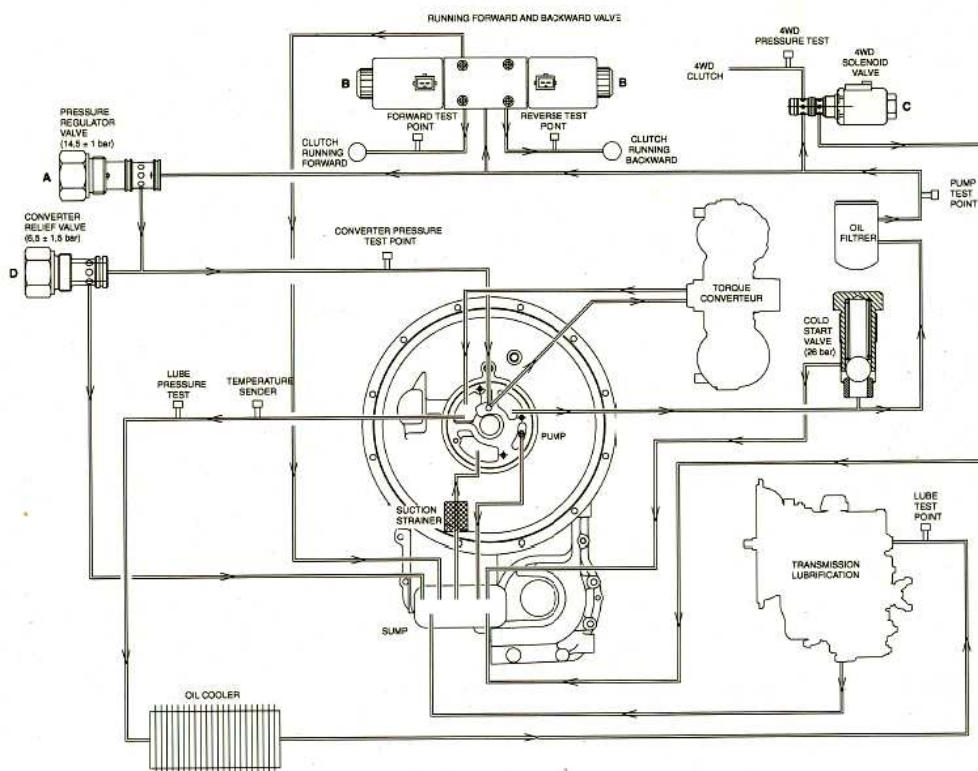
Hydrostatické převodníky jsou už z výroby konstrukčně připraveny pro snímání diagnostických veličin. Výrobci hydrostatických převodníků projektují a dodávají systémy přenosu výkonu vybavené diagnostickým systémem vhodným pro daný typ mobilního pracovního stroje. Konceptní schéma uspořádání hydrostatického typu pohonu manipulátoru Manitou MLT 523T je na obr. 15

Hydrodynamický měnič je konstrukčně propojen s mechanickou převodovkou, která zajišťuje pojezd vozidla. Mechanická převodovka může být ve více konstrukčních provedeních. Mezi hydrodynamickým měničem a převodovkou se nachází plnicí čerpadlo hydrodynamického měniče obr.16. To je spojeno s olejovou náplní převodovky, ze které čerpá olej přes olejový filtr a dále ho distribuuje do hydrodynamického měniče. Z něj pak olej proudí přes chladič zpět do převodovky. Stejně jako u hydrostatického převodu, jsou i u hydrodynamického měniče přesně definovány měřící body pro kontrolu a správnost plnění a tlaku hydrodynamického měniče. Měří se zde tlak v soustavě a teplota oleje.



Obr. 16 Model připojení hydrodynamického měniče k převodovce

Hydrodynamický měnič nelze při případné poruše nebo po ukončení životnosti rozebrat a nahradit pouze opotřebované díly. HDM se mění pouze jako komplet. Tzn. že je dodáván kompletně nový díl. Na obr. 17 je zobrazeno schéma hydraulického rozvodu převodovky a hydrodynamického měniče, na kterém jsou znázorněny kontrolní měřící body pro kontrolu správnosti funkce hydrodynamického měniče a celého převodového ústrojí.

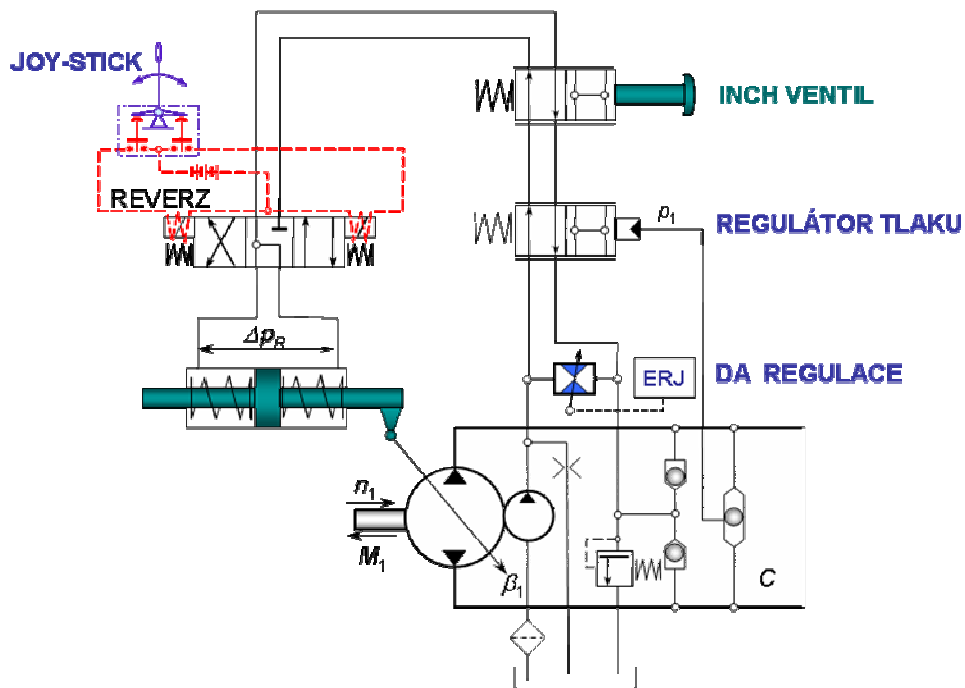


Obr. 17 Schéma hydraulického rozvodu převodového ústrojí hydrodynamického typu pohonu

1.6 Porovnání náročnosti na obsluhu a údržbu vybraných pohonů

Pokud chceme porovnávat náročnost na údržbu a obsluhu hydrostatického a hydrodynamického typu pohonu musíme nejprve zmínit, že oba systémy jsou hydraulické. U obou systémů je nutné dodržovat pravidelné výměny hydraulického oleje včetně filtrů popřípadě provádět tribodiagnostiku pro odhalení možných problémů a předcházení jim. K úkonům údržby hydrostatického typu pohonu patří výměna oleje, který je hydrogenerátorem nasáván z hlavní hydraulické nádrže, výměna filtru hydraulického oleje, kontrola těsnosti veškerých spojů mezi hydrogenerátorem a hydromotorem, kontrola hydraulického rozvodu a pochopitelně i chladiče hydraulického oleje, neboť při používání dochází k ohřívání oleje a je nutné ho chladit. Z toho plyne také, že je nutné udržovat chladič v čistotě, aby nedocházelo k přehřívání hydraulického systému. Údržba hydrodynamického měniče spočívá také ve výměně oleje, ovšem ne z centrálního zásobníku hydraulického oleje, ale tentokrát v převodovce, výměna filtru, kontrola těsnosti hydraulického vedení a kontrola chladiče.

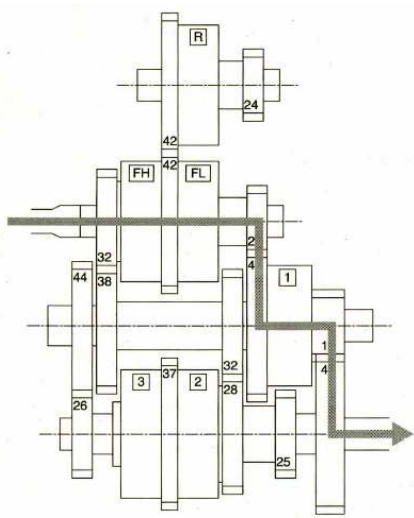
Hydrostatický typ pohonu je ovládán pomocí dvou pedálů, a to plynového pedálu a brzdového pedálu. Dalším ovládacím prvkem tohoto typu pohonu je páka nebo joystick pro volbu směru jízdy viz obr. 18. Systém ovládání tedy spočívá v tom, že řidič zvolí joystickem vybraný směr jízdy, tím pádem dojde k přestavení rozvaděče a propuštění tlaku hydraulického oleje k hydromotoru. Po přidání plynu se nakladač rozjede. Brzdový pedál zde neslouží pouze k aktivaci brzd a zastavení vozidla, ale zároveň ovládá i inch ventil, který má za úkol odpojení pojezdu při sešlápnutí brzdy. Po uvolnění inch ventilu dojde opět k připojení pojezdu a dále pokračování v pohybu nakladače.



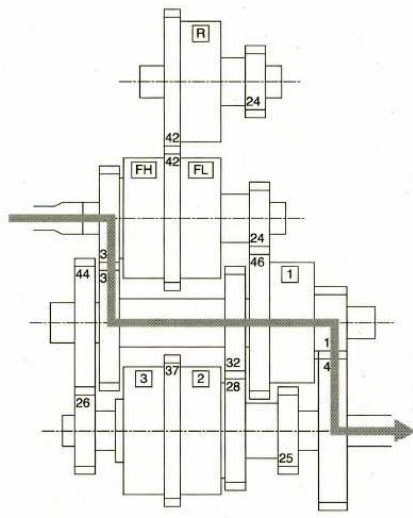
Obr.18 Ovládání hydrostatického typu pohonu

Hydrodynamický měnič je možné ovládat více způsoby. Jedním způsobem je ovládání pomocí tří pedálů, a to plynovým pedálem, brzdou a spojku, kde je revers řazení pákou. Nebo lze využít pro ovládání dvoupedálového ovládání podobně jako u hydrostatického typu pohonu. V dnešní době, kdy je kladen důraz na co nejvyšší komfort pro obsluhu se používá převážně dvoupedálové ovládání s přepínáním pojezdu joystickem. Systém ovládání nakladače s hydrodynamickým typem pohonu s dvoupedálovým ovládáním je velmi podobný s ovládáním hydrostatického typu pohonu. Tzn. řidič zvolí na joysticku nebo ovládací pákou směr jízdy. Tím elektrohydraulický ventil umístěný na skříni převodovky uvede do provozu příslušný převodový stupeň přes lamelovou spojku.

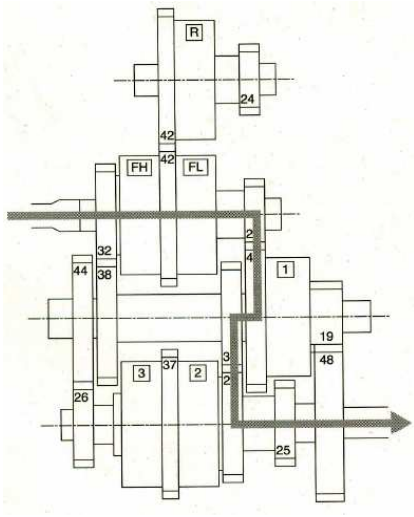
Při ovládání dvěma pedály, je třeba zajistit odpojení pojezdu při řazení rychlostních stupňů. To je prováděno pomocí odpojovacího tlačítka nejčastěji umístěného na řadící páce. Aktivací tlačítka dojde k přestavení elektrohydraulického ventilu pro směr jízdy do neutrální polohy a tím se přeruší pojezd. Po přeřazení a puštění tlačítka odpojovače se opět ventil přestaví do pracovní polohy a nakladač pokračuje v jízdě. Další možností řazení rychlostních stupňů u manipulátorů Manitou je možnost převodovky Powershift, kde se řazení převodových stupňů provádí plně automaticky pouze na pokyn stisknutí tlačítka „+“ nebo „-“. Kinematická schémata převodovky Powershift pro jednotlivé rychlostní stupně jsou na obr. 19.



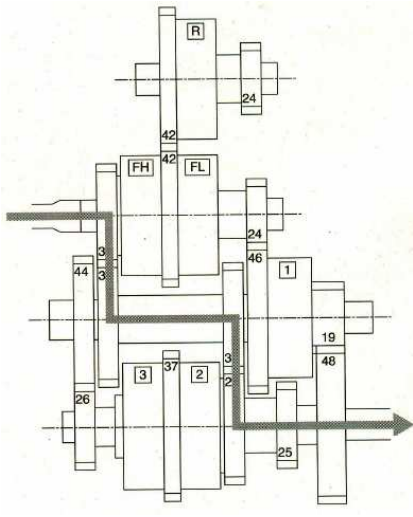
Rychlostní stupeň č.1



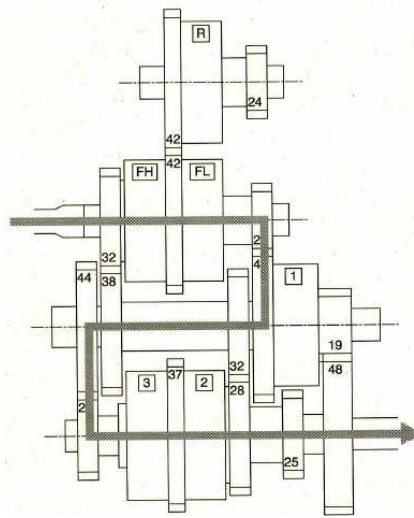
Rychlostní stupeň č.2



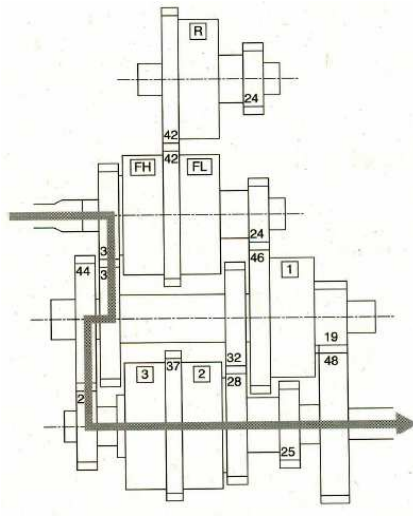
Rychlostní stupeň č.3



Rychlostní stupeň č.4



Rychlostní stupeň č.5



Rychlostní stupeň č.6

Obr.19 Kinematické schéma převodovky Powershift

2 Statické charakteristiky porovnávaných typů pohonů

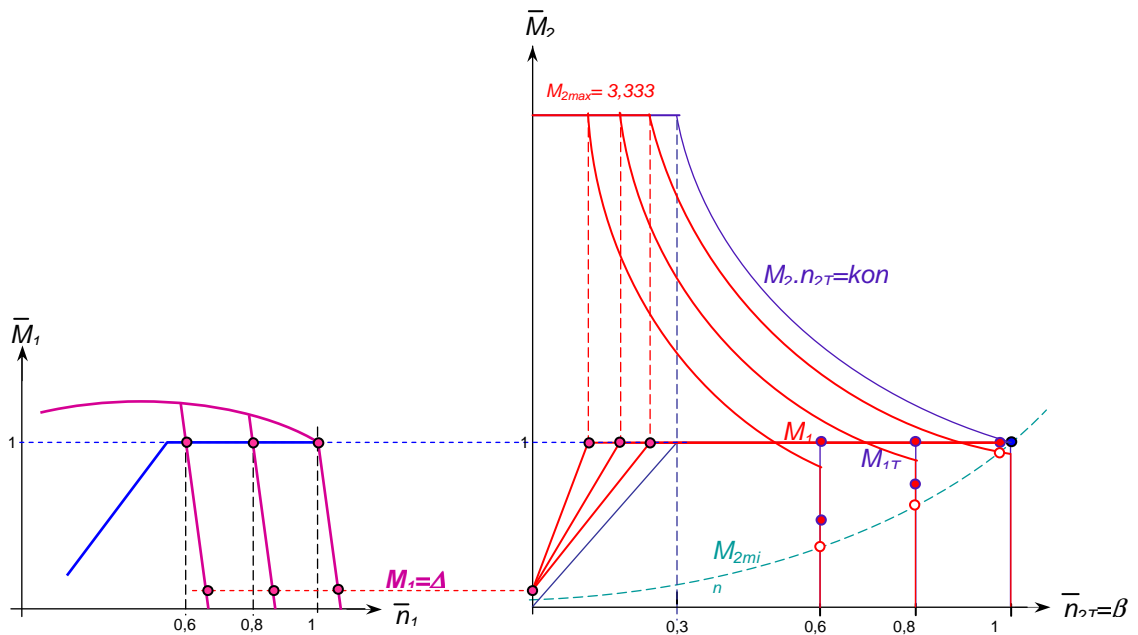
2.1 Charakteristiky hydrostatického převodu pohonu nakladače

Hydrostatický převod pojezdového mechanismu zatěžuje spalovací motor momentem M_1 . Hydrogenerátor pracovního mechanismu zatěžuje spalovací motor momentem M_4 . Výkon spalovacího motoru $(M_1+M_4)\cdot\omega_1$ nelze překročit. Při pojezdu nakladače v průběhu pracovního cyklu není pracovní mechanismus v činnosti a $M_4=0$. Maximální výkon motoru je realizován v pracovním bodě P_1 , aby maximální bezrozměrný výkon byl jednotkový ($\bar{M}_1 = M_1/M_{11}$, $\bar{n}_1 = n_1/n_{1\max}$). Řidič nastavuje konstantní otáčky motoru a hydrostatický pojezd zatěžuje spalovací motor řízeným momentem $M_1=M_{1T}+\Sigma\Delta M_Z$.

Při $n_{1\max}=\text{konst.}$ je řízením $M_{1T}=\text{konst.}$ realizováno řízení na konstantní maximální teoretický přenášený výkon, v pracovním bodě P_1 :

$$P_{1T} = M_{1T} \cdot \omega_{1\max} = M_2 \cdot \omega_{2T} = P_{2T} = \text{konst.} \quad (45)$$

Skutečný moment M_1 kolísá v rozmezí od $M_{1\min}=M_{11}/\eta_{M\max}$ do $M_{1\max}=M_{11}/\eta_{M\min}$. Při nastavení $n_{1\max}=\text{konst.}$ a řízení $M_{2\max}=\text{konst.}$ se pracovní bod z polohy P_1 přemísťuje po strmé části charakteristiky motoru až do bodu M_1 , ve kterém je spalovací motor zatěžován minimálním skutečným momentem při $M_{1\min}=\Sigma\Delta M_Z$ při $n_2 = 0$. Při snížených otáčkách motoru nastavených řidičem, hydrostatický pohon v oblasti řízení na konstantní přenášený výkon stále zatěžuje motor konstantním řízeným momentem, (v pracovních bodech P_{08} a P_{06}) a při přetížení hydromotoru momentem $M_{2\max}$ klesne zatížení spalovacího motoru na hodnotu $M_{1\min}$ (v pracovních bodech M_{08} a M_{06}).



Obr.20 HSP zatěžuje SM řízeným momentem $M_1 = M_{1T}/\eta_M$

Na obr.20 vpravo je výstupní momentová charakteristika hydrostatického převodu. Ideální hyperbola $M_2 \cdot \omega_{2T} = \text{konst.}$ konstantního teoretického výkonu je shora omezená hodnotou $M_{2\max}$ a zprava je omezená hodnotou $\omega_{2T\max}$. Skutečný průběh $M_2=f(n_2)$ je rovněž shora omezen hodnotou $M_{2\max}$ a končí při nulové hodnotě momentu M_2 na vodorovné ose v bodě teoretických otáček n_{2T} . Rovnovážné pracovní body N_{06} , N_{08} a N_1 leží v průsečíku průběhu skutečného hnacího momentu $M_2=f(n_2)$ s průběhem minimální zatěžovací charakteristiky $M_{2\min}=f(n_2)$, odpovídají odporům proti pohybu vozidla při jízdě po rovině. Jakmile vnější zatěžovací moment dosáhne hodnotu $M_{2\max}$ při $\omega_{2\min}$ a tlak v obvodu dosáhne hodnotu $p_{1\max}$ při $\beta_{1\min}$, končí řízení na konstantní přenášený výkon a začíná činnost systému automatické ochrany proti přetížení. Do činnosti se v té chvíli uvede regulátor tlaku na obr.9, který udržuje konstantní hodnotu $p_{1\max}$ snižováním řídicí veličiny od $\beta_{1\min}$ až po nulovou hodnotu. Při konstantním tlaku p_1 klesá moment M_{1T} lineárně s klesající hodnotou β_1 . Skutečný moment je vyšší o momentové ztráty $M_1=M_{1T}+\Sigma\Delta M_Z$ a při $n_2=0$ má hodnotu $M_{1\min}=\Sigma\Delta M_Z$. Na obr.20 vpravo je také zakreslena řídicí charakteristika $M_1=f(\beta_1)$ (skutečná i teoretická) neboť v bezrozměrném tvaru platí $\bar{n}_{2T} = \beta_1$. Vstupní momentová charakteristika hydrogenerátoru je závislost $M_1=f(n_1)$ a může se zakreslit do výstupní momentové charakteristiky spalovacího motoru jak je to provedeno na obr.20 vlevo.

2.2 Charakteristiky Hydrodynamického měniče

Hydrodynamické měnič rozděljuje moment zatěžující turbínu mezi čerpadlo a reaktor hydrodynamického měniče. V ustáleném stavu platí:

$$M_{2H} = M_{ZS} = M_2 = M_1 \pm M_R \quad (46)$$

kde M_1 je část vnějšího zatěžovacího momentu přenesená na čerpadlo HDM a spalovací motor.

M_R je část vnějšího zatěžovacího momentu přenesená na reaktor HDM a nosný rám stroje.

Závislost $M_1=f(n_1)$ je obecně vstupní momentová charakteristika přenosového prvku a u hydrodynamického měniče se nazývá „čerpadlová charakteristika“. V lopatkovém kole čerpadla hydrodynamického měniče vzniká cirkulační průtok pracovní kapaliny vlivem elementárních odstředivých sil působících na každý objemový element pracovní kapaliny. To je $dF_0 = dV \cdot \rho \cdot r \cdot \omega_1^2$. Čerpadlová charakteristika hydrodynamického měniče je potom kvadratická křivka, parabola, popsaná vztahem:

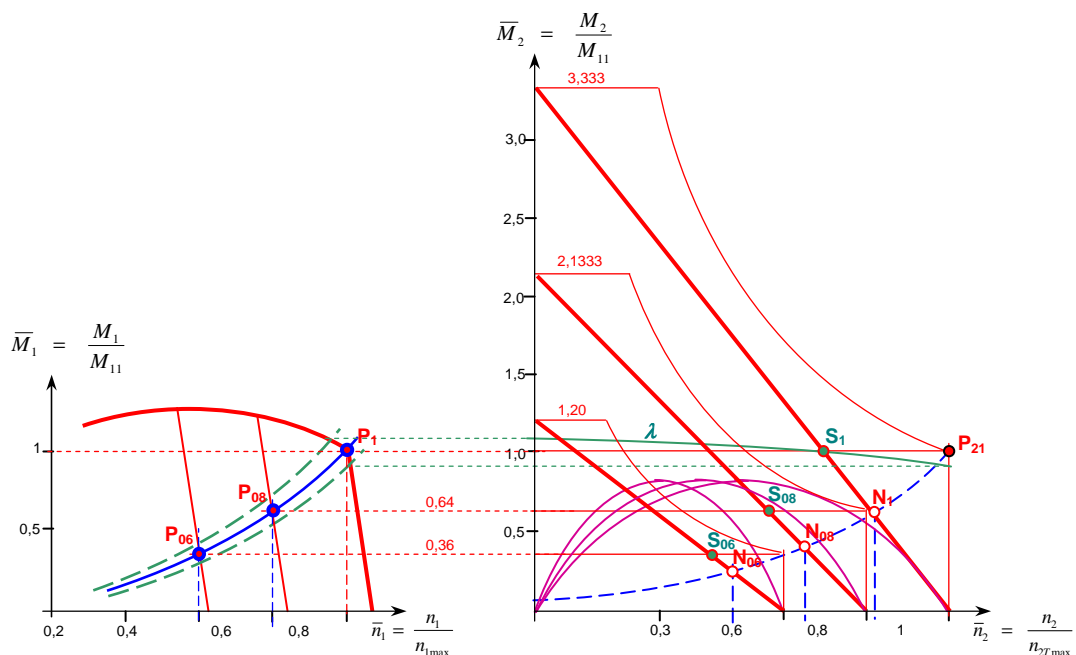
$$M_2 = K_{M1} \cdot \lambda \cdot n_1^2 \quad (47)$$

Kde K_{M1} je momentová konstanta čerpadla hydrodynamického měniče závislá na rozměrech a hustotě kapaliny

λ je koeficient propustnosti HDM

Pokud $\lambda=1$, je hydrodynamický měnič nepropustný a nepropouští vliv proměnného zatížení na spalovací motor, potom čerpadlová charakteristika je jediná parabola, která musí procházet bodem P_1 maximálního výkonu tak, aby byla splněna podmínka využitelnosti instalovaného výkonu motoru. Čerpadlová charakteristika propustného hydrodynamického měniče je svazek parabol, zakreslený do momentové charakteristiky spalovacího motoru na obr.21 vlevo. Výstupní charakteristika hydrodynamického měniče se zakresluje v bezrozměrném tvaru, jako závislost $k=f(i)$, kde $k=M_2/M_1$ je momentová násobnost a $i=n_2/n_1$ je převodový poměr. Nepropustný hydrodynamický měnič může mít závislost $k=f(i)$ lineární, popsanou vztahem $k=k_0(1-i)$, kde k_0 je maximální násobnost v závěrném bodě při $i=0$. Do výstupní momentové charakteristiky hydrodynamického měniče se zakreslují i průběhy $\lambda=f(i)$ a $\eta=f(i) = k \cdot i$.

Rovněž tato volba bezrozměrných veličin je zavádějící, neboť závislost $k=f(i)$ je zcela nezávislá na velikosti proměnných vztahných veličin n_1 a M_1 . Charakteristika $k=f(i)$ má stále stejný průběh jak při maximálních, tak i snížených otáčkách motoru. Popisuje vlastnosti hydrodynamického měniče jen při maximálních otáčkách spalovacího motoru, kdy pro momenty platí $M_{1C}=M_{11}$, $M_{2max}=k_0.M_{11}$. Při snížených otáčkách motoru hydrodynamický měnič zatěžuje spalovací motor podle čerpadlové charakteristiky nižším momentem $M_1 < M_{1C}$. Rozměrová výstupní charakteristika je $M_2=f(n_2)$.



Obr.21 Charakteristiky spalovacího motoru a hydrodynamického měniče

Na obr.21 jsou charakteristiky hydrodynamického měniče. Pro porovnání s charakteristikami hydrostatickým typem pojezdu na obr.20 jsou charakteristiky hydrodynamického měniče vyneseny ve stejných bezrozměrných veličinách. Rovněž maximální násobnost hydrodynamického měniče v závěrném bodě $k_0=3,333$ je zvolena stejná, jako regulační rozsah hydrostatického pojezdu na obr.20.

Bezrozměrné výstupní veličiny hydrodynamického měniče musí být vztaženy ke zvoleným konstantním hodnotám vstupních veličin tak, jako u všech ostatních přenosových prvků.

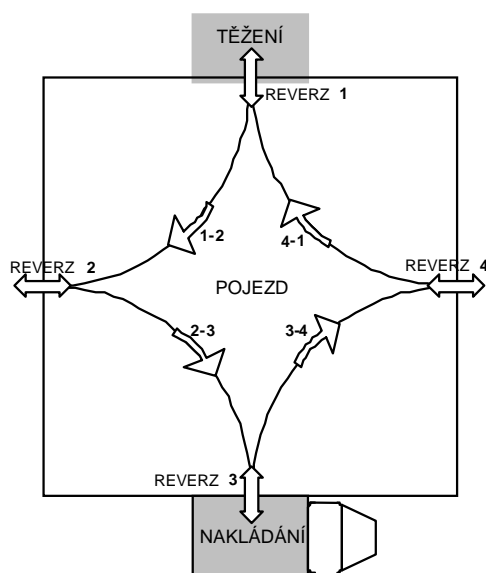
Na obr.21 vlevo je do momentové charakteristika spalovacího motoru zakreslena čerpadlová charakteristika nepropustného hydrodynamického měniče, která představuje zatěžovací charakteristiku spalovacího motoru. Střední parabola odpovídá převodovému

poměru ve spojivém bodě a má stejný průběh jako čerpadlová charakteristika nepropustného hydrodynamického měniče. Na obr.21 vpravo jsou pak ještě vykresleny výstupní momentové charakteristiky hydrodynamického měniče, odpovídající zvoleným snížením konstantním otáčkám motoru.

3. Porovnání zatížení spalovacího motoru

Nakladač jako takový pracuje v uzavřeném pracovním cyklu, rozloženém na několik fází. Fáze jsou rozděleny na cyklus těžení, reverz pro odjezd z místa těžení, reverz pro příjezd k místu nakládky, reverz pro odjezd z místa nakládky a reverz pro příjezd k místu těžení. Schéma pracovního cyklu nakladače je na obr.22.

Jak je tedy z obr.22 patrné, během jednoho pracovního cyklu musí stroj 4x reverzovat směr jízdy. Rychlost provedení reverzace ovlivňuje dobu jednoho pracovního cyklu. Kratší doba jednoho pracovního cyklu se potom projeví větším měrným těžebním výkonem [m^3/hod]. Těžební výkon je také ovlivňován průběhem vlastního procesu těžení.



Obr.22 Pracovní cyklus čelního nakladače

2.1 Porovnání využitelnosti výkonu spalovacího motoru při těžbě

Těžení rostlé zeminy nakladačem má tři základní fáze:

1. Zahlubování lopaty pojezdem stroje.
2. Přiklápění lopaty pracovním mechanismem.
3. Zdvih lopaty výložníkem pracovního mechanismu.

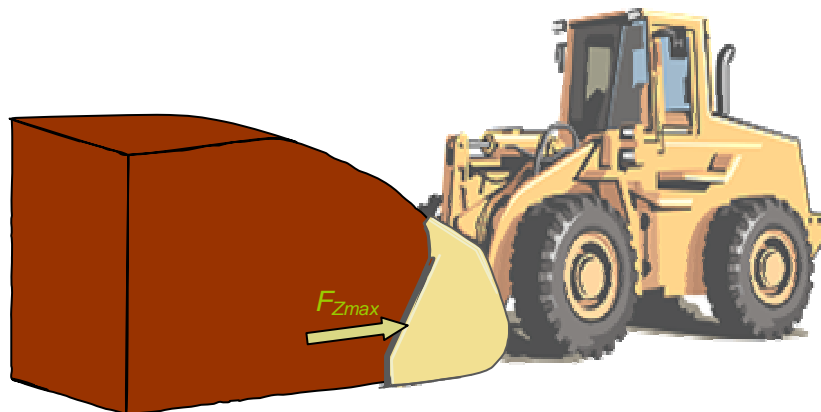
Všechny tři fáze těžení mohou probíhat současně a výkon spalovacího motoru se musí rozdělit mezi pojezdový a pracovní mechanismus. Jednotlivé fáze těžení je účelné popisovat parciálně.

Fáze zahlubování pojezdem začíná přiložením břitu lopaty k rozrušované zemině, s nulovou počáteční zatěžovací silou na obr.23.



Obr.23 Začátek zahlubování

Následně dochází k fázi zahlubování, při které nakladač vjíždí do nakládáního materiálu. Fáze zahlubování pojezdem končí, když horizontální zatěžovací síla na břitu nástroje dosáhne maximální hodnotu, při které se nakladač zastaví. (Obr.24).



Obr.24 Konec zahlubování

Po zastavení stroje začíná fáze přiklápění lopaty pracovním mechanismem s výložníkem stále ve spodní poloze. Tento okamžik je rozhodující pro dělu výkonů mezi pojezd a pracovní mechanismus.

Uvedením pracovního mechanismu do činnosti jeho hydrogenerátor RHG2 začne zatěžovat spalovací motor momentem M_4 , který připočte k momentu M_1 hydrogenerátor pojezdu RHG1.

Nakladač s řízeným hydrostatickým převodem, ukončí fázi zahlubování pojezdem při hodnotách těchto výkonových veličin:

$$\text{Na výstupu hydrostatického pohonu:} \quad n_2=0; M_2=M_{2\max}, P_2=0$$

$$\text{Na vstupu hydrostatického pohonu:} \quad n_1=n_{1\max}; M_{1T}=0, P_{1T}=0$$

Pro činnost pracovního mechanismu, příklon lopaty výložníku a zdvih výložníku, je v ten moment k dispozici maximální výkon spalovacího motoru $P_{0\max}=M_0 \cdot \omega_{1\max}=M_{11} \cdot \omega_{1\max}=M_4 \cdot \omega_{1\max}$. Po celou dobu činnosti pracovního mechanismu tvoří pojezd maximální tažnou sílu $F_{T\max}=M_{2\max} \cdot i_{2P} \cdot r_{ek}$, kterou tlačí nakladač horizontálním směrem do rozrušované zeminy. Jestliže horizontální složka výsledné zatěžovací síly na břitu pracovního nástroje poklesne pod hodnotu $F_{T\max}$, vlivem činnosti a kinematiky pracovního mechanismu, uvede nakladač do pohybu směrem do rozrušované zeminy minimální rychlostí $v_{\min}=K \cdot \beta_{1\min}$. Při minimální rychlosti jízdy hydrostatického pohonu pojezd zatíží spalovací motor minimálním momentem $M_{1A\min}=M_{11} \cdot \beta_{1\min}$. Pro činnost pracovního mechanismu potom zbude menší moment, velikosti $M_4=M_{11}-M_{1A\min}$ (obr. 20). Při nulové rychlosti jízdy je $M_{1A\min}=\Sigma \Delta M_z$.

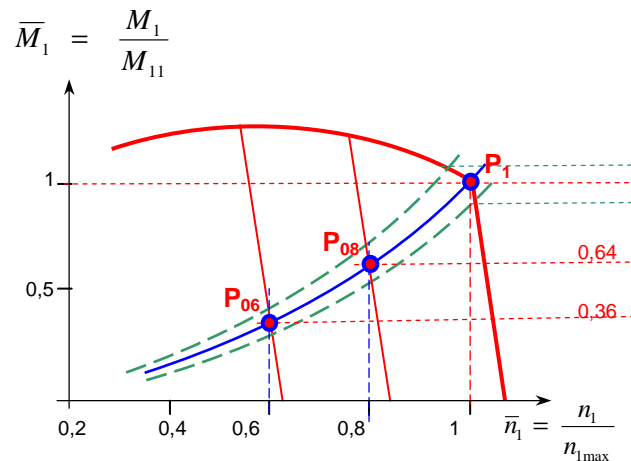
Nakladač s hydrodynamickým typem pojezdu ukončí fázi zahlubování lopaty pojezdem rovněž zastavením stroje, s hodnotami výkonových veličin:

$$\text{Na turbíně hydrodynamického měniče:} \quad n_2=0; M_2=M_{2\max}; P_2=0$$

$$\text{Na čerpadle hydrodynamického měniče:} \quad n_1=n_{1\max}; M_{1C}=k_{M1} \cdot n_1^2=M_{11}$$

$$P_1=M_{11} \cdot \omega_{1\max}=P_{0\max}$$

Celý maximální výkon motoru se nyní spotřebovává na vytvoření maximálního momentu $M_{2\max}=k \cdot M_{11}$ na turbíně hydrodynamického měniče. Pro činnost pracovního mechanismu v tom okamžiku není k dispozici žádný výkon motoru. Pokud motor pracuje v bodě P_1 maximálního výkonu a připojí se k němu zatížení momentem M_4 uvedením pracovního mechanismu do činnosti, projeví se zvýšení zatížení motoru poklesem jeho otáček na hodnotu n_{1B} , při které bude platit $M_{0B}=M_{1B}+M_4$ jak je patrné z obr.21.



Obr.25 Porovnání zatížení SM hydrostatickým a hydrodynamickým převodem

Na obr.25 je $n_{1B}=0,6 \cdot n_{1max}$; $M_{0B}=1,24 \cdot M_{11}$ a výkon motoru je $P_{0B}=0,744 P_{0max}$. Dále je na čerpadle hydrodynamického měniče $M_{1B}=0,36 \cdot M_{11}$ a na turbíně hydrodynamického měniče je $M_{2B}=0,36 \cdot M_{2max}$. Nakladač je tlačěn do rostlé zeminy silou $F_{tB}=M_{2B} \cdot i_{2p} \cdot r_{ek}$. Jestliže horizontální složka výsledné zatěžovací síly na břitu pracovního nástroje překročí hodnotu F_{tB} , vytlačí pracovní mechanismus celý nakladač směrem od rozrušované zeminy. Aby se tak stalo, musí řidič nakladače s hydrodynamickým typem pojezdu po dobu činnosti stát jednou nohou na brzdě a druhou na akcelérátoru. Nakladač s hydrodynamickým typem pojezdu vykazuje výrazně horší využitelnost instalovaného výkonu motoru než nakladače s hydrostatickým typem pojezdu. Podle obr.18 $P_{0A}=P_{0max}$ a $P_{0B}=0,744 \cdot P_{0max}$. To se v konečném důsledku projeví nižším těžebním výkonem a vyšší měrnou spotřebou paliva na 1 m³ vytěžené a přepravené zeminy za dobu jedné pracovní směny.

4. Porovnání ekonomické náročnosti

V této části diplomové práce se zaměřuji na porovnání ekonomické náročnosti teleskopických manipulátorů s rozdílnými druhy pohonů pojezdu. Při porovnávání ekonomické náročnosti je třeba brát v úvahu několik aspektů. Mezi tyto aspekty patří provozní náklady určené spotřebou paliva, ekonomická náročnost na údržbu a náhradní díly v případě poruchy.

4.1 Porovnání ekonomické náročnosti na údržbu

U teleskopických manipulátorů s hydrostatickým a hydrodynamickým typem pohonu, stejně jako i u ostatních strojů, je třeba dodržovat pravidelné údržby a servisní intervaly udávané výrobcem. V případě porovnávaných teleskopických manipulátorů se jedná o modely Manitou MLT 523 T s hydrostatickým typem pohonu a Manitou MLT 627 T, který je vybaven hydrodynamickým typem pohonu.

U obou těchto manipulátorů jsou výrobcem udávány stejné servisní intervaly. Prvního servisní interval je stanoven na dobu po odpracování 50ti provozních hodin (motohodin), při kterém dochází k výměně oleje v převodovém ústrojí, výměně hydraulického oleje i všech filtrů hydraulického systému a samozřejmě i všech ostatních provozních náplní a filtrů. Další servisní interval je po uplynutí 500 provozních hodin tzv. „malá údržba“, při kterém se provádí u hydraulického systému pouze k výměně filtrů. Při 1000ci provozních hodinách se provádí tzv. „velká údržba“ kdy se opět provádí výměna všech provozních náplní a filtrů. Další servisní intervaly jsou pak vždy po uplynutí 500 a 1000 provozních hodin (tzn. 1500, 2000, 2500, 3000 atd.)

Důležitým ekonomickým faktorem pro posouzení náročnosti na údržbu jsou ceny náhradních dílů potřebných pro údržbu, ceny použitých olejů a množství olejů a filtrů potřebných pro údržbu.

U modelu manipulátoru Manitou MLT 523 T je olej potřebný pro hydrostatický pohon odebírán z nádrže na hydraulický olej. Stroj MLT 523 T má hydraulickou nádrž o objemu 123 l a je vybaven dvěma filtry hydraulického oleje, z nichž jeden se mění při pravidelných servisních intervalech a druhý zůstává ve stroji po celou dobu životnosti. V případě, že dojde k znečištění hydraulického oleje, lze druhý filtr vyčistit a nemusí se tudíž měnit.

Z těchto údajů plyne, že po prvních 1000 provozních hodinách dojde ke spotřebě hydraulického oleje 246 l a jsou třeba vyměnit 3 filtry hydraulického oleje. Po dalších 1000 provozních hodinách a následujících jsou třeba vždy za tuto dobu spotřebovány 2 filtry hydraulického oleje a 123 l hydraulického oleje. Pro příklad budu dále uvažovat životnost stroje 10 000 provozních hodin. Z toho vyplývá, že za dobu životnosti stroje musí být ve stroji vyměněno 21 filtrů hydrauliky a 1 353 l hydraulického oleje. Při současné průměrné ceně oleje Shell Telus T46 52 Kč/l bez DPH lze jednoduše vyčíslit, že náklady spojené pouze s výměnami oleje jsou 70 356 Kč bez DPH. K této hodnotě za hydraulický olej je nutné ještě připočíst cenu 21 filtrů, jejichž cena je aktuálně 3 335 Kč bez DPH za 1 ks filtru. Cena filtrů použitých za životnost stroje je pak 70 035 Kč bez DPH. Z těchto hodnot lze jednoduše vyčíslit, že ekonomická náročnost údržby hydrostatického pohonu a hydraulického ústrojí manipulátoru s hydrostatickým typem pojezdu včetně pracovního mechanismu za celou modelovou životnost manipulátoru 10 000 provozních hodin je 140 391 Kč bez DPH.

Manipulátor MLT 627 T je vybaven hydrodynamickým typem pohonu s 4 rychlostní převodovkou. U tohoto typu manipulátoru je hydrodynamický měnič poháněn olejem z převodovky a pracovní mechanismus je poháněn vlastním hydraulickým okruhem a nádrží na hydraulický olej. Z tohoto plyne poněkud náročnější údržba, která je spojená s použitím dvou druhů olejů, a dvou druhů filtrů, které je nutné při pravidelných servisních prohlídkách měnit. Množství oleje v převodovce je u tohoto typu manipulátoru 14,5 l a je zde použit speciální převodový olej dodávaný přímo výrobcem třídy MIL-L-2105B, jehož cena je v současné době 126 Kč/l bez DPH. Množství hydraulického oleje tohoto typu manipulátoru je 98 l, který je používán shodný s olejem pro manipulátor Manitou MLT 523 T Shell Telus T46 s cenou 52 Kč/l bez DPH. Jak již bylo zmíněno výše, model MLT 627 T obsahuje 2 filtry. A to jeden pro hydraulický pracovní okruh a druhý pro převodovku a hydrodynamický měnič. Cena hydraulického filtru je pro tento typ manipulátoru 442 Kč bez DPH a cena „převodovkového“ filtru je 1222 Kč bez DPH. Pokud budeme uvažovat stejnou životnost manipulátoru MLT 627 T jako MLT 523 T 10 000 provozních hodin, můžeme psát, že za životnost stroje je při servisních intervalech spotřebováno 159 l oleje v převodovce, 1 078 l hydraulického oleje, 21 ks hydraulického filtru a 21 ks filtru převodovky. Při aktuálních cenách olejů a filtrů, by za životnost stroje cena za spotřebovaný materiál byly výdaje 12 348 Kč za převodový olej, 56 056 Kč za

hydraulický olej, 9 282 Kč za hydraulické filtry a 25 662 Kč za filtry převodového oleje. Z těchto hodnot plyne, že za dobu životnosti stroje MLT 627 T je spotřebován materiál (tzn. oleje a filtry) v celkové hodnotě 103 348 Kč bez DPH. Je třeba zmínit fakt, že při servisní údržbě manipulátoru s hydrodynamickým typem pohonu je třeba provést o dvě operace navíc při výměně náplně v převodovce a filtru převodovky, což prodlužuje práci servisního technika a tím poněkud zdražuje náklady na údržbu.

Po vyhodnocení všeho spotřebovaného materiálu pro servisní údržbu jednotlivých strojů s rozdílnými druhy pohonů jsem zjistil, že náklady na údržbu spojené s hydrodynamickým měničem jsou o 37 043 Kč bez DPH levnější než náklady na náhradní díly spojené se servisními intervaly manipulátoru s hydrostatickým typem pohonu.

4.2 Ekonomická náročnost náhradních dílů v případě poruchy

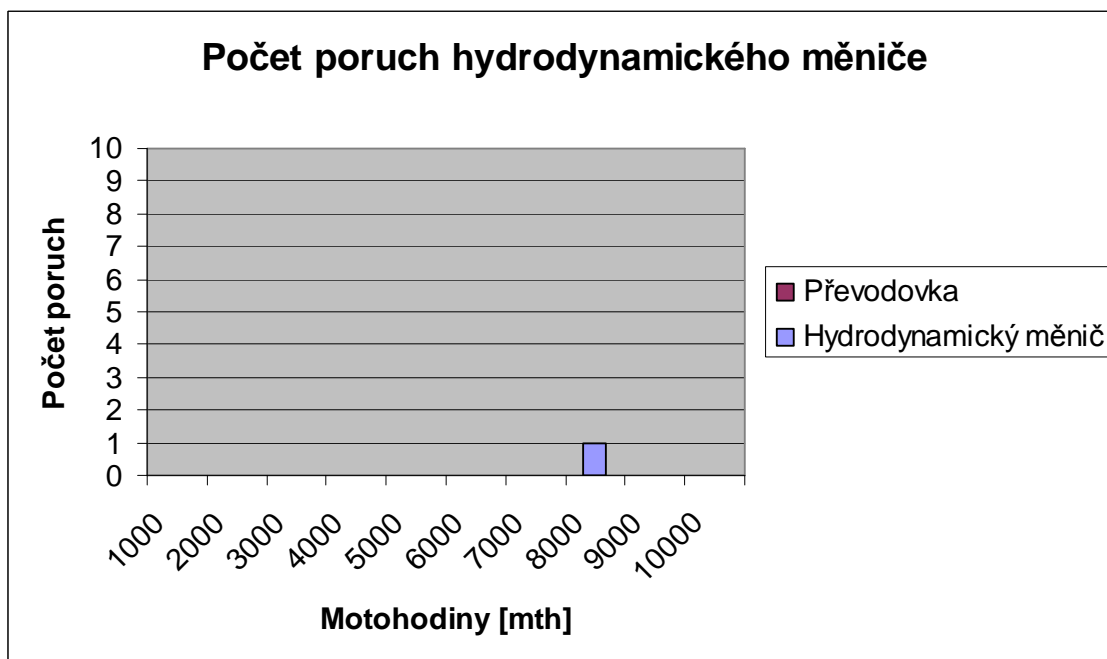
Při porovnávání tohoto aspektu je třeba znát životnostní charakteristiku. Pro tuto potřebu jsem vyhodnotil od každého typu pohonu pojezdu 10 strojů z hlediska poruchovosti vybraných komponentů. U hydrostatického typu pohonu jsou vybranými komponenty hydrogenerátor a hydromotor. U hydrodynamického měniče jsou vybranými částmi hydrodynamický měnič a převodovka. Na obr. 23 je znázorněna závislost počtu hlavních porouchaných komponentů hydrostatického převodu vzhledem k počtu odpracovaných motohodin.

Z grafu plyne, že třikrát došlo během životnosti 10 000 odpracovaných hodinách ke třem poruchám hydromotoru při 5 000, 7 000 a 8 000 odpracovaných hodinách a jedné poruše hydrogenerátoru při 7 000 odpracovaných hodinách. V současné době jsou ceny náhradních dílů na hodnotách 79 590 Kč bez DPH za hydromotor a 85 600 Kč bez DPH za hydrogenerátor. Jistou výhodou a možností snížení ceny náhradních dílů je možnost repasování náhradních dílů s tím, že cena repasovaných dílů je na 70 % ceny nových dílů.



Obr. 26 Počet poruch jednotlivých komponentů hydrostatického pohonu

Na obr.26 je závislost počtu poruch vybraných komponentů hydrodynamického typu pohonu na počtu odpracovaných hodin stroje. Těmito komponenty jsou hydrodynamický měnič a převodovka.



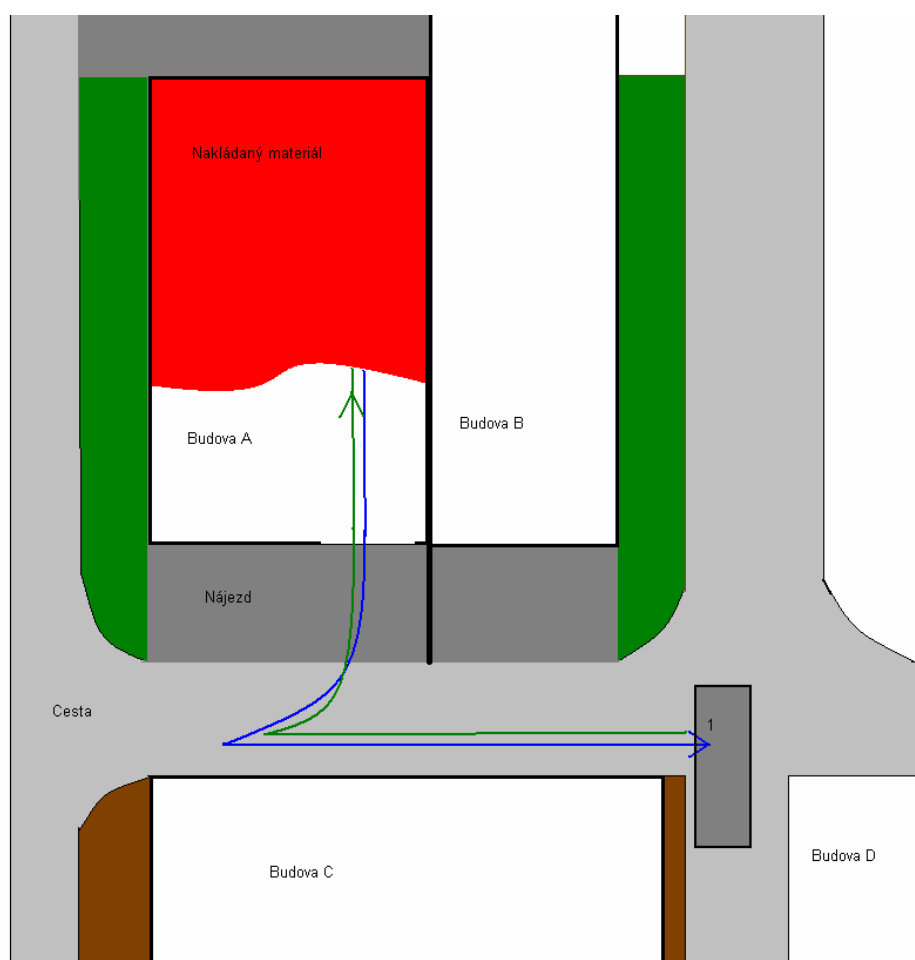
Obr. 27 Počet poruch hydrodynamického typu pohonu

Z obr. 27 plyne, že z 10ti analyzovaných strojů došlo k poškození hydrodynamického měniče pouze u jednoho stroje a to při 8 000 odpracovaných hodinách došlo k závadě hydrodynamického měniče. Závada převodovky nebyla u těchto reprezentativních vzorků zjištěna. Hydrodynamický měnič se neopravuje a je měněn jako celý díl v hodnotě 16 012 Kč bez DPH.

Ekonomická náročnost lze tedy hodnotit i z pohledu posuzování cen náhradních dílů a jejich poruchovosti. Na obr. 23 a 24 jsou znázorněny počty poruch komponentů v závislostech na počtu odpracovaných hodinách. Z těchto grafů lze vyčíst, že životnost obou porovnávaných typů pohonů je delší nežli uvažovaná životnost stroje 10 000 odpracovaných hodin. Při porovnávání ekonomické náročnosti náhradních dílů, lze zhodnotit situace při výměně náhradních dílů u hydrostatického typu pohonu a to hydrogenerátoru a hydromotoru, které komplet stojí 165 190 Kč bez DPH. U manipulátoru s hydrodynamickým typem pohonu je uvedená cena za hydrodynamický měnič dle skutečnosti 16 012 Kč bez DPH což znamená, že ekonomická náročnost v případě poruchy některého z komponentů pojezdového mechanismu je hydrodynamický měnič řádově na 9,6 % z ceny hydrogenerátoru s hydromotorem z nakladače s hydrostatickým typem pohonu.

5. Porovnání pojezdů při konkrétním nasazení

Pro samotný porovnávací test byla zvolena manipulace sypkého materiálu z haly na přistavené dopravní prostředky. Při nakládání se oba manipulátory pohybovaly po rovných, zpevněných površích tak, aby bylo vyloučeno možné zkreslení údajů v závislosti na možnosti jiných vlastností povrchu. Dalším důležitým aspektem pro objektivní porovnání bylo zvolit materiál se stejnými vlastnostmi. Protože by při těžení a nakládání zeminy nebylo možné zajistit stejné podmínky, byl pro manipulaci zvolen sypký materiál.



Obr. 28 Nákres situace při nakládání materiálu

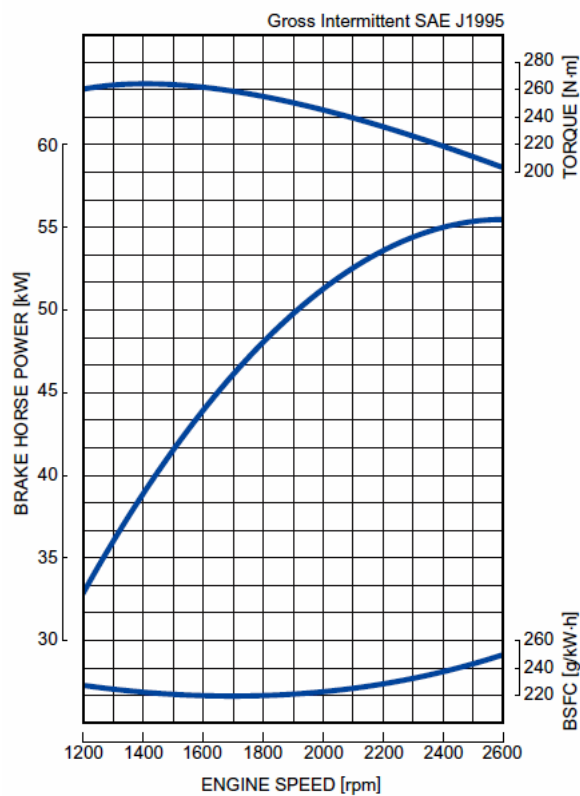
Na obr.28 je znázorněná situace při nakládání. Nakládaný materiál byl převážen do místa nakládky (pozice 1), kde se materiál nakládal do dvou nákladních aut a následně byl zvážen. Ujetá dráha manipulátoru byla v průměru 64 metrů. Trasa je znázorněná na obr. 23. Délka ujeté dráhy během jednoho cyklu se s ubývajícím zásobou překládaného materiálu postupně měnila. Po vyhodnocení na základě měření ujeté dráhy bylo zjištěno, že průměrná vzdálenost jednoho cyklu byla 64 m. Oběma

manipulátorům bylo před zahájením doplněno palivo v nádrži na horní hranici a oba manipulátory nakládaly materiál do obou nákladních aut. Následně byl materiál zvážěn, bylo doplněno palivo opět do horní hranice a byl změřen čas potřebný pro naložení. Dále bylo nutné zajistit shodné podmínky i z hlediska pojezdové rychlosti. Protože model Manitou MLT 523 T je vybaven hydrostatickým pohonem s jedním rychlostním stupněm 0-25 km/h a model Manitou MLT 627 T je vybaven hydrodynamickým typem pohonu s 4 rychlostní převodovkou s maximální rychlostí 28 km/h, bylo nutné zajistit shodnou pojezdovou rychlost. Při pokusu byl prvním porovnávaným strojem nasazeným do pokusu Manitou MLT 523 T s hydrostatickým typem pohonu. Během testu bylo dosaženo průměrné rychlosti při přejezdu 10 km/h. Následně se pro pokus s Manitou MLT 627 T s hydrodynamickým typem pohonu použil 2. rychlostní stupeň, který má maximální rychlost pojezdu 11 km/h tak, aby byl test co nejobjektivnější.

5.1 Technické parametry manipulátoru Manitou MLT 523 T

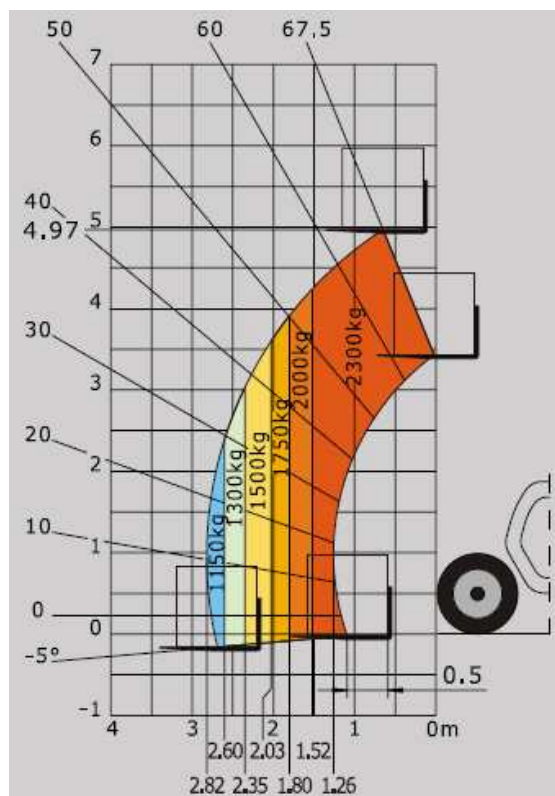
Manipulátor Manitou MLT 523 T je konstrukčně navržen s výškovým dosahem výložníku 4,97 m, nosností 2 300 kg, zubovým hydraulickým čerpadlem o maximálním průtoku 89 l a tlaku 260 barů. Dalším důležitým parametrem pro tento pokus je spalovací motor použitý v jednotlivých modelech manipulátorů. Model Manitou MLT 523 T s hydrostatickým typem pohonu je vybaven motorem Kubota typ V3307 DI-T o výkonu 55 kW (75 hp), maximálním kroučícím momentem 265 Nm, přímým vstřikováním a vodou chlazeným motorem. Na obr. 29 je znázorněna výkonová charakteristika motoru Kubota, na kterém je znázorněna i charakteristika spotřeby paliva. Neméně důležitým faktorem pro objektivní porovnání obou typů pohonů jsou i časy potřebné pro zvednutí výložníku, vysunutí teleskopického ramene a další časy potřebné pro porovnání.

	Čas bez zatížení / se zátěží [s]
Zvedání	6,27 / 6,5
Spouštění	4,64 / 4,54
Výsuv	4,62 / 4,83
Zasunutí	3,55 / 3,84



Obr. 29 Parametry motoru Kubota V3307 DI-T

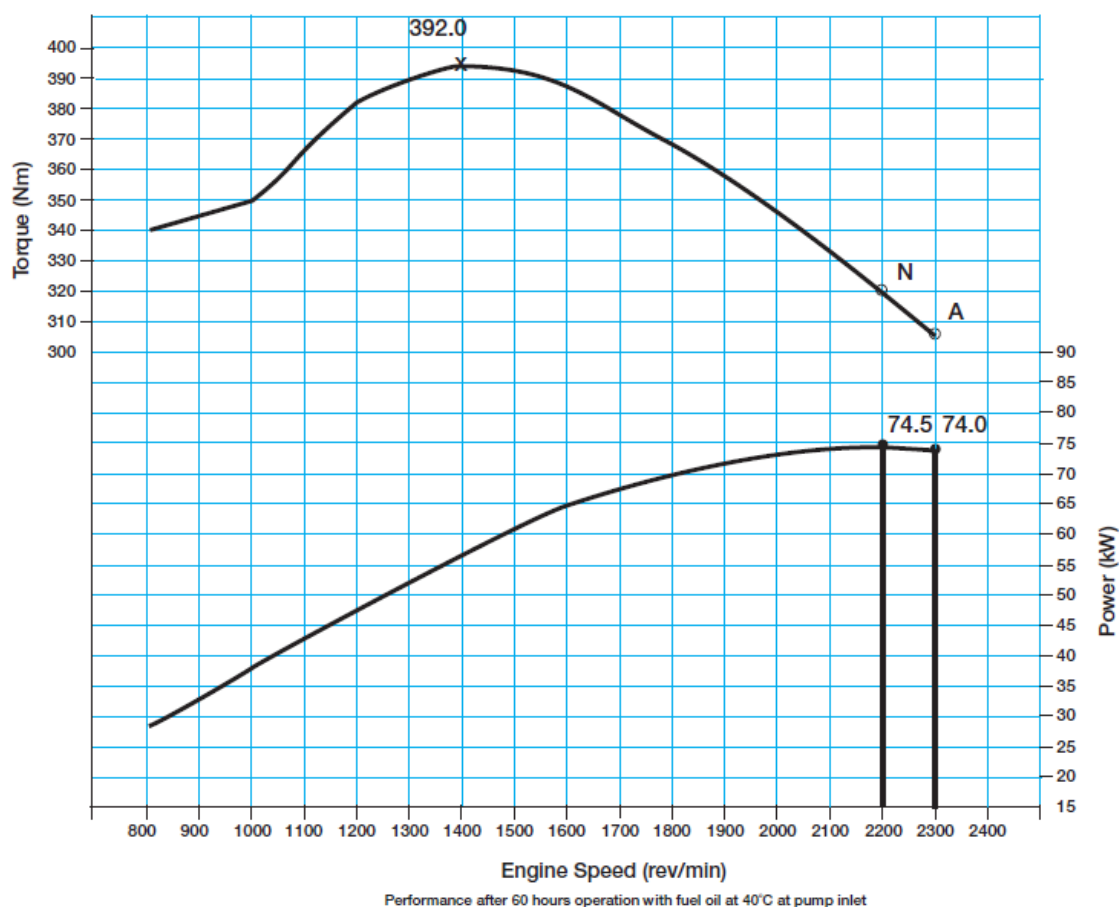
Zátěžový diagram manipulátoru Manitou MLT 523 T je na obr. 30.



Obr. 30 Zátěžový diagram manipulátoru Manitou MLT 523 T

5.2 Technické parametry manipulátoru Manitou MLT 627 T

Model Manitou MLT 627 T je vybaven hydrodynamickým typem pohonu, čtyřrychlostní převodovkou manuálně řazenou, elektrohydraulickou reverzní změnou, výškovým dosahem 5,5 m, nosností 2 700 kg, zubovým hydraulickým čerpadlem o průtoku 100 l a tlaku 260 barů. Tento manipulátor je osazen motorem Perkins typ 1104D 44 T o maximálním výkonu 74,5 kW (99,9 hp) a kroutícím momentem 392 Nm. Motor je vybaven přímým vstřikováním paliva a chlazen vodou. Charakteristiky motoru jsou na obr.31.



Obr. 31 Parametry motoru Perkins

Stejně jako u manipulátoru Manitou MLT 523 T zde uvádím časy potřebné pro zvednutí, výsuv, zasunutí a spuštění výložníku.

Čas bez zátížení / při zátížení [s]

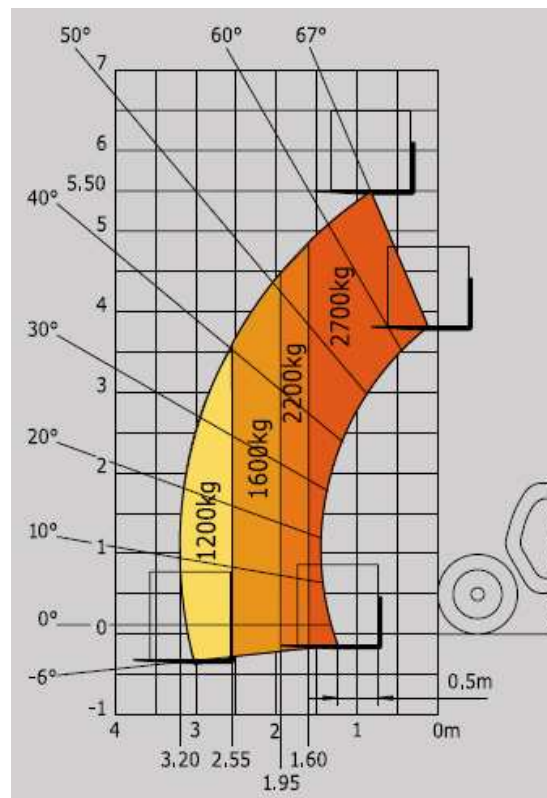
Zvedání 6,65 / 7,02

Spouštění 4,88 / 4,87

Výsuv 4,8 / 4,85

Zasunutí 3,02 / 3,34

Na obr. 32 je uveden zátěžový diagram manipulátoru Manitou MLT 627 T



Obr. 32 Zátěžový diagram manipulátoru Manitou MLT 627 T

5.3 Naměřené a vypočtené hodnoty manipulátoru MLT 523 T

V tab. 1 jsou zapsané naměřené a vypočtené hodnoty. Pro naložení materiálu byla použita lžice o objemu $1,5 \text{ m}^3$ a pro naložení bylo třeba 20 cyklů.

Tab. 1 Naměřené a vypočítané hodnoty manipulátoru Manitou MLT 523 T

Měřený (vypočtený) parametr	Počet	Jednotka
Počet cyklů do naložení	20	
Celkové množství naloženého materiálu	20,86	t
Celkový čas nakládky	802,2	s
Celková spotřeba paliva	1,7	l
Hodinová spotřeba	7,6	l.h^{-1}
Spotřeba na tunu naloženého materiálu	0,081	l.t^{-1}
Průměrné množství materiálu v lopatě	1043	kg
Průměrný čas nabrání materiálu (T_{1A})	3,2	s
Průměrný čas zvedání (T_{1B})	5,36	s
Průměrný čas vysypání (T_{1C})	5,85	s
Průměrný čas cyklu (T_{02})	40,11	s

Jak je patrné z tabulky 1, čas potřebný pro naložení byl naměřen 802,2 s a za tu dobu manipulátor Manitou MLT 523 T spotřeboval 1,7 l paliva. Z těchto hodnot plyne potom hodinová spotřeba paliva $7,6 \text{ l.h}^{-1}$.

Dále se z průměrných časů a množství materiálu v lopatě, uvedených v tab.1 se vypočítá teoretická výkonnost soupravy.

$$W_1 = \frac{Q}{T_1} \quad (48)$$

Kde Q je hmotnost materiálu v lopatě

T_1 je hlavní čas (nabrání, zvednutí, vysypání)

$$W_1 = \frac{Q}{T_1} = \frac{1043}{3,2 + 5,36 + 5,85} = 72,38 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} = 260,57 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$$

Teoretická výkonnost soupravy znamená, že manipulátor by byl schopen přemístit $260,57 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$ v případě, že manipulátor pouze nakládá, zvedá a vysypá materiál. Všechny ostatní časy, jako je například čas potřebný pro jízdu s nákladem a jízdu bez nákladu, se nezapočítávají.

Při pokusu ovšem oba manipulátory při pokusu dojížděli k z místa nakládky do místa vykládky. Při porovnání tohoto parametru nestačí znát pouze teoretickou výkonnost, ale je nutné znát výkonnost operativní.

$$W_{02} = W_1 \cdot k_{02} \quad (49)$$

$$k_{02} = \frac{T_1}{T_{02}} = \frac{T_1}{T_1 + T_2} \quad (50)$$

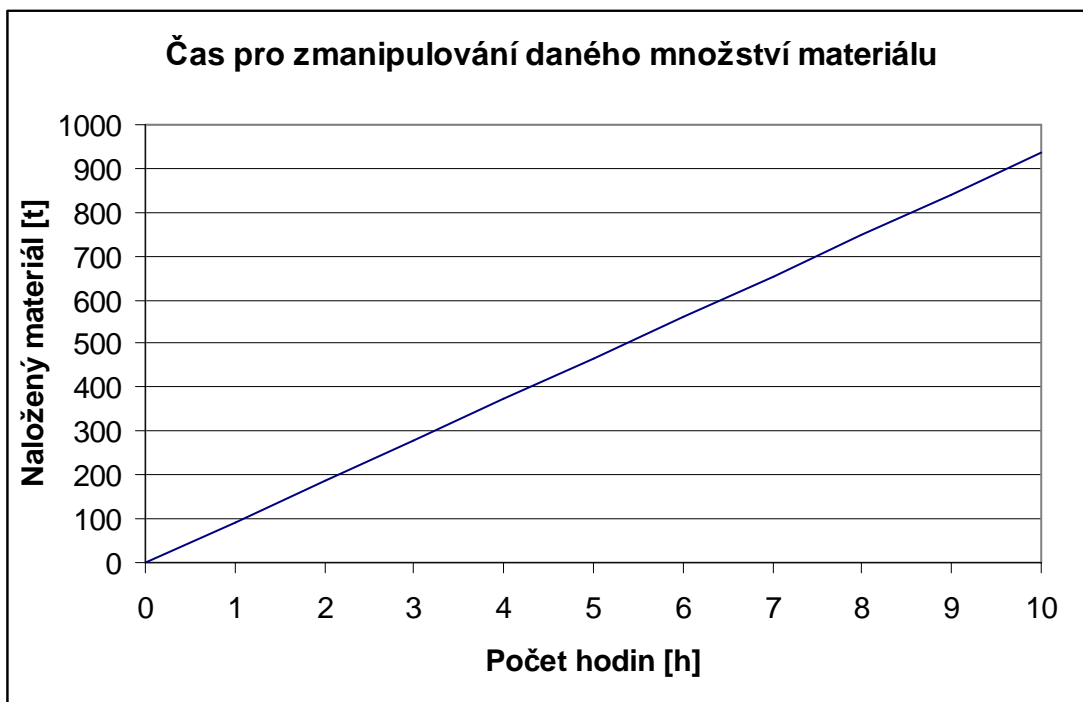
Kde k_{02} je součinitel využití operativního času

T_{02} je čas operativní

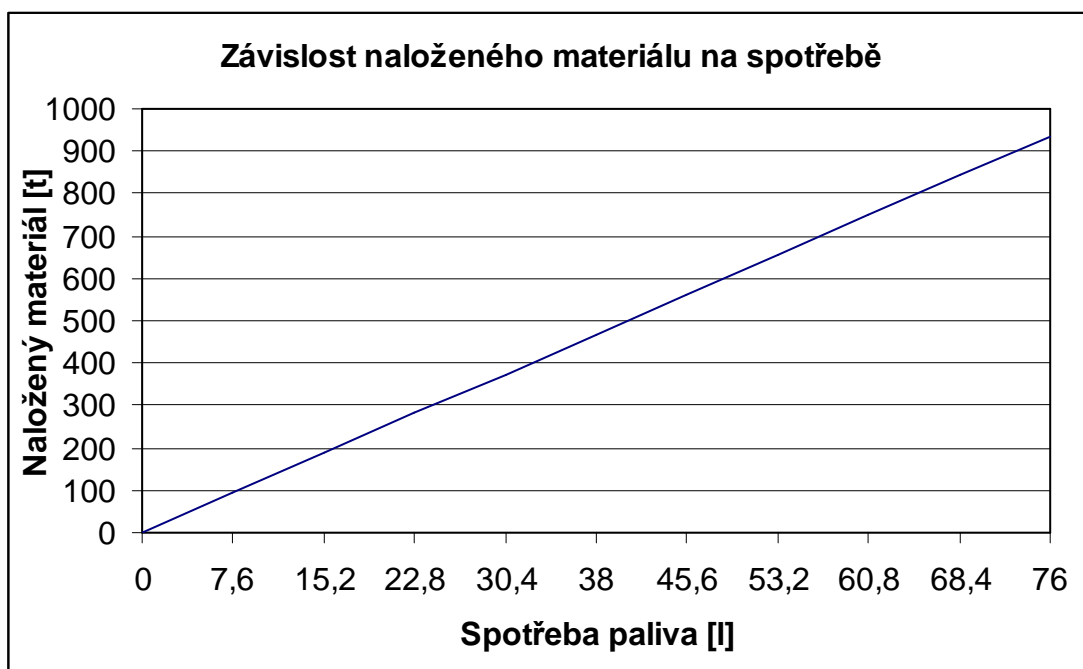
T_2 čas pro činnosti nutné pro práci

$$W_{02} = W_1 \cdot k_{02} = W_1 \cdot \frac{T_1}{T_1 + T_2} = 72,38 \cdot \frac{14,41}{40,11} = 26 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} = 93,6 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$$

Naměřená operativní výkonnost je tedy $93,6 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$ při průměrné ujeté vzdálenosti 64 m za jeden pracovní cyklus.



Obr. 33 Závislost času potřebného pro zmanipulování daného množství materiálu manipulátoru Manitou MLT 523 T



Obr. 34 Závislost naloženého materiálu na spotřebě paliva manipulátoru Manitou MLT 523 T

5.4 Naměřené a vypočtené hodnoty manipulátoru MLT 627 T

V tab.2 jsou zapsané hodnoty změřené a vypočtené hodnoty, které byly zjištěny při testu probíhající se lžící o objemu 1,5 m³ po 20 cyklů.

Tab. 2 Naměřené a vypočítané hodnoty manipulátoru Manitou MLT 627 T

Měřený (vypočtený) parametr	Počet	Jednotka
Počet cyklů do naložení	20	
Celkové množství naloženého materiálu	21,2	t
Celkový čas nakládky	812,5	s
Celková spotřeba paliva	1,8	l
Hodinová spotřeba	7,9	l.h ⁻¹
Spotřeba na tunu naloženého materiálu	0,084	l.t ⁻¹
Průměrné množství materiálu v lopatě	1060	kg
Průměrný čas nabrání materiálu (T _{1A})	3,1	s
Průměrný čas zvedání (T _{1B})	5,42	s
Průměrný čas vysypání (T _{1C})	5,78	s
Průměrný čas cyklu (T ₀₂)	40,63	s

Z tab. 2 plyne, že manipulátor Manitou MLT 627 T spotřeboval za dobu nakládání 812,5 s 1,8 l paliva. Celková hodinová spotřeba je potom dle pokusu 7,9 l.h⁻¹.

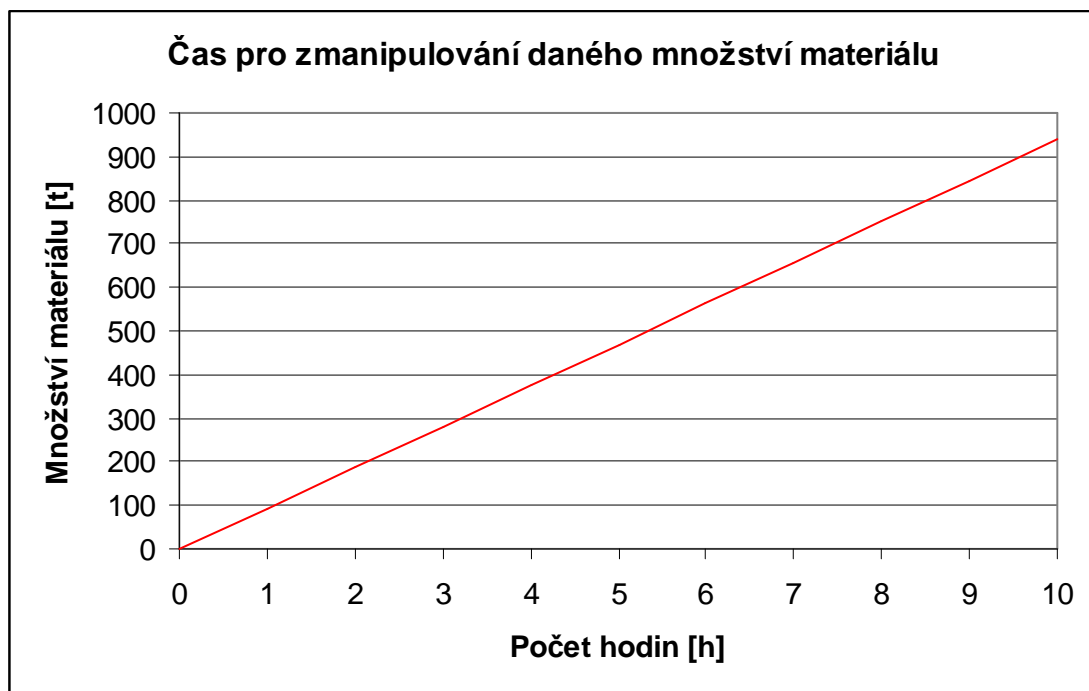
Dále lze z průměrných časů a množství materiálu v lopatě vypočítat teoretickou výkonnost soupravy:

$$W_1 = \frac{Q}{T_1} = \frac{1060}{3,1 + 5,42 + 5,78} = 74,13 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} = 266,87 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$$

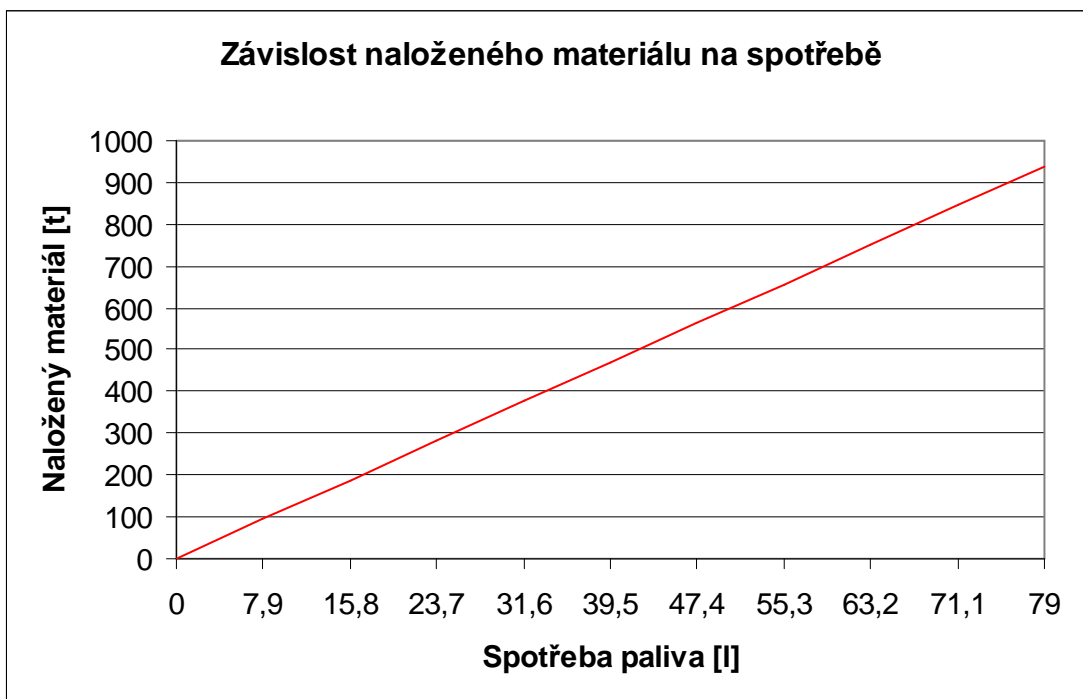
Z teoretické výkonnosti soupravy se pak dále vypočítá operativní výkonnost soupravy.

$$W_{02} = W_1 \cdot k_{02} = W_1 \cdot \frac{T_1}{T_{02}} = 74,13 \cdot \frac{3,1 + 5,42 + 5,78}{40,63} = 26,09 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} = 93,92 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$$

Naměřená operativní výkonnost stroje Manitou MLT 627 T je 93,92 t.h⁻¹ při průměrné ujeté vzdálenosti 64 m za jeden pracovní cyklus.

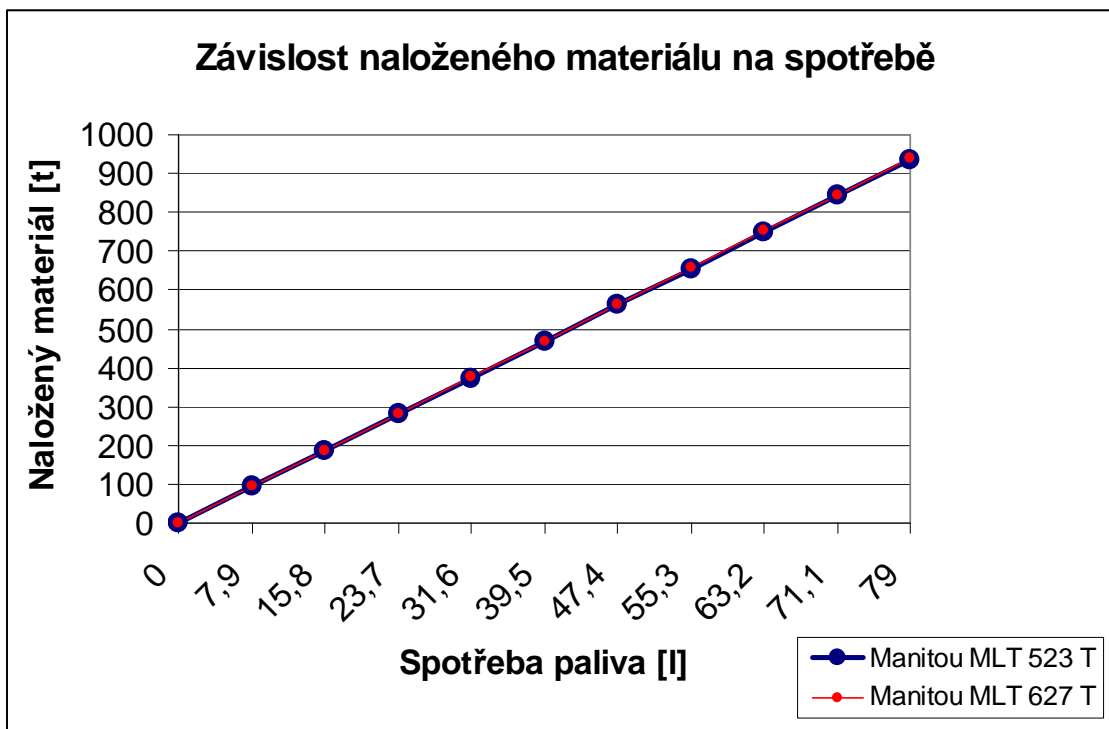


Obr. 35 Závislost času potřebného pro zmanipulování daného množství materiálu manipulátoru Manitou MLT 627 T



Obr. 36 Závislost naloženého materiálu na spotřebě paliva manipulátoru Manitou MLT 627

5.5 Porovnání pojezdů při konkrétním nasazení



Obr. 37 Závislost naloženého materiálu na spotřebě paliva u obou materiálů

Tab. 3 Vybrané porovnávané hodnoty

Měřený (vypočtený) parametr	Manitou MLT 523 T	Manitou MLT 627 T
Výkon motoru	55 kW	74,5 kW
Hodinová spotřeba paliva	7,6 l.h ⁻¹	7,9 l.h ⁻¹
Spotřeba na tunu naloženého materiálu	0,081 l.t ⁻¹	0,084 l.t ⁻¹
Teoretická výkonnost	260,57 t.h ⁻¹	266,87 t.h ⁻¹
Operativní výkonnost	93,6 t.h ⁻¹	93,92 t.h ⁻¹

Jak je vidět z naměřených a vypočtených hodnot při testu manipulátorů s rozdílnými typy pohonů, každý z nich vykazuje rozdílné parametry. Oba manipulátory absolvovaly 20 cyklů nakládky při nichž manipulátor s hydrostatickým typem pohonu naložil za 802,2 s množství materiálu o hmotnosti 20,86 t. Manipulátor s hydrodynamickým typem pohonu naložil za 812,5 s materiál o hmotnosti 21,2 t. Z těchto parametrů plyne, že hodinový operativní výkon manipulátoru s hydrostatickým typem pohonu je 93,6 t.h⁻¹ a operativní výkon manipulátoru s hydrodynamickým typem pohonu je 93,92 t.h⁻¹. Z tohoto hlediska se jeví jako výhodnější použití manipulátoru s hydrodynamickým typem pohonu.

Z hlediska spotřebovaného paliva byla při testu naměřené hodnoty spotřebovaného paliva u manipulátoru s hydrostatickým typem pohonu naměřena hodnota 1,7 litrů po dobu nakládky, z čehož plyne hodinová spotřeba paliva 7,6 l.h⁻¹. Při přepočtení spotřeby na tunu naloženého materiálu bylo dosaženo hodnoty 0,081 l.t⁻¹. U manipulátoru s hydrodynamickým typem pohonu byla naměřena spotřeba za dobu testu 1,8 l. Po přepočtu na hodinovou spotřebu pak vyšla spotřeba 7,9 l.h⁻¹. Při přepočtení spotřeby na tunu naloženého materiálu bylo dosaženo hodnoty 0,084 l.t⁻¹. Při porovnávání těchto údajů je zřetelné, že při testu bylo dosaženo nižší spotřeby paliva u manipulátoru s hydrostatickým typem pohonu. Hodinová spotřeba paliva manipulátoru s hydrostatickým typem pohonu byla dosažena menší o 0,3 l paliva na hodinu práce a

taktéž hodnota spotřeby na tunu naloženého materiálu byla nižší u manipulátoru s hydrostatickým typem pohonu, a to o $0,003 \text{ l.t}^{-1}$.

6. Závěr

U pracovních strojů, jako jsou nakladače, dozery, manipulátory a rypadla je velmi často využíván hydraulický pohon pojezdu. Těmito typy pojezdu jsou pojezdy hydrostatické a hydrodynamické. V obou těchto typech pojezdu hraje velkou roli hydraulický převod.

Hydrostatický typ pohonu je složen ze dvou nejdůležitějších členů a těmi jsou hydrogenerátor a hydromotor. Oba tyto členy lze dále rozdělit dle typu regulace na regulační a neregulační. Hydrogenerátor je připojen ke spalovacímu motoru a přeměňuje otáčky motoru a kroutící moment motoru na hydraulické veličiny, jimiž jsou tlak a průtok. Z hydrogenerátoru je pak hydraulickým vedením přenášén hydraulický výkon do hydromotoru, který má opačnou funkci. Tzn. přeměňovat tlak a průtok hydraulického oleje na otáčky a kroutící moment.

Hydrodynamický měnič se skládá z čerpadla, turbíny a reaktoru. Reaktor je u hydrodynamického měniče pevně spojen s rámem, čímž přenáší část zatěžovacího momentu na rám a zbytek zatěžovacího momentu se přenesou prostřednictvím čerpadla na hnací motor. Hydrodynamický měnič tak odděluje hnací motor od vlivu proměnného zatížení. Hydrodynamické měniče se dělí na nepropustné a propustné. U nepropustného měniče se dosahuje vlastností, že moment, kterým motor zatěžuje hnací motor, je nezávislý na velikosti momentu zatěžujícího turbínu. Hydrodynamický měnič má také vlastnosti ochrany motoru proti přetížení. Je to způsobeno zastavením turbíny v případě, že je překročena maximální hodnota zatěžovacího momentu.

Reverzační schopnost hydrostatického typu pohonu je 100%, neboli se dá říci, že hydrostatický typ pohonu je plně reverzační. U hydrodynamického typu pohonu je reverzace zajištěna mechanickým převodem, protože každý hydrodynamický měnič je napojen na mechanickou převodovku. Ať již s planetovým převodem nebo s převody s čelním ozubením. Reverzace hydrostatického typu pohonu je zajištěna rozvaděčem, který otáčí přítok a odtok z a do hydromotoru. Hydrodynamický typ pohonu se u moderních strojů reverzuje elektro-hydraulicky a ovládání stroje je pomocí dvou pedálů a to brzdy a plynu. U porovnávaných manipulátorů je manipulátor s hydrodynamickým typem pohonu pojezd reverzován pomocí elektro-hydraulického ventilu, který ovládá pojezdovou lamelovou spojku. Tímto řešením odpadá složitost ovládání reverzace pro obsluhu stroje.

Údržby a ekonomická náročnost spojená s údržbou hydrostatickým a hydrodynamickým typem pohonu je dle mého zjištění méně náročná u hydrodynamického typu pohonu. Neméně důležitými položkami při porovnávání ekonomické náročnosti jsou i ceny náhradních dílů a životnosti. Dle mého zjištění je i v tomto případě manipulátor s hydrodynamickým typem pohonu levnější.

Pro ověření teoretických poznatků o jednotlivých typech pohonů byl proveden praktický test, při němž byly sledovány vyhodnocovány parametry týkající se spotřeby a nakládacích výkonů u manipulátorů s rozdílnými typy pohonů. Vzhledem k tomu, že se v případě porovnávaných manipulátorů nevyrobí naprosto stejné modely strojů, pouze s rozdílnými typy pohonů, byl pokus proveden s co nejpodobnějšími modelovými řadami manipulátorů. U manipulátoru s hydrostatickým typem pohonu bylo při pokusu na rovném zpevněném povrchu dosaženo nižší spotřeby, než u manipulátoru s hydrodynamickým typem pohonu. Spotřeba byla nižší jak, při posuzování spotřeby hodinové, tak i spotřeby na tunu naloženého materiálu. Rozdílná situace ovšem nastala při posuzování teoretické a operativní výkonnosti manipulátoru, kde byl zjištěn vyšší výkon u manipulátoru s hydrodynamickým typem pohonu.

To je důsledkem skutečnosti, že hydrostatický převod manipulátoru 523 má menší regulační rozsah než je momentová násobnost hydrodynamického měniče manipulátoru 627. Přitom hydrostatický převod není vybaven automatickou regulací na konstantní přenášený výkon a její činnost nahrazuje řidič manipulací inch-pedálem.

V praxi jsou používány oba typy pohonů u manipulátorů. Z hlediska spotřeby při pokusu je výhodnější při nakládání na zpevněných površích manipulátor s hydrostatickým typem pohonu. Ovšem z hlediska ostatních parametrů posuzovaných při pokusu bylo dosaženo větší úspory na údržbách pohonů strojů, nižších nákladech na náhradní díly a vyšší nakládací výkon u manipulátorů s hydrodynamickým typem pohonu.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] J. KOREIS, G KOREISOVÁ. *Vliv převodovky na dynamiku jízdy vozidla*.
In. Sborník 7 mezinárodní konference „Akademická Dubnica 2001“, str.47 ÷ 52,
ISBN 80-227-1614-6
- [2] J. TURZA. *Dynamika tekutinových systémov*. Žilina, EDIS ŽU 1994.
ISBN 80-7100-162-7.
- [3] P. KUČÍK, I. STRÁŽOVEC, P. KRIŠŠÁK. *Hydraulický prenos energie-Mobilné
pracovné stroje*. Monografie, Žilina, EDIS ŽU 2000. ISBN 80-7100-725-0.
- [4] J. KOREIS. *Přenosové systémy dopravních prostředků*. Pardubice: ES UPa, 1999.
136 s. ISBN 08-7194-204-9
- [5] J. KOPÁČEK. *Hydrostatické převodové mechanismy*. Praha: SNTL, 1986
- [6] M.WOLF.: *Hydrodynamické spojky a měniče*. SNTL Praha 1965.
- [7] SYROVÝ OTAKAR A KOLEKTIV: *Doprava v zemědělství*. Nakladatelství PROFI
PRESS, Rok vydání 2008, ISBN 978-80-86726-30-4.
- [8] Servisní manuály Manitou, Perkins, data firmy Moreau Agri Vysočina spol. s r.o.