



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

MOTOROVÁ JEDNOTKA TELESKOPICKÉHO NAKLADAČE

THE ENGINE UNIT OF A TELESCOPIC LOADER

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Jan Seják

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.

BRNO 2019

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Jan Seják**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.**
Akademický rok: 2018/19

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 bakalářské práce:

Motorová jednotka teleskopického nakladače

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Stanovení výkonové řady motorové jednotky určené pro teleskopický nakladač na základě daných technických parametrů. Provedení rešeršního rozboru strojů podobné hmotnostní kategorie a dále výpočtové stanovení výkonu motorové jednotky pro zadané parametry nakládacího stroje.

Technické parametry:

Typ řízení – nápravové řízení.

Provozní hmotnost max. 8300 kg.

Nosnost stroje max. 3000 kg.

Velikost pneumatik 13.00 x 24 12PR.

Cíle bakalářské práce:

Rešeršní rozbor strojů podobné typové řady.

Stanovení analyticky vhodnou výpočtovou metodikou výkonové požadavky stroje pro různé režimy stroje.

Pro stanovení výkonu stroje rešeršním způsobem návrh motorové jednotky dle katalogu výrobců.

Seznam doporučené literatury:

VANĚK, Antonín. Strojní zařízení pro stavební práce. 2., přeprac. vyd. Praha: Sobotáles, 1999. ISBN 8085920611.

KERN, Felix a Michaela MAYLÄNDER. Faszination Strassenbau: von widerstandsfähigen Verkehrswegen, spektakulären Baustellen und kraftvoller Maschinenteknik. 1. Aufl. Stuttgart: Motorbuch Verlag, 2005. ISBN 3613024993.

JEŘÁBEK, Karel. Stroje pro zemní práce: Silniční stroje. 1. vyd. Ostrava: VŠB-
Technická univerzita, 1996. ISBN 8070783893.

MICHALÍČEK, Milan. Dynamika stavebných strojov. 2. vyd. Bratislava: Slovenská technická univerzita,
1996. Edícia skript. ISBN 8022708798.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

.....
prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

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

ABSTRAKT

Tato práce se zabývá návrhem a výběrem motorové jednotky teleskopického nakladače dle zadaných parametrů. První část se věnuje rešeršnímu rozboru a srovnání teleskopických manipulátorů podobné hmotnostní kategorie. Druhá část obsahuje návrhový výpočet výkonu motoru potřebného pro různé režimy stroje. Závěrem je pak výběr vhodné motorové jednotky vzhledem k vypočítaným hodnotám výkonů.

KLÍČOVÁ SLOVA

teleskopický manipulátor, výkon, jízdní odpory, hydrogenerátor, motorová jednotka

ABSTRACT

This work deals with design and selection of telescopic loader engine unit according to given parameters. The first part deals with the research analysis and comparison of telescopic manipulators of similar weight category. The second part contains a design calculation of engine power needed for different machine modes. Finally, select the appropriate motor unit with respect to the calculated power values.

KEYWORDS

telescopic handler, power, driving resistances, hydro generator, engine unit

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

SEJÁK, Jan. Motorová jednotka teleskopického nakladače [online]. Brno, 2019 [cit. 2019-05-13]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/113162>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Jaroslav Kašpárek.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Jaroslava Kašpárka, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 24. května 2019

.....

Jan Seják

PODĚKOVÁNÍ

Touto cestou bych rád poděkoval vedoucímu mé bakalářské práce Ing. Jaroslavu Kašpárkovi, Ph.D. za odborné vedení a cenné rady při zpracování této práce.

OBSAH

Úvod	8
1 Hlavní části teleskopického manipulátoru	9
1.1 Rám.....	9
1.2 Rameno výložníku.....	9
1.3 Adaptéry	9
1.4 Hydraulická soustava.....	10
1.5 Pohon pojezdu	10
1.6 Motor	12
2 Stroje podobné typové řady.....	13
2.1 Srovnání teleskopických manipulátorů	13
2.2 Grafy srovnání parametrů	14
3 Výpočet výkonových požadavků stroje	17
3.1 Výkon pro pojezd	17
3.2 Výkon pro pohon hydraulické soustavy	19
3.3 Výkon potřebný pro další funkce stroje	28
4 Výkon potřebný pro daný režim.....	29
4.1 Jízda po zpevněné komunikaci	29
4.2 Práce na nezpevněném podloží.....	30
4.3 Nabírání materiálu	30
5 Motorová jednotka	32
5.1 Výsledný návrhový výkon motoru	32
5.2 Výběr motorové jednotky	32
Závěr.....	33
Použité informační zdroje	34
Seznam použitých zkratk a symbolů	37

ÚVOD

Teleskopické manipulátory (dále jen manipulátory) se původně používaly zejm. ve stavebnictví. Postupně se však rozšířily díky své všestrannosti i do zemědělství, kde jsou dnes tyto stroje hojně využívány. Mezi hlavní výhody patří obratnost, obecně vysoká maximální nosnost vzhledem k rozměrům a hmotnosti stroje, široký výběr adaptérů pro nejrůznější manipulační práce ve stavebnictví, zemědělství nebo také ve skladových prostorách.

Tato práce pojednává o strojích podobné výkonové třídy dané zadáním. Pohonná jednotka stroje je základním faktorem určujícím výkonnost stroje. Při poddimenzování potřebného výkonu motoru dochází při práci k neekonomickému provozu a rychlejšímu opotřebenosti součástí motoru. Naopak příliš vysoký výkon motoru je příčinou vyšší pořizovací ceny, hmotnosti stroje a vyšší spotřeby paliva.



Obr. 1 Manipulátor Bobcat T40.180SLP [1]

1 HLAVNÍ ČÁSTI TELESKOPICKÉHO MANIPULÁTORU

1.1 RÁM

Rám bývá příhradového či žebřinového typu a kromě funkce připojení náprav, ramene výložníku, kabiny a jiných hlavních částí stroje, tvoří svou robustností základní prvek stability stroje. Ve většině případů je rám pevný. Druhou variantou je pak rám otočný, který se skládá ze dvou částí spojených otočným systémem. Tyto manipulátory většinou disponují velkými hodnotami dosahu a skladové výšky. Zároveň je však negativem otočného rámu stabilita stroje při otáčení části s ramenem výložníku a tím zamezena schopnost pojezdu. Kvůli zhoršené stabilitě stroje jsou tak tyto modely manipulátorů s otočným systémem vybaveny stabilizačními opěrami.



Obr. 2 Manipulátor Merlo Roto 40.25 s otočným rámem [2]

1.2 RAMENO VÝLOŽNÍKU

Teleskopické rameno výložníku má oproti ostatním nakladačům výhodu maximální dosažitelné skladové vzdálenosti. Je umístěno uprostřed stroje a orientováno podélně vzhledem k manipulátoru. Sestává ze základního ramene a jednoho, či více výsuvných částí. Uložení ramene je pak s výjimkou manipulátorů s motorem umístěným vzadu, u kterých je uložení posunuto více dopředu, v nejzadnější části stroje.

1.3 ADAPTÉRY

Všestrannost manipulátoru tkví v kromě konstrukčních vlastnostech výsuvného ramene také v možnostech přípojných adaptérů. Mezi nejpoužívanější patří paletizační vidle, různé lopaty či drapáky.



Obr. 3 Adaptéry zleva: drapák na kulaté balíky, lžice, paletizační vidle [3]



Obr. 4 Adaptéry zleva: lžíce s předržovačem, drapák na seno, pracovní plošina [3]

1.4 HYDRAULICKÁ SOUSTAVA

Ovládání všech funkcí manipulátoru je zajištěno hydraulicky. U strojů hmotnostní třídy dané zadáním se většinou využívají axiální pístová čerpadla s maximálním průtokem okolo 150 litrů za minutu a maximálním tlakem v systému 250 barů. Tato čerpadla často disponují proměnným průtočným množstvím a regulací zatížení. [4]

1.5 POHON POJEZDU

Využívá se buď pohonu hydrostatického, nebo s hydrodynamickým měničem. Řízení náprav manipulátorů bývá hydrostatické, nebo s využitím planetové převodovky.

Tab. 1 Přehled srovnávacích kritérií pohonů [7]

• výhoda; - nevýhoda	Hydrostatický pohon	Hydrodynamický pohon
Hmotnost	•	-
Údržba	-	•
Brzdný účinek	•	-
Účinnost	-	•
Zastavěný prostor	•	-
Nároky na kvalitu oleje	-	•
Měkký chod	-	•

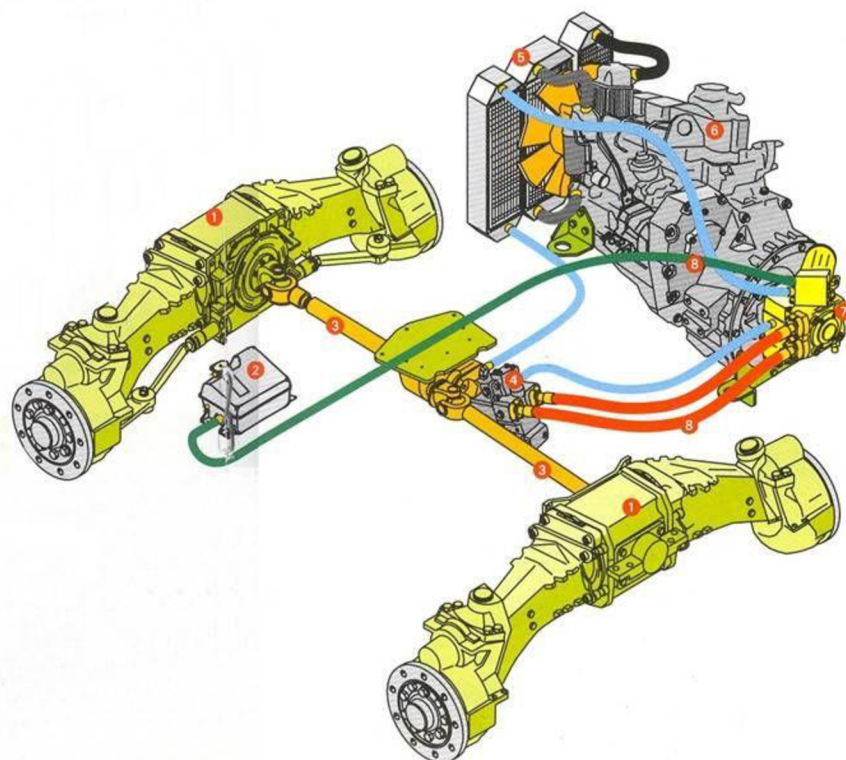
Dnes již většina manipulátorů disponuje možností volby řízení jedné nápravy, řízení všech kol a tzv. krabím chodem, který umožňuje stranový pojezd. To dává manipulátorům vysokou manévrovatelnost v jakémkoliv terénu a prostoru. [5]



Obr. 5 Možnosti řízení, zleva: řízení jedné nápravy, obou náprav, krabí chod [10]

1.5.1 HYDROSTATICKÝ POHON

Hydrostatický přenos točivého momentu bývá realizován dvouřisňovým hydrogenerátorem, nebo je hydrostatický pojezd doplněn (zpravidla dvoustupňovou) převodovkou. Výhodou hydrostatického pojezdu může být citlivější ovládní a jednoduchost, nevýhodou mohou být větší ztráty přenášeného výkonu motoru. [5]



Obr. 6 Hydrostatický systém pojezdu [11]

1. Nápravy
2. Nádrž na olej
3. Kloubový hřídel
4. Hydromotor
5. Chladič
6. Spalovací motor
7. Hydrogenerátor
8. Tlakové hadice hydraulického systému

U některých modelů manipulátorů je použita tzv. CVT převodovka s plynulou změnou převodového poměru. Systém pak pracuje na kombinaci hydrostatiky s mechanickým převodem. [6]

1.5.2 HYDRODYNAMICKÝ POHON

Hydrodynamický měnič ve spojení s klasickou převodovkou s mechanickým řazením nebo s převodovkou řazenou pod zatížením zabezpečuje vždy stroji plynulý rozjezd po zvýšení otáček motoru. Reverzace chodu pod zatížením je nutnou samozřejmostí. Nejčastěji jsou používané převodovky čtyřstupňové, je ale možné nalézt i převodovky pětistupňové. [5]

Měnič bývá uložen mezi motorem a mechanickou částí převodovky. Hydrodynamická spojka se od měniče liší vloženým reaktorem mezi čerpadlovým a turbínovým kolem. Reaktor je pevně spojen se skříní měniče a tvoří tak reakční člen umožňující změnu velikosti přenášeného točivého momentu. Lopatky čerpadlového a turbínového kola a reaktoru jsou zakřivené. Olej je uváděn do pohybu otáčením čerpadlového kola, jenž je poháněno klikovým hřídelem motoru. Olej protéká turbínovým kolem a reaktorem, přičemž turbínové kolo je spojeno s výstupem do převodovky. Z charakteristiky měniče pak vyplývá, že s klesajícími otáčkami turbíny roste točivý moment turbíny. [7]



Obr. 7 Hydrodynamický měnič SACHS [12]

1.6 MOTOR

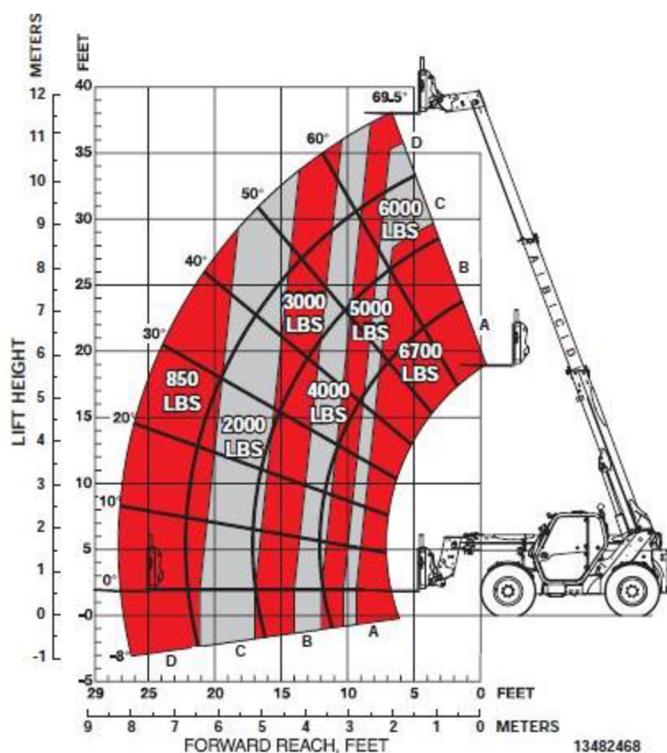
Pohonnou jednotkou manipulátoru bývá zpravidla přepínaný, čtyřdobý, vznětový motor. Oproti zážehovým motorům pracuje při nižších otáčkách a dosahuje vyšších hodnot točivého momentu. Uložen je buď za kabinou řidiče, nebo v boční části stroje. Uložení motoru vzadu sice působí jako protizávaží, avšak zamezuje uložení ramene výložníku do zadní části stroje, které zajišťuje lepší rozložení sil při práci s manipulátorem. Dalším negativem pak může být omezení výhledu řidiče za manipulátor.

Vzhledem k legislativě je při výběru pohonné jednotky velmi důležitým faktorem emisní norma. Pro evropský trh je platná emisní norma Stage IV (Tier F4 pro USA). Motory vyrobené v EU od roku 2019 již podléhají emisní normě Stage V. Výrobci však deklarují, že úprava motorů pro splnění nejnovějších emisních norem nebude tak náročná, jako při přechodech na normy z předchozích let. Mezi běžná konstrukční řešení zajišťující emisní normy patří filtr pevných částic (DPF), recirkulace výfukových plynů (CEGR), nebo vstřikování močoviny do výfukového systému pro snížení oxidů dusíku (SCR). [8][9]

2 STROJE PODOBNÉ TYPOVÉ ŘADY

Stroje pro porovnání jsou vybrány tak, aby se svými parametry co nejvíce blížily zadání. Hlavními parametry při výběru strojů a následném srovnání jsou provozní hmotnost, výkon motoru, točivý moment či užitečné zatížení. Provozní hmotnost je dána konstrukční hmotností stroje a všech provozních náležitostí. Vyšší hmotnost zajišťuje lepší stabilitu stroje a potenciálně zvyšuje hodnotu užitečného zatížení, může však negativně ovlivnit pohyblivost stroje a zvyšuje nároky na výkon motoru a tím pádem také spotřebu paliva.

Užitečné zatížení pak udává hmotnost břemene, s kterým může manipulátor běžně pracovat. U popisů manipulátorů se kromě dosahové charakteristiky běžně udávají hodnoty užitečného zatížení při daném vysunutí ramene. Dosahová charakteristika pak udává užitečné zatížení manipulátoru v celém rozsahu vysunutí ramene výložníku dopředu i dosažitelné skladové výšky.



Obr. 8 Dosahová charakteristika IR VR-638 [13]

2.1 SROVNÁNÍ TELESKOPICKÝCH MANIPULÁTORŮ

Pro srovnání byly vybrány manipulátory na základě přibližných hodnot zadání, a to zejm. na provozní hmotnosti a maximální nosnosti stroje. Přehledová tabulka hlavních parametrů manipulátorů pak zahrnuje také výkon a maximální točivý moment motoru. Pro přehlednost je rozdělena do dvou částí. Údaje jsou čerpány z prospektů daných výrobců, nebo jejich webových stránek. Pro názornost srovnání jsou dané parametry vyneseny do grafů. [4][13][14][15][16][17][18][19]

Tab. 2 Přehledová tabulka hlavních parametrů část 1.

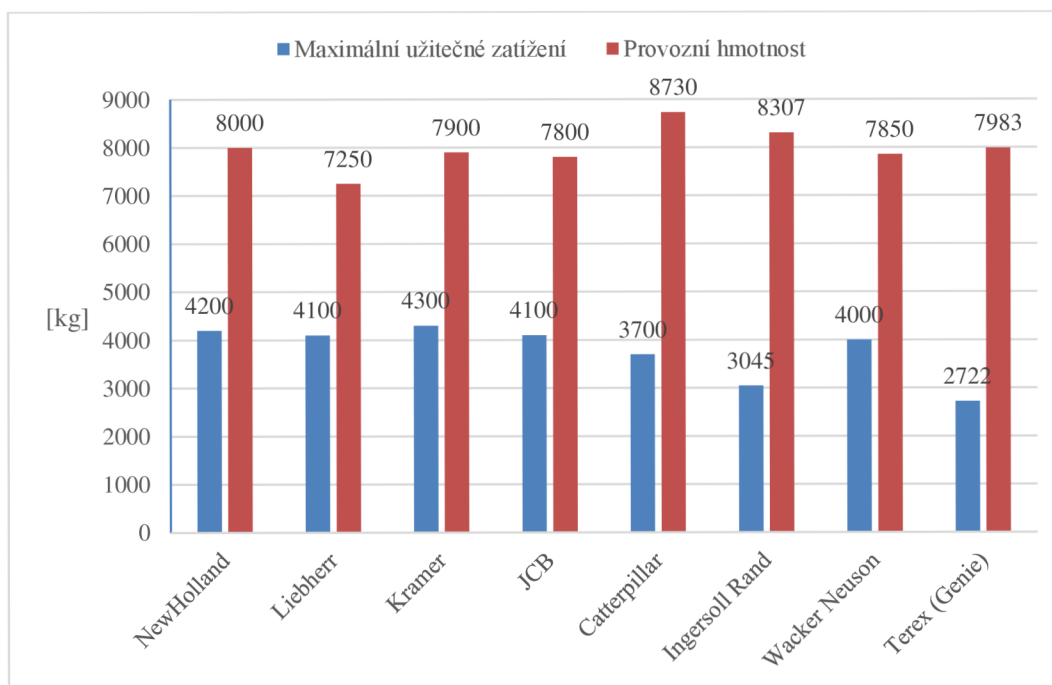
Značka	NewHolland	Liebherr	Kramer	JCB
Model	LM7.42 Elite	TL 441-7	Allrad 4407	541-70 Agri
Provozní hmot. [kg]	8000	7250	7900	7800
Max. nosnost [kg]	4200	4100	4300	4100
Výkon [kW]	105	74	90	81
Max. Mk [Nm]	590	480	480	516

Tab. 3 Přehledová tabulka hlavních parametrů část 2.

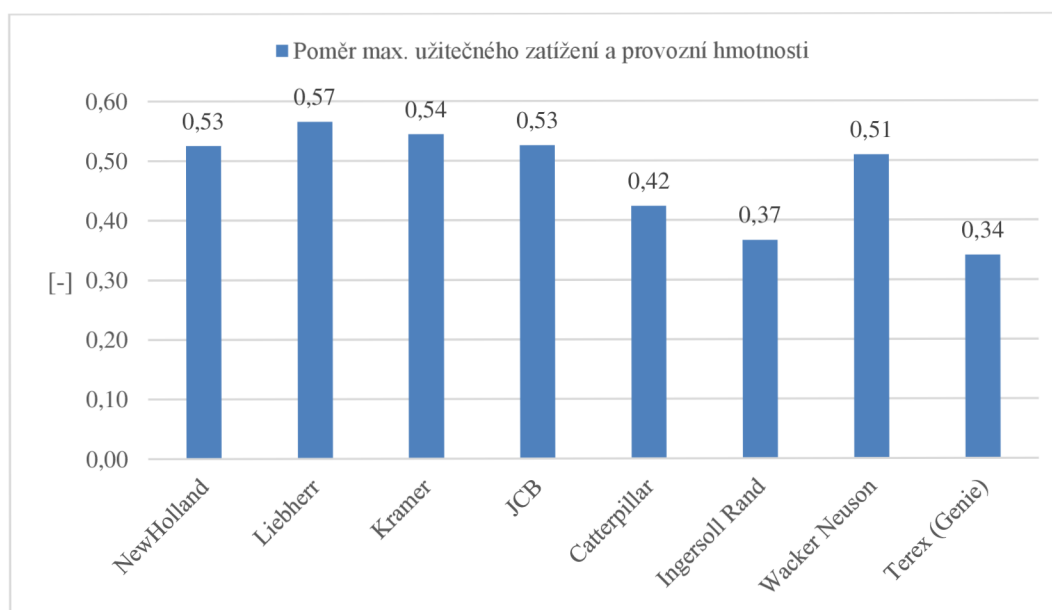
Značka	Catterpillar	Ingersoll Rand	Wacker Neuson	Terex (Genie)
Model	TH407C	VR-638	TH740	GTH636
Provozní hmot. [kg]	8730	8307	7850	7983
Max. nosnost [kg]	3700	3045	4000	2722
Výkon [kW]	75	74,5	100	55
Max. Mk [Nm]	420	412	-	260

2.2 GRAFY SROVNÁNÍ PARAMETRŮ

První graf (Obr.9) znázorňuje hodnoty maximálního užitečného zatížení a provozní hmotnosti. V druhém grafu (Obr.10) je pak zobrazen poměr těchto parametrů, z něhož vychází nejhůř manipulátor výrobce Terex, následován strojem Ingersoll Rand. Tento poměr však přímo nevyjadřuje výkonnost stroje.

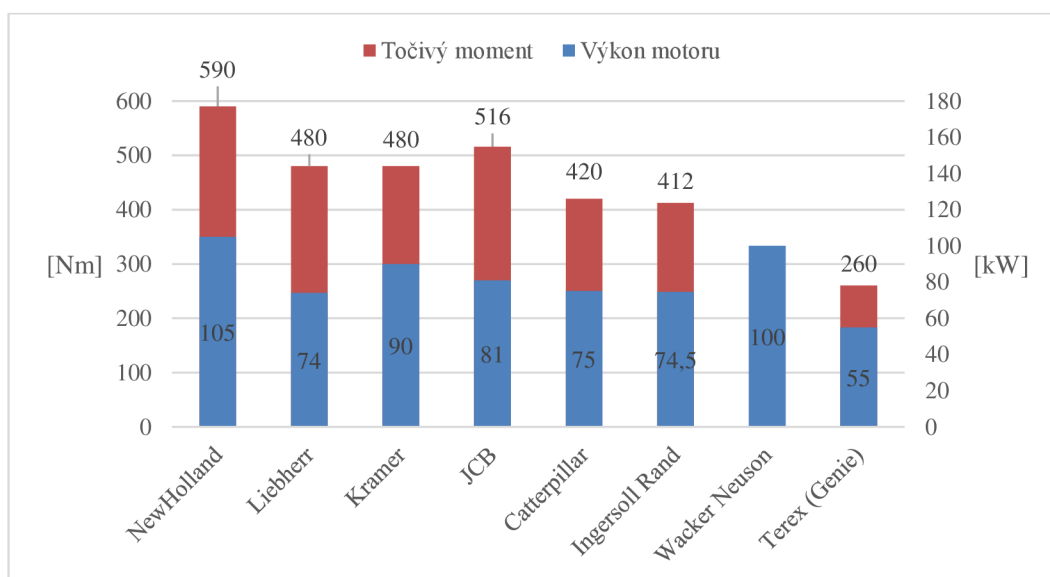


Obr. 9 Graf max. užitečného zatížení a provozní hmotnosti



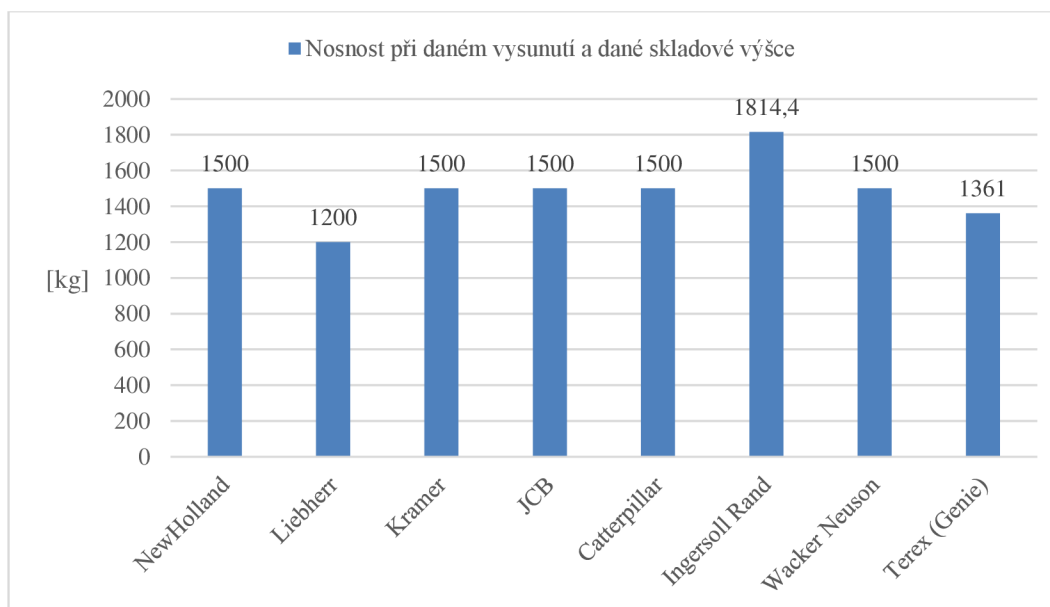
Obr. 10 Graf poměru max. užitečného zatížení a provozní hmotnosti

Při porovnání hodnot maximálního užitečného zatížení z prvního grafu a výkonů, resp. točivých momentů, z třetího grafu vyplývá předpokládaná souvislost mezi těmito hodnotami. Motory s nejvyšším výkonem u nakladačů z výběru dosahují také jedny z nejvyšších hodnot maximálních užitečných zatížení (New Holland, Kramer, Wacker Neuson).



Obr. 11 Graf točivého momentu a výkonu motoru

Atributem teleskopických manipulátorů je však výsuvné rameno. Při porovnávání strojů je tak důležité uvažovat nosnosti v určitém stavu vysunutí ramene výložníku. Vzhledem k využití teleskopických manipulátorů, kdy je potřeba manipulace s materiálem na větší vzdálenosti, byla zjišťována nosnost pro dosah i skladovou výšku rovnající se čtyřem metrům. Pro zjištění hodnot nosností byly použity dosahové charakteristiky jednotlivých modelů manipulátorů. U nakladačů, které mají maximální dosah a skladovou výšku menší než čtyři metry, byla uvažována nejvyšší hodnota těchto parametrů.



Obr. 12 Graf nosnosti při daném vysunutí ramene a dané skladové výšce

Z porovnání hodnot z druhého (Obr.10) a čtvrtého grafu (Obr.12) vyplývá, že manipulátor s druhým nejhorším poměrem hmotnosti a maximální nosnosti (Ingersoll Rand) je schopen ostatní modely manipulátorů předčit nosností při daném vysunutí ramene a dané skladové výšce o více než tři sta kilogramů. Volíme ho tedy jako referenční stroj pro následující výpočty.

3 VÝPOČET VÝKONOVÝCH POŽADAVKŮ STROJE

Celkový výkon stanovíme součtem dílčích potřebných výkonů pro dané funkce stroje.

3.1 VÝKON PRO POJEZD

Výkon pro pojezd stroje musí být dostatečně velký na to, aby překonal všechny jízdní odpory, a nebyl tak limitujícím faktorem při práci se strojem. Zároveň by však neměla vyvinutá tažná síla překročit hranici síly, kterou jsou kola schopna přenést na podložku.

Proti pohybu stroje působí valivý odpor, při zrychlování dynamický odpor, odpor stoupání a aerodynamický odpor, který však neuvažujeme vzhledem k maximální rychlosti stroje do 30 km/h. Celkový jízdní odpor je dán součtem zmíněných odporů, dle vztahu: [20]

$$R_c = R_v + R_d + R_s \text{ [N]} \quad (1)$$

Kde	R_c [N]	je celkový odpor proti pohybu stroje
	R_v [N]	je celkový valivý odpor
	R_d [N]	je celkový dynamický odpor
	R_s [N]	je odpor stoupání

Výkon pro pojezd stroje je:

$$P_p = R_c \cdot v \text{ [W]} \quad (2)$$

Kde	P_p [W]	je výkon pro překonání jízdního odporu
	v [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]	je rychlost daná režimem

3.1.1 VALIVÝ ODPOR

Valivý odpor vzniká deformací pneumatiky a podloží, po kterém se pneumatika odvaluje, čímž vznikají síly působící proti pohybu stroje. V případě tuhého podloží (např. asfalt) se uvažuje pouze deformace pneumatiky. [21]

Při výpočtu uvažujeme stav, kdy je pneumatika zatížena v mezích své únosnosti při maximální uvažované rychlosti stroje. Rozloženě se pak valivý odpor jednoho kola dle Omeljanova počítá dle vztahu: [22]

$$R_{vk} = R_t + R_p = C_1 \cdot G_k \cdot \sqrt[3]{\frac{p_p}{\varepsilon \cdot D}} + C_2 \cdot \sqrt[3]{\frac{G_k^4}{p \cdot D^2}} \quad (3)$$

Kde	R_{vk} [N]	je valivý odpor jednoho kola
	R_t [N]	je vnější odpor (deformace podloží)
	R_p [N]	je vnitřní odpor (deformace pneumatiky)
	$C_1=0,35$	je konstantní součinitel, doporučeno volit $C_1=0,35-0,5$ [22]
	$C_2=0,065$	je konstantní součinitel, doporučeno volit $C_2=0,065$ [22]
	G_k [N]	je zatížení kola
	$G_{kp}=40\ 452$ N	je zatížení předního kola při rychlosti 30 km/h [23]
	$G_{kz}=28\ 439$ N	je zatížení zadního kola při rychlosti 30 km/h [23]
	$G_{kp}=51\ 485$ N	je zatížení předního kola při rychlosti 10 km/h [23]
	$G_{kz}=36\ 383$ N	je zatížení zadního kola při rychlosti 10 km/h [23]
	$p_p=300\ 000$ Pa	je huštění pneumatik [23]

$D=1,239 \text{ m}$	je největší průměr pneumatiky [23]
$\varepsilon [\text{N}\cdot\text{m}^{-3}]$	je součinitel vyjadřující vliv objemového přetvoření podloží, doporučeno volit: $\varepsilon=(2-4)\cdot 10^6$ oranice [22] $\varepsilon=(10-25)\cdot 10^6$ polní cesta [22] $\varepsilon=(100-200)\cdot 10^6$ louka, strniště [22] $\varepsilon \rightarrow \infty$ tvrdý povrch [22]

Celkový valivý odpor je pak dán součtem odporů jednotlivých kol:

$$R_v = \sum_{i=1}^k R_{vki} \text{ [N]} \quad (4)$$

Kde $k [-]$ je počet kol

3.1.2 DYNAMICKÝ ODPOR

Dynamický odpor vzniká působením setrvačné síly, která lze rozdělit na dvě složky. První je síla působící při zrychlení translačního pohybu stroje, druhou pak síla vycházející z momentů při zrychlení rotujících částí stroje. Pro výpočet budeme uvažovat pouze vliv translačního pohybu a vliv rotace kol. Pro přesnější výpočet je možné zahrnout i vliv setrvačnosti motoru a převodového ústrojí. Pro zjednodušení je však moment setrvačnosti motoru a rotujících částí náprav a převodů zanedbán stejně jako vliv setrvačnosti oleje v hydraulickém okruhu. Výsledný dynamický odpor je pak možné uvést ve tvaru: [6]

$$R_d = \left(1 + \frac{\sum J_{ki}}{m \cdot r_d^2} \right) \cdot m \cdot a \text{ [N]} \quad (5)$$

Kde $J_{ki} [\text{kg}\cdot\text{m}^2]$ je moment setrvačnosti kola
 $m=11\,300 \text{ kg}$ je hmotnost stroje s nákladem
 $r_d=0,585 \text{ m}$ je poloměr zatíženého kola
 $a [\text{m}\cdot\text{s}^{-2}]$ je maximální návrhové zrychlení pro daný jízdní režim

V případě, kdy uvažujeme ráfek a kolo jako rotující prstence, lze setrvačný moment kola vyjádřit jako součet setrvačného momentu kola a setrvačného momentu ráfku následovně:

$$J_{ki} = m_p \cdot r_p^2 + m_r \cdot r_r^2 \text{ [kg}\cdot\text{m}^2] \quad (6)$$

Kde $m_p=66 \text{ kg}$ je hmotnost pneumatiky [23]
 $r_p=0,62 \text{ m}$ je poloměr pneumatiky [23]
 $m_r=63 \text{ kg}$ je hmotnost ráfku [24]
 $r_r=0,305 \text{ m}$ je poloměr ráfku [24]

Zrychlení stroje na jednotlivých typech podloží je dané schopností pojezdu, který je v tomto případě neznámý. Lze však vycházet z požadavků na brzdový systém stroje. Vzhledem k legislativě se brzdí dráha „samohybného pracovního stroje“ vypočítá ze vztahu: [25]

$$s_b = 0,15 \cdot v + \frac{v^2}{115} \text{ [m]} \quad (7)$$

Kde $0,15;115$ jsou konstanty dané typem vozidla a zkouškou brzdového systému
 $v [\text{km}\cdot\text{h}^{-1}]$ je rychlost daná jízdním režimem

Působící zrychlení při rozjezdu je menší než při brždění, proto lze pro návrhové zrychlení uvažovat šestinásobnou dráhu rozjezdu, než je při brždění: [21]

$$s_r = 6 \cdot s_b [m] \quad (8)$$

Z fyzikálního vzorce lze odvodit vztah pro dobu působení zrychlení:

$$t_r = 2 \cdot \frac{s_r}{v} [s] \quad (9)$$

Dalším odvozením pak pro maximální návrhové zrychlení platí:

$$a_n = 2 \cdot \frac{s_r}{t_r^2} [m \cdot s^{-2}] \quad (10)$$

3.1.3 ODPOR STOUPÁNÍ

Odpor stoupání je dán velikostí složky tíhové síly rovnoběžné s povrchem vozovky. Při jízdě do svahu působí odpor proti stroji, naopak při jízdě ze svahu je stroj touto silovou složkou poháněn. [26]

$$R_s = m \cdot g \cdot \sin \alpha [N] \quad (11)$$

Kde $g [m \cdot s^{-2}]$ je tíhové zrychlení
 $\alpha [^\circ]$ je uhel stoupání

Pro převod stoupání s (na stupně) udávaného nejčastěji v procentech, platí:

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{s}{100} [^\circ] \quad (12)$$

3.2 VÝKON PRO POHON HYDRAULICKÉ SOUSTAVY

Mezi hydraulicky ovládané funkce teleskopického manipulátoru patří např. zvedání ramene výložníku, naklápění výložníku, nebo řízení náprav. Pro tyto funkce může být dodáván tlakový olej z jednoho centrálního hydrogenerátoru. Někteří výrobci používají pro řízení náprav samostatný hydrogenerátor. Ve výpočtu je však uvažován první zmíněný hydraulický systém, kdy je tlakový olej dodáván řídicím systémem do hydromotorů tak, že řízení má vždy prioritu a ve spojení se systémem „load sensing“, který reguluje množství tlakového oleje v závislosti na zatížení, se jedná o výhodné konstrukční řešení zejm. vzhledem k potřebnému výkonu hydrogenerátoru, resp. pohonné jednotky. [6]

3.2.1 VÝKON PRO ŘÍZENÍ NÁPRAV

U teleskopických manipulátoru se kromě hydrostatického řízení náprav používá také řízení pomocí planetového převodu.

Pro výpočet ale budeme uvažovat hydrostatické řízení náprav, kdy je tlakový olej dodáván hydrogenerátorem přes rozvaděč ke dvojčinným přímočarým hydromotorům. Při přímé jízdě je olej rozvaděčem vrácen zpět do olejové nádrže. [21]

Největší odpor, který musí hydromotor překonat, nastává v případě, kdy manipulátor stojí v klidu a podložkou je asfaltový povrch, který kvůli koeficientu tření představuje největší odpor.

Pro určení výkonu potřebného k řízení náprav použijeme vztah pro výpočet momentu radiálního čepu: [27]

$$M_{\check{c}} = k_{rk} \cdot G_{kk} \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{b_p^2}{8} + e_{\check{c}}^2} \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (13)$$

Kde	$M_{\check{c}}$ [N·m]	je moment radiálního čepu
	$k_{rk}=2$	je počet řízených kol
	$G_{kk}=61\ 076\ \text{N}$	je zatížení kola v klidu
	$b_p=0,394\ \text{m}$	je šířka pneumatiky [23]
	$e_{\check{c}}=0,44\ \text{m}$	je volená excentricita čepu
	$\mu=0,1$	je koeficient tření suché asfaltové podložky v závislosti na poměru šířky pneumatiky a excentricity čepu [27]

Při dosazování stejného zatížení jak předního, tak zadního kola, se dopouštíme určité chyby, avšak tato chyba pouze navyšuje potřebný výkon pro překonání odporů. Následně spočtený výkon pro řízení náprav by tak neměl být limitním faktorem v kritických pracovních podmínkách. Po dosazení do vzorce dostaneme výsledný moment radiálního čepu pro jednu nápravu: [23]

$$M_{\check{c}} = 2 \cdot 61076 \cdot 0,1 \cdot \sqrt{\frac{0,394^2}{8} + 0,44^2} = 5637,61\ \text{Nm}$$

$$\mathbf{M_{\check{c}} = 5\ 637,61\ \text{Nm}}$$

Síla působící na hydromotor pro řízení náprav, dle:

$$F_{H\check{r}} = \frac{M_{\check{c}}}{r_{ef}} \text{ [N]} \quad (14)$$

$$F_{H\check{r}} = \frac{5637,61}{0,29448} = 19144\ \text{N}$$

$$\mathbf{F_{H\check{r}} = 19\ 144\ \text{N}}$$

Kde	$F_{H\check{r}}$	je síla působící na hydromotor
	r_{ef}	je efektivní délka řídicí tyče, viz Obr.13

Výpočet plochy pístu hydromotoru podle vztahu: [4]

$$S_{H\check{r}} = \frac{F_{H\check{r}}}{p} \text{ [m}^2\text{]} \quad (15)$$

$$S_{H\check{r}} = \frac{19144}{25 \cdot 10^6} = 7,66 \cdot 10^{-4}\ \text{m}^2$$

$$S_{Hř} = 7,66 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

Kde $S_{Hř}$ je plocha pístu hydromotoru řízení
 $p=25 \text{ MPa}$ je tlak v hydraulickém okruhu [4]

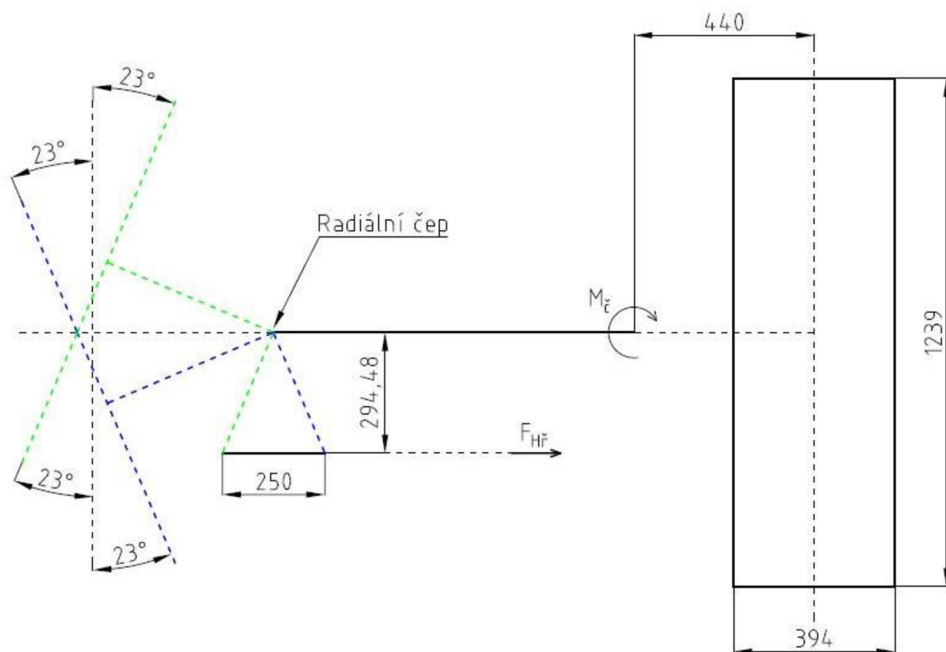
Následuje výpočet pro zdvihový objem hydromotoru:

$$V_{ř} = l \cdot S_H \text{ [m}^3\text{]} \quad (16)$$

$$V_{ř} = 0,25 \cdot 0,000766 = 1,914 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$V_{ř} = 191,4 \text{ cm}^3$$

Kde $V_{ř} \text{ [m}^3\text{]}$ je zdvihový objem hydromotoru řízení
 $l=0,25 \text{ m}$ je volená délka vysunutí pístu, viz Obr.13



Obr. 13 Schéma řízení

Určení objemu tlakového oleje na jednu otáčku volantu:

$$V_i = \frac{V}{n_v} \text{ [cm}^3\text{]} \quad (17)$$

$$V_i = \frac{191,4}{3} = 63,8 \text{ cm}^3$$

$$V_i = 63,8 \text{ cm}^3$$

Kde $n_v=3$ je volený počet otáček volantu do plného zatočení

Z katalogu hydrostatických čerpadel volíme nejbližší hodnotu objemu oleje na jednu otáčku volantu. Pro spočtené $V_i = 63,8 \text{ cm}^3$ volím $V_i = 65,6 \text{ cm}^3$. [28]

Průtok hydromotoru $Q_{Hř}$ za jednu minutu se pak vypočítá dle vztahu: [21]

$$Q_{Hř} = \frac{V_i \cdot n}{1000} [l \cdot \text{min}^{-1}] \quad (18)$$

$$Q_{Hř} = \frac{65,6 \cdot 120}{1000} = 7,87 l \cdot \text{min}^{-1}$$

$$\mathbf{Q_{Hř} = 7,87 l \cdot \text{min}^{-1}}$$

Kde $n=120 \text{ min}^{-1}$ jsou otáčky volantu za jednu minutu, doporučeno volit $n=60$ až 120 min^{-1}
 1000 je konstanta pro převod na výslednou jednotku

Z průtoku lze určit výkon $P_{ř}$ potřebný pro řízení stroje:

$$P_{ř} = \frac{k_n \cdot Q_{Hř} \cdot p}{60 \cdot 1000} [W] \quad (19)$$

$$P_{ř} = \frac{2 \cdot 7,87 \cdot 25 \cdot 10^6}{60 \cdot 1000} = 6560 W$$

$$\mathbf{P_{ř} = 6 560 W}$$

Kde k_n je počet řízených náprav
 $60; 1000$ jsou konstanty pro převod na výslednou jednotku

3.2.2 VÝPOČET PŘEKLOPNÉ SÍLY

Překlopná síla způsobí při jejím zatížení manipulátoru překlopení přes přední nápravu. U nezatíženého manipulátoru se předpokládá rozložení hmotnosti na přední a zadní nápravu 40:60. Při známé hmotnosti stroje, resp. tíhové síle $T_N = m_{prov} \cdot g [N]$, pak můžeme spočítat velikost překlopné síly. Platí:

Síla působící na přední nápravu:

$$F_{NP} = m_{prov} \cdot g \cdot 0,4 [N] \quad (20)$$

$$F_{NP} = 8300 \cdot 9,81 \cdot 0,4 = 32569,2 N$$

$$\mathbf{F_{NP} = 32 569 N}$$

Síla působící na zadní nápravu:

$$F_{NZ} = m_{prov} \cdot g \cdot 0,6 [N] \quad (21)$$

$$F_{NZ} = 8300 \cdot 9,81 \cdot 0,6 = 48853,8 N$$

$$\mathbf{F_{NZ} = 48 854 N}$$

Kde $m_{prov}=8\,300\text{ kg}$ je provozní hmotnost manipulátoru
 $g=9,81\text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ je gravitační zrychlení

Vzdálenost těžiště prázdného nakladače od přední nápravy x_T se vypočítá dle vztahu:

$$x_T = \frac{F_{NZ} \cdot r_n}{m_{prov} \cdot g} \quad [mm] \quad (22)$$

$$x_T = \frac{48854 \cdot 2850}{8300 \cdot 9,81} = 1710\text{ mm}$$

$x_T = 1\,710\text{ mm}$

Kde $r_n=2\,850\text{ mm}$ je rozvor náprav [13]

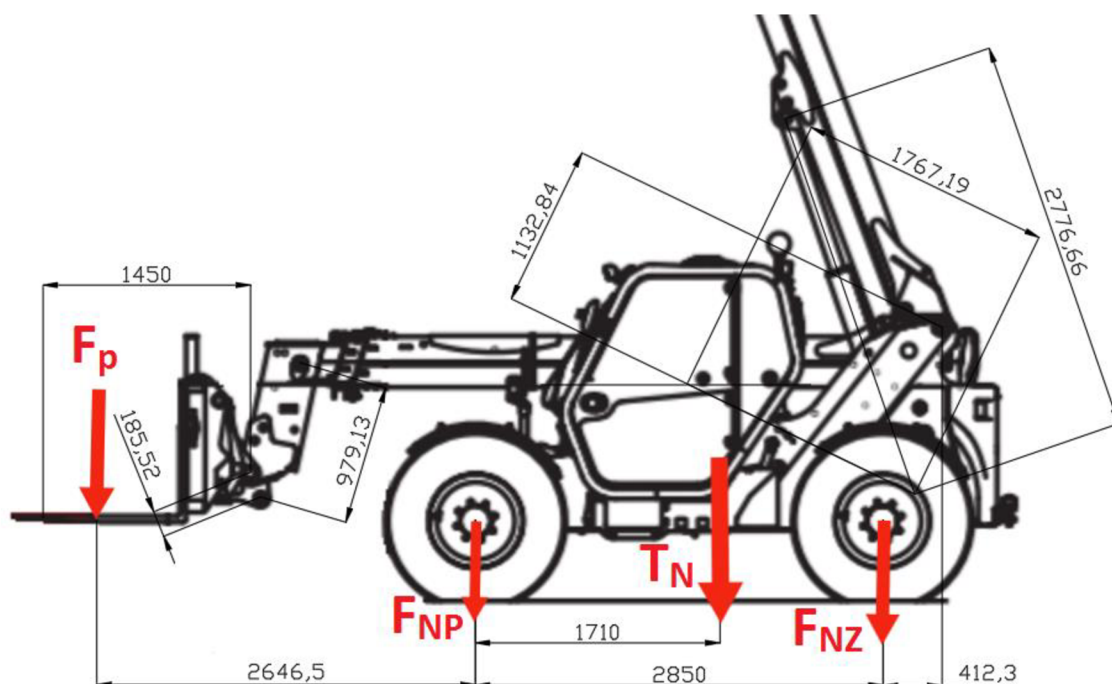
Překlopná síla F_p se pak vypočítá pomocí momentové rovnice, kdy tíhová síla T_N působí v těžišti stroje:

$$F_p = \frac{m_{prov} \cdot g \cdot x_T}{x_{Fp}} \quad [N] \quad (23)$$

$$F_p = \frac{8300 \cdot 9,81 \cdot 1710}{2646,5} = 52610\text{ N}$$

$F_p = 52\,610\text{ N} \approx 5\,364,7\text{ kg}$

Kde $x_{Fp}=2\,646,5\text{ mm}$ je vzdálenost působíště překlopné síly od předního kola [13][23]



Obr. 14 Schéma manipulátoru a rozložení sil (překlopné zatížení)

3.2.3 VÝKON POTŘEBNÝ PRO OVLÁDÁNÍ RAMENE

V této části výpočtu se nejprve zjistí potřebný průtok oleje hydromotoru pro případ zvedání břemene při maximálním možném zatížení (dle 3.2.2.) a následně při vylamování.

VÝPOČET HYDROMOTORU A PRŮTOKU PŘI ZVEDÁNÍ BŘEMENE

Pro zjištění síly F_{HV} , kterou vyvíjí hydromotor pro zvedání ramene výložníku, využijeme momentové rovnováhy dle Obr.15, přičemž návrhová zvedací síla F_Z vychází z překlopného zatížení:

$$F_{HV} = \frac{F_Z \cdot l_v}{r_v} [N] \quad (24)$$

$$F_{HV} = \frac{52610 \cdot 5908,8}{1132,84} = 274411,3 [N]$$

$$F_{HV} = 274\,411\,3\,N$$

Kde	$F_Z=5\,2610\,N$	je návrhová zvedací síla
	$l_v=5\,908,0\,mm$	je vzdálenost působíště zvedací síly a uložení výložníku
	$r_v=1\,132,84\,mm$	je nejmenší kolmá vzdálenost uložení hydromotoru a uložení výložníku

Plocha pístu hydromotoru výložníku S_{HV} a průměr D_{HV} :

$$S_{HV} = \frac{F_{HV}}{p} [mm^2] \quad (25)$$

$$S_{HV} = \frac{274411}{25} = 10976,5\,mm^2$$

$$S_{HV} = 10\,977\,mm^2$$

Kde	$F_{HV}=274\,411\,N$	je síla působící na píst hydromotoru
	$p=25\,MPa$	je tlak působící v hydraulickém okruhu

Objem hydromotoru V_{HV} :

$$V_{HV} = \frac{S_{HV} \cdot l_{HV}}{10^6} [dm^3] \quad (26)$$

$$V_{HV} = \frac{10977 \cdot 1009,47}{10^6} = 11,08 [dm^3]$$

$$V_{HV} = 11,08\,dm^3$$

Kde	$S_{HV}=10\,977\,mm^2$	je plocha pístu
	$l_{HV}=1\,009,47\,mm$	je délka zdvihu hydromotoru výložníku (Obr. 15), kde $l_{HV} = 2\,776,66 - 1\,767,19 = 1\,009,47\,mm$
	10^6	je konstanta pro převod jednotek objemu z mm^3 na litry

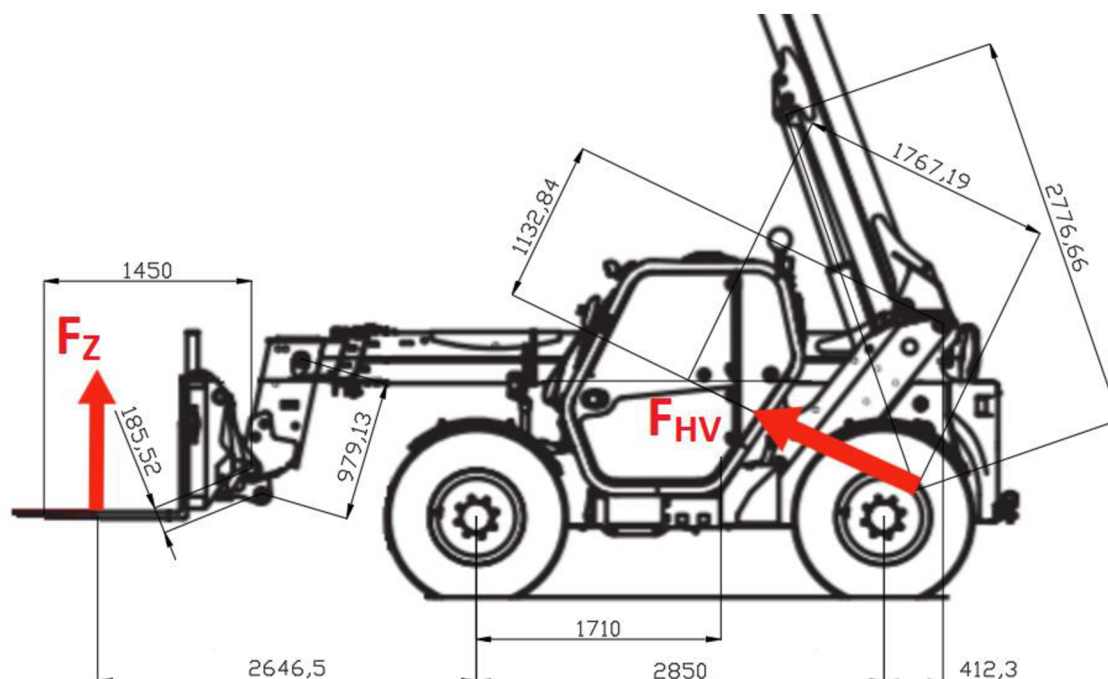
Průtok hydromotoru výložníku:

$$Q_{HV} = \frac{V_{HV} \cdot 60}{t_{ZV}} [l \cdot \text{min}^{-1}] \quad (27)$$

$$Q_{HV} = \frac{11,08 \cdot 60}{10} = 66,48 l \cdot \text{min}^{-1}$$

$$Q_{HV} = 66,5 l \cdot \text{min}^{-1}$$

Kde $Q_{HV} [l \cdot \text{min}^{-1}]$ je průtok hydromotoru výložníku
 $t_{ZV}=10$ s je navržený čas potřebný pro zvednutí výložníku [13]
 60 je konstanta pro převod vteřin na minuty



Obr. 15 Schéma manipulátoru a rozložení sil (zvedání ramene)

VÝPOČET HYDROMOTORU A PRŮTOKU PŘI VYLAMOVÁNÍ

Vylamovací síla definuje schopnost nakladače nabrat materiál. Hodnota vylamovací síly by měla teoreticky být na stejné úrovni nebo mírně vyšší než hodnota překlopného zatížení v přímém směru. To poskytne nakladači možnost využití své hmotnosti k vylomení materiálu. Pokud by byla vylamovací síla výrazně vyšší, nakladač by se při zavírání lopaty dále překlápěl přes přední nápravu. Z toho důvodu budeme pro výpočet uvažovat velikost vylamovací síly rovno síle překlopné $F_V = F_P = 52\,610$ N. Pro působíště vylamovací síly byla zvolena vzdálenost $l_l = 1450$ mm od uložení kinematiky pro připojení adaptéru. [6][21]

Sílu působící v hydromotoru vypočítáme, obdobně jako u zvedání ramene výložníku, z momentové rovnováhy:

$$F_{HL} = \frac{F_V \cdot l_l}{r_l} [N] \quad (28)$$

$$F_{HL} = \frac{F_V \cdot l_l}{r_l} = 411\,196,7 \text{ N}$$

$$\mathbf{F_{HL} = 411\,197 \text{ N}}$$

Kde $l_l = 1\,450 \text{ mm}$ je vzdálenost působíště vylamovací síly od uložení
 $r_l = 185,52 \text{ mm}$ je vzdálenost uložení kinematiky a uložení hydromotoru

Pro výpočet plochy pístu, objemu hydromotoru a průtoku hydromotoru použijeme stejně jako u síly F_{HL} obdobný postup, jako u zvedání ramene výložníku. Plocha pístu se vypočítá dle vztahu:

$$S_{HL} = \frac{F_{HL}}{p} [\text{mm}^2] \quad (29)$$

$$S_{HL} = \frac{411\,197}{25} = 16\,447,83 \text{ mm}^2$$

$$\mathbf{S_{HL} = 16\,448 \text{ mm}^2}$$

Kde $F_{HL}=411\,197 \text{ N}$ je síla působící na píst hydromotoru
 $p=25 \text{ MPa}$ je tlak působící v hydraulickém okruhu

Objem hydromotoru V_{HV} :

$$V_{HL} = \frac{S_{HV} \cdot l_{HV}}{10^6} [\text{dm}^3] \quad (30)$$

$$V_{HL} = \frac{16\,448 \cdot 293,74}{10^6} = 4,83 [\text{dm}^3]$$

$$\mathbf{V_{HL} = 4,83 \text{ dm}^3}$$

Kde $S_{HL}=16\,448 \text{ mm}^2$ je plocha pístu
 $l_{HL}=293,74 \text{ mm}$ je délka zdvihu hydromotoru (Obr. 16,17),
kde $l_{HL} = 979,13 - 685,39 = 293,74 \text{ mm}$
 10^6 je konstanta pro převod jednotek objemu z mm^3 na litry

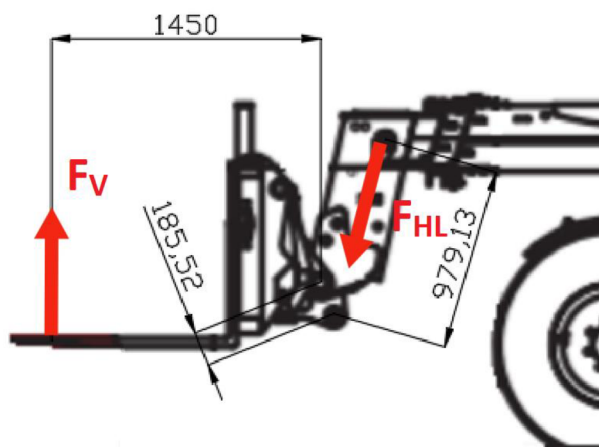
Průtok hydromotoru:

$$Q_{HL} = \frac{V_{HV} \cdot 60}{t_{ZV}} [\text{l} \cdot \text{min}^{-1}] \quad (31)$$

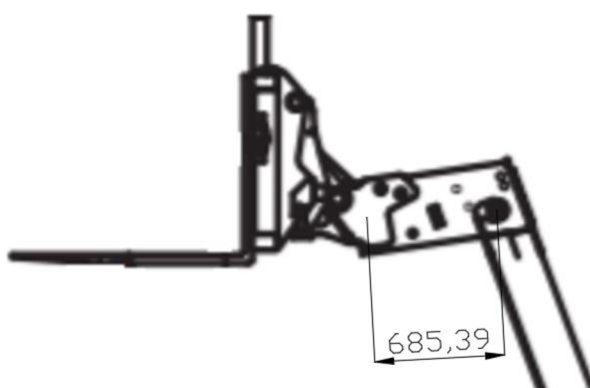
$$Q_{HL} = \frac{4,83 \cdot 60}{4} = 72,47 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$$

$$\mathbf{Q_{HL} = 72,5 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}}$$

Kde $Q_{HL} [\text{l} \cdot \text{min}^{-1}]$ je průtok hydromotoru kinematiky
 $t_{ZL}=4 \text{ s}$ je navržený čas natočení kinematiky [13]
 60 je konstanta pro převod vteřin na minuty



Obr. 16 Schéma ramene manipulátoru a rozložení sil (vylamovací síla)



Obr. 17 Schéma ramene manipulátoru v nejvyšší poloze (doplnění Obr.16)

VÝKON POTŘEBNÝ PRO OVLÁDÁNÍ RAMENE

Hodnoty průtoků pro zvedání ramene výložníku a při vyvinutí vylamovací síly se liší o relativně větší hodnotu, než se předpokládalo. Je to však způsobeno pouze volbou uložení hydromotorů (Obr.15-17). Pro výpočet potřebného výkonu pro ovládání ramene vybereme vyšší hodnotu průtoku, kterou je průtok hydromotoru při vyvinutí vylamovací síly Q_{HL} .

Výkon pro pracovní hydraulickou soustavu P_h se pak vypočítá dle vztahu:

$$P_h = \frac{Q_{HL} \cdot p}{60 \cdot 1000 \cdot \eta_h} [W] \quad (32)$$

$$P_h = \frac{72,5 \cdot 25 \cdot 10^6}{60 \cdot 1000 \cdot 0,875} = 34509,89 W$$

$$P_h = 34\ 510\ W$$

Kde	$P_h [W]$	je výkon pracovní hydraulické soustavy
	60;1 000	jsou konstanty pro převod na výslednou jednotku
	$p=25\ MPa$	je tlak v hydraulickém okruhu
	$\eta_h [-]$	je návrhová účinnost hydraulického okruhu

3.3 VÝKON POTŘEBNÝ PRO DALŠÍ FUNKCE STROJE

Kromě dodávky potřebného výkonu pro pojezd a pohon hydraulického systému musí pohonná jednotka také pokrýt výkonové nároky doplňkových funkcí stroje, jako např. osvětlení, nebo klimatizace. Zahrnout lze také potřebný výkon pro palubní počítač a výkon alternátoru P_{al} . [6][13][21][30][31]

$$P_{al} = U \cdot I [W] \quad (33)$$

$$P_{al} = 12 \cdot 100 = 1200 W$$

$$P_{al} = 1\ 200 W$$

Kde $U=12 V$ je napětí použité baterie dle [13]
 $I=100 A$ je návrhový proud alternátoru dle [13]

Pro přídavné osvětlení budeme uvažovat dvě svítilny natočeny směrem dopředu a jednu svítilnu natočenou dozadu za manipulátor. Dle katalogu je výkon potřebný pro jedno světlo 43 W. [31]

Tab. 4 Výkon pro dodatečné funkce manipulátoru

Prvek	Výkon [W]
Osvětlení (3xPower Beam 2000 LED)	129
Klimatizace	6 200
Alternátor	1 200
Palubní počítač	1 000
Celkový výkon P_{df}	8 529

4 VÝKON POTŘEBNÝ PRO DANÝ REŽIM

Pro výpočet potřebného výkonu pro daný režim je potřeba sečíst jednotlivé výkony stroje specifické právě pro daný režim. Mezi jednotlivé výkony patří výkon potřebný pro pojezd stroje P_p (viz 3.1), výkon pro řízení stroje P_r , výkon pro pracovní hydrauliku P_h a výkon pro další a doplňkové funkce P_{df} .

Vzhledem k využití teleskopických manipulátorů nebudeme uvažovat práci stroje na měkkém podloží, které by odpovídalo např. oranici. Budeme však uvažovat cestovní režim, tedy jízdu na zpevněné komunikaci, kdy nepředpokládáme deformaci podloží, a pracovní režim, při kterém už je ve výkonu pro pojezd zahrnuta také deformace podloží. Závěrem je pak zkoumán režim nabírání materiálu pomocí nájezdu do hromady.

4.1 JÍZDA PO ZPEVNĚNÉ KOMUNIKACI

Při tomto režimu zkoumáme stav, kdy se manipulátor pohybuje po asfaltové komunikaci rychlostí $30 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ po rovině a $10 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ ve stoupání maximálně 12 %. V provozu je pak řízení stroje, přičemž se k řízení využívá pouze přední náprava, pojezd a dodatečné funkce manipulátoru.

4.1.1 JÍZDA NA ZPEVNĚNÉ KOMUNIKACI PO ROVINĚ

- 1) P_{p11} = Výkon pro pojezd se stanoví dle 3.1,
kde $\varepsilon \rightarrow \infty$, $a_{11} = 0,470 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$, $v_{11} = 30 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$, $s = 0 \%$
- 2) P_{r1} = Výkon pro řízení se stanoví dle 3.2.1
- 3) P_{df} = Výkon pro další funkce stroje se určí dle 3.3

Tab. 5 Celkový výkon pro cestovní režim 1.1

Název	Symbol	Hodnota	Jednotka
Výkon pro pojezd	P_{p11}	65 559	W
Výkon pro pracovní hydrauliku	P_h	0	W
Výkon pro řízení	P_{r1}	3 280	W
Výkon pro další funkce	P_{df}	8 529	W
Celkový výkon	P_{11}	77 368	W

4.1.2 JÍZDA NA ZPEVNĚNÉ KOMUNIKACI VE STOUPÁNÍ

- 1) P_{p12} = Výkon pro pojezd se stanoví dle 3.1,
kde $\varepsilon \rightarrow \infty$, $a_{12} = 0,271 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$, $v_{11} = 10 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$, $s = 12 \%$
- 2) P_{r1} = Výkon pro řízení se stanoví dle 3.2.1
- 3) P_{df} = Výkon pro další funkce stroje dle 3.3

Tab. 6 Celkový výkon pro cestovní režim 1.2

Název	Symbol	Hodnota	Jednotka
Výkon pro pojezd	P_{p12}	50 334	W
Výkon pro pracovní hydrauliku	P_h	0	W
Výkon pro řízení	P_{r1}	3 280	W
Výkon pro další funkce	P_{df}	8 529	W
Celkový výkon	P_{12}	62 143	W

4.2 PRÁCE NA NEZPEVNĚNÉM PODLOŽÍ

Při tomto režimu zkoumáme stav, kdy manipulátor využíváme pro práci, při které dosahuje rychlosti $8 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ po rovině a $3 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ ve stoupání maximálně 30 %. V provozu je pak řízení stroje, přičemž jsou k řízení používány obě nápravy, pojezd, pracovní hydraulický systém a dodatečné funkce manipulátoru.

4.2.1 PRÁCE NA NEZPEVNĚNÉM PODLOŽÍ NA ROVINĚ

- 1) P_{p21} = Výkon pro pojezd se stanoví dle 3.1,
kde $\varepsilon = 25 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{m}^{-3}$, $a_{21} = 0,234 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$, $v_{21} = 8 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$, $s = 0 \%$
- 2) P_h = Výkon pro pracovní hydrauliku dle 3.2.3
- 3) P_{r2} = Výkon pro řízení se stanoví dle 3.2.1
- 4) P_{df} = Výkon pro další funkce stroje dle 3.3

Tab. 7 Celkový výkon pro pracovní režim 2.1

Název	Symbol	Hodnota	Jednotka
Výkon pro pojezd	P_p	46 883	W
Výkon pro pracovní hydrauliku	P_h	34 510	W
Výkon pro řízení	P_{r2}	6560	W
Výkon pro další funkce	P_{df}	8 529	W
Celkový výkon	P_{21}	96 482	W

4.2.2 PRÁCE NA NEZPEVNĚNÉM PODLOŽÍ VE STOUPÁNÍ

- 1) P_{p22} = Výkon pro pojezd se stanoví dle 3.1,
kde $\varepsilon = 25 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{m}^{-3}$, $a_{21} = 0,110 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$, $v_{22} = 3 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$, $s = 30 \%$
- 2) P_h = Výkon pro pracovní hydrauliku dle 3.2.3
- 3) P_{r2} = Výkon pro řízení se stanoví dle 3.2.1
- 4) P_{df} = Výkon pro další funkce stroje dle 3.3

Tab. 8 Celkový výkon pro pracovní režim 2.2

Název	Symbol	Hodnota	Jednotka
Výkon pro pojezd	P_p	42 913	W
Výkon pro pracovní hydrauliku	P_h	34 510	W
Výkon pro řízení	P_{r2}	6 560	W
Výkon pro další funkce	P_{df}	8 529	W
Celkový výkon	P_{22}	92 512	W

4.3 NABÍRÁNÍ MATERIÁLU

Při nabírání materiálu nájezdem do hromady je potřeba zahrnout výkon pro pojezd a pro další funkce stroje. Hydraulický pracovní okruh, ani řízení, v tomto případě nevyužíváme. Výkon potřebný pro pracovní režim nabírání materiálu nájezdem do hromady vychází pouze ze schopnosti pneumatik přenést sílu na podložku. Maximální silový účinek pneumatiky lze určit použitím Coulombovy rovnice. Zjištěná síla představuje maximální hodnotu hnací síly F_{HS} , resp. brzdě síly. [22][6]

Velikost hnací síly, kterou jsou schopna přenést přední kola

$$F_{HSP} = c \cdot S_0 \cdot (1 - m_b) + F_{NP} \cdot f_1 = c \cdot 0,27 \cdot D \cdot b_p \cdot (1 - m_b) + F_{NP} \cdot f_1 \quad [N] \quad (34)$$

$$F_{HSP} = 150000 \cdot 0,27 \cdot 1,293 \cdot 0,394 \cdot (1 - 0,4) + 32569 \cdot 1 = 44948,64 \text{ N}$$

$$\mathbf{F_{HSP} = 44\ 949 \text{ N}}$$

Kde	$c=150\ 000 \text{ Pa}$ $0,27$	je koheze podloží [6] je odvozená konstanta pro výpočet stykové plochy pneumatiky [22]
	$D=1,293 \text{ m}$	je průměr pneumatiky [23]
	$b_p=0,394 \text{ mm}$	je šířka pneumatiky [23]
	$F_{NP}=32\ 569 \text{ N}$	je síla působící na přední nápravu, viz 3.2.2
	$m_b=0,4$	je plnost běhounu pneumatiky (dezén TR-01) [22][23]
	$f_1=1$	je součinitel vnitřního tření povrchu [6]

Velikost hnací síly, kterou jsou schopna přenést přední kola:

$$F_{HSZ} = c \cdot S_0 \cdot (1 - m_b) + F_{NZ} \cdot f_1 = c \cdot 0,27 \cdot D \cdot b_p \cdot (1 - m_b) + F_{NZ} \cdot f_1 \quad [N] \quad (35)$$

$$F_{HSZ} = 150000 \cdot 0,27 \cdot 1,293 \cdot 0,394 \cdot (1 - 0,4) + 48854 \cdot 1 = 61233,24 \text{ N}$$

$$\mathbf{F_{HSZ} = 61\ 233 \text{ N}}$$

Kde	$F_{NZ}=48\ 854 \text{ N}$	je síla působící na přední nápravu, viz 3.2.2
-----	----------------------------	---

Výkon potřebný pro překonání adhezních sil: [6]

$$P_{HS} = (F_{HSP} + F_{HSZ}) \cdot \frac{v_n}{3,6} \quad [W] \quad (36)$$

$$P_{HS} = (44949 + 61233) \cdot \frac{2,5}{3,6} = 73737,42 \text{ W}$$

$$\mathbf{P_{HS} = 73\ 737 \text{ W}}$$

Kde	$v_n=2,5 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ $3,6$	je návrhová rychlost pro najíždění do hromady je konstanta pro převod z $\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$ na $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
-----	---	--

Tab. 9 Celkový výkon pro překonání adhezní síly vycházející z max. hnací síly

Název	Symbol	Hodnota	Jednotka
Výkon pro pojezd	Pp	73 737	W
Výkon pro pracovní hydrauliku	Ph	0	W
Výkon pro řízení	Př	0	W
Výkon pro další funkce	Pdf	8 529	W
Celkový výkon	P ₃	82 266	W

5 MOTOROVÁ JEDNOTKA

5.1 VÝSLEDNÝ NÁVRHOVÝ VÝKON MOTORU

Výběr výsledného návrhového výkonu motoru závisí na vstupních hodnotách výpočtů, kdy uvažujeme zatížení pneumatik na horní hranici jejich únosnosti a pracujeme s maximálním vytížením hydraulického systému. Není tak chybou nevybrat nejvyšší hodnotu výkonu při daných pracovních režimech.

Tab. 10 Výsledný návrhový výkon motoru

Název	Symbol	Hodnota	Jednotka
Výkon pro jízdu po rovině	P_{11}	77 368	W
Výkon pro jízdu ve stoupání	P_{12}	62 143	W
Výkon pro práci na rovině	P_{21}	96 482	W
Výkon pro práci ve stoupání	P_{22}	92 512	W
Výkon pro nabírání	P_3	82 266	W
Výsledný návrhový výkon motoru	P_m	90 000	W

$$P_m = 90\,000\text{ W}$$

5.2 VÝBĚR MOTOROVÉ JEDNOTKY

Následuje tabulka vybraných motorů známých světových výrobců.

Tab. 11 Tabulka vybraných motorů [32][33][34][35][36]

Výrobce		Cummins	Deutz	Catterpillar	FPT	JCB
Model		F3.8	TCD 3.6 L4	C3.6	N45 ENT	Base Engine
Objem	[l]	3,8	3,6	3,6	4,5	4,4
Výkon	[kW]	55-129 kW	100 kW	100 bkW	89 kW	93 kW
Točivý moment	[Nm]	500-620	500	-	549	550
Emise						
Stage V		•	•	•		
Stage IV					•	
Stage IIIB						•
Tier 4 Final		•	•	•	•	
Tier 4 Interim						•

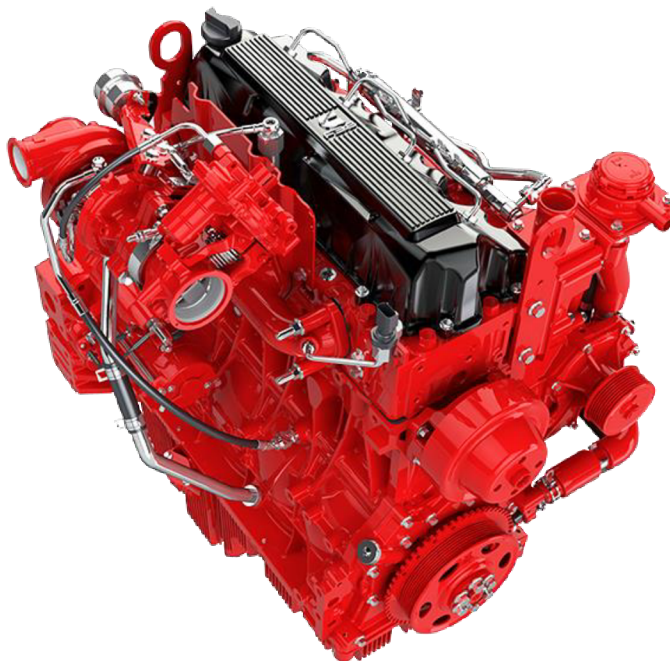
Při výběru motoru má v současnosti velký význam emisní norma. Pro následující roky budou muset motory splňovat ty nejpřísnější podmínky emisních norem. Kromě nejnovější normy pro Evropskou unii Stage V a jejího ekvivalentu Tier 4 Final jsou u některých motorů z výběru splněny podmínky pouze norem z dřívějších let. Momentálně se však nacházíme v přechodovém období, kdy jsou tyto motory s určitými úpravami akceptovány při splnění podmínek data výroby samotného motoru a následně stroje, v kterém je použit, a tak byly také zahrnuty do výběru (viz 1.6).

ZÁVĚR

V úvodu práce jsou řešeršním způsobem popsány hlavní části teleskopického manipulátoru a následně byl při srovnání více strojů vybrán jeden referenční pro výpočet spíše vzhledem ke svým výkonnostním parametrům než vzhledem k absolutním hodnotám např. výkonu motoru, nebo poměru provozní hmotnosti a výkonu motoru.

Výsledný spočtený výkon motoru P_m , v porovnání s výkony ostatních manipulátorů, je zhruba v průměru vybraných strojů pro srovnání. Vzhledem k referenčnímu manipulátoru VR-638 je však o více než 15 kW vyšší. Lze to zdůvodnit za prvé zahrnutím výkonu pro klimatizaci a palubní počítač, přičemž VR-638 je starší typ manipulátoru, který nemá klimatizovanou kabinu a elektronických doplňků palubní desky má jen potřebné minimum. Za druhé pak skutečností, že výpočet výkonu motoru v této práci vychází ze zatížení pneumatik na hranici jejich únosnosti a pracovní hydraulický systém je vytižen na maximum. Zároveň jsou však mezi výslednými potřebnými výkony motoru pro jednotlivé režimy stroje relativně velké rozdíly, značnou měrou tak k nepřesnosti došlo při samotné volbě výsledného výkonu motoru.

Následný výběr motoru pak obecně představuje obtížný úkol z hlediska volby mezi hmotností motoru, výkonem motoru, pořizovací cenou, nebo prostorem pro uložení pohonné jednotky. Mezi konečným výběrem motorů si lze všimnout, že se konstruktérům (Cummins, Deutz, CAT) daří dosáhnout - při menších zdvihových objemech a při vyšších nárocích na emise výfukových plynů - vyššího výkonu, než u motorů s vyšším zdvihovým objemem a „staršími“ emisními normami (FPT, JCB).



Obr. 18 Cummins F3.8 [32]

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] *Bobcat T40.180SLP* [online]. [cit. 2019-05-16]. Dostupné z: <https://www.stavebni-technika.cz/images/resized/2017/1024x800-fit/01c-bobcat-4.jpg>
- [2] *Merlo Roto 40.25* [online]. [cit. 2019-05-16]. Dostupné z: <https://industries.ws.aptus.cz/u/merlo-40.25.png>
- [3] *MANISCOPIC Equipment* [online]. [cit. 2019-05-16]. Dostupné z: https://www.netcz.cz/wp-content/uploads/2012/08/Accessoire_et_Equipement-EN3.pdf
- [4] *Cat TH407C* [online]. 2013 [cit. 2019-05-16]. Dostupné z: <https://zeppelin.cz/blob.php?idProduct=37582715&type=pdf&dbPrefixTable=catrental&lng=cs>
- [5] POSPÍŠIL, Jiří. *Manipulace a doprava* [online]. 2008 [cit. 2019-05-16]. Dostupné z: <https://www.zemedelec.cz/manipulace-a-doprava/>
- [6] Vaněk, D. *Motorová jednotka stavebního nakládacího stroje*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 50 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.
- [7] Pospíšek, V. *Konstrukční řešení pojzdových ústrojí manipulátoru*. Brno: Mendelova univerzita v Brně, Agronomická fakulta, 2013. 38 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Jiří Pospíšil, CSc.
- [8] *Emission Standards EU: Nonroad Engines* [online]. [cit. 2019-05-16]. Dostupné z: <https://www.dieselnets.com/standards/eu/nonroad.php#s5>
- [9] VAŠÍKOVÁ, Simona. *Pouze v Evropě: Nejprísnejší emisní norma Stage V vstupuje v platnost* [online]. 3.1.2019 [cit. 2019-05-16]. Dostupné z: https://bagry.cz/cze/clanky/technika/pouze_v_evrope_nejprisnejsi_emisni_norma_stage_v_vstupuje_v_platnost
- [10] *Merlo Turbofarmer II* [online]. [cit. 2019-05-16]. Dostupné z: <https://www.cime.cz/teleskopicke-manipulatory/merlo-turbofarmer-ii/>
- [11] *Manipulátor Multifarmer* [online]. [cit. 2019-05-16]. Dostupné z: <http://www.ematech.sk/produkty/manipulatory/manipulatory-multifarmer/>
- [12] *Hydrodynamický měnič SACHS* [online]. [cit. 2019-05-16]. Dostupné z: https://motofocus.cz/wp-content/uploads/2019/05/hydrodynamicky_menic_sachs-1.jpg
- [13] *INGERSOLL RAND VR-638* [online]. [cit. 2019-05-16]. Dostupné z: <https://www.volvoce.com/global/en/product-archive/forklifts/ingersoll-rand/vr-638/>
- [14] *LM Series Telehandler* [online]. [cit. 2019-05-16]. Dostupné z: <https://mcgavinequip.com/New-holland/adid/13858147/New-Holland-Full-Size-Telehandlers>

- [15] *Product Brochure TL 432-7, TL 436-7, TL 441-7* [online]. [cit. 2019-05-16]. Dostupné z: https://www.grote-meier.de/pdf_files/datenblaetter_liebherr_teleskopklader/tl_432_7_436_7_441_7.pdf
- [16] *Kramer 4407* [online]. [cit. 2019-05-16]. Dostupné z: <https://www.kramer-online.com/en/product/model/4407/>
- [17] *Prospekt JCB 541-70 Agri* [online]. [cit. 2019-05-16]. Dostupné z: http://www.agrotrac.cz/media/library/Prospekt%20JCB%20541-70%20Agri_Agri%20Plus_Agri%20Super_Agri%20Xtra%20T4i.pdf
- [18] *Wacker Neuson TH740* [online]. [cit. 2019-05-16]. Dostupné z: <https://www.wackerneuson.cz/cs/vyrobky/teleskopy/teleskopy/model/th740/type/TechnicaIData/>
- [19] *Telehandler GTH-636* [online]. [cit. 2019-05-16]. Dostupné z: https://cowin.com/wp-content/uploads/2019/02/gth-636_spec_2018-10-05.pdf
- [20] PRACHAŘ, R. *Jízdní odpory vozidel*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Ústav soudního inženýrství, 2010. 85 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Tomáš Rochla.
- [21] MÁTYÁS, A. *Motorová jednotka malotraktoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2018. 56 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.
- [22] PACAS, B. A KOL. *Teorie stavebních strojů*. skriptum VUT v Brně, vyd. SNTL Praha, 1983, 244 s., č. publikace 411-33363
- [23] Zemědělské pneumatiky. In: *Mitas: Česká Republika* [online]. [cit. 2019-05-18]. Dostupné z: <https://www.mitas-tyres.com/cz/product/1013100690000/>
- [24] Telehandler Wheel In: *AG WHEEL EXPRESS: Ag wheels made easy* [online]. [cit. 2019-05-18]. Dostupné z: <https://www.agwheelexpress.com/store/c183/telehandler-lift-industrial-wheels/p2143/9-x-24-10-hole-1516-telehandler-wheel--silver-mist/>
- [25] *Vyhláška ministerstva dopravy* [online]. [cit. 2019-05-18]. Dostupné z: https://www.noveaspi.sk/products/lawText/1/45402/1/2#c_52687
- [26] Koukal, V. *Motorová jednotka lesního vyvážecího stroje*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 43 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.
- [27] SUNNY, Sumair. *Zero/Minimum Turning Radius of a Tractor. International Journal of Research in Engineering and Technology* [online]. [cit. 2019-05-18]. Dostupné z: <https://ijret.org/volumes/2014v03/i09/IJRET20140309008.pdf>
- [28] *Steering Units And Accessories* [online]. [cit. 2019-05-18]. Dostupné z: <https://www.metahydraulic.com/wp-content/uploads/2017/11/Meta-Hydraulic-Idroguide-v9.pdf>

- [29] BUCHTA V. *Mobilní kolové teleskopické manipulátory*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 22 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Jaroslav Kašpárek
- [30] *Střešní klimatizace*. In: *Webasto: Feel The Drive* [online]. [cit. 2019-05-18]. Dostupné z: <https://www.webasto-comfort.com/cs-cz/prehledproduktu/product/show/stresni-klimatizace-35-az-62-kw/>
- [31] *Power BEAM 2000*. In: *HELLA: Technology With Vision* [online]. [cit. 2019-05-18]. Dostupné z: <http://www.hellahd.com/index.php/default/work-lamps/led-work-lamps/power-beam-2000/>
- [32] *Cummins F3.8*. In: *Cummins* [online]. [cit. 2019-05-22]. Dostupné z: <https://www.cummins.com/engines/f38-stage-v>
- [33] *Deutz TCD 3.6 L4*. In: *DEUTZ: The Engine Company* [online]. [cit. 2019-05-22]. Dostupné z: <https://www.deutz.com/en/products/engines/detail/147/>
- [34] *Industrial C3.6*. In: *CAT* [online]. [cit. 2019-05-22]. Dostupné z: https://www.cat.com/en_US/products/new/power-systems/industrial/industrial-diesel-engines-highly-regulated/1000022861.html
- [35] *N45*. In: *FPT: POWERTRAIN TECHNOLOGIES* [online]. [cit. 2019-05-22]. Dostupné z: <https://www.fptindustrial.com/global/en/engines/agriculture/n45>
- [36] *JCB Base Engine*. In: *JCB* [online]. [cit. 2019-05-22]. Dostupné z: <https://www.jcb.com/en-gb/products/engines/base-engine/t4i-base-engine>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	[m·s ⁻²]	maximální návrhové zrychlení pro daný jízdní režim
a _n	[m·s ⁻²]	maximální návrhové zrychlení
b _p	[m]	šířka pneumatiky
c	[Pa]	koheze podloží
C ₁	[-]	konstantní součinitel
C ₂	[-]	konstantní součinitel
CEGR		Cooled Exhaust Gas Recirculation
D	[m]	největší průměr pneumatiky
DPF		Diesel Particulate Filter
e _č	[m]	volená excentricita čepu
f _l	[-]	součinitel vnitřního tření povrchu
F _{HL}	[N]	síla působící na píst hydromotoru při vylamování
F _{Hř}	[N]	síla působící na hydromotor řízení
F _{HSP}	[N]	hnací síla, kterou jsou schopna přenést přední kola
F _{HSZ}	[N]	hnací síla, kterou jsou schopna přenést přední kola
F _{HV}	[N]	síla působící na píst hydromotoru výložníku
F _{NP}	[N]	síla působící na přední nápravu
F _{NZ}	[N]	síla působící na zadní nápravu
F _p	[N]	překlopná síla
F _Z	[N]	návrhová zvedací síla
g	[m·s ⁻²]	tíhové zrychlení
G _k	[N]	zatížení kola
G _{kk}	[N]	zatížení kola v klidu
G _{kp}	[N]	zatížení předního kola
G _{kz}	[N]	zatížení zadního kola
I	[A]	proud
J _{Ki}	[kg·m ²]	moment setrvačnosti kola
k _n	[-]	počet řízených náprav
k _{rk}	[-]	počet řízených kol
l	[m]	volená délka vysunutí pístu
l _{HL}	[mm]	délka zdvihu hydromotoru kinematiky
l _{HV}	[mm]	délka zdvihu hydromotoru výložníku
l _l	[mm]	vzdálenost působíště vylamovací síly od uložení kinematiky
l _v	[mm]	vzdálenost působíště zvedací síly a uložení výložníku
m	[kg]	hmotnost stroje s nákladem
m _b	[-]	plnost běhounu pneumatiky
M _č	[N·m]	moment radiálního čepu
m _p	[kg]	hmotnost pneumatiky
m _{prov}	[kg]	provozní hmotnost manipulátoru
m _r	[kg]	hmotnost ráfku
n	[min ⁻¹]	otáčky volantu za jednu minutu
n _v	[-]	volený počet otáček volantu do plného zatočení
p	[MPa]	tlak v hydraulickém okruhu
P _{al}	[W]	výkon alternátoru
P _{df}	[W]	výkon pro další a doplňkové funkce
P _h	[W]	výkon pracovní hydraulické soustavy
P _h	[W]	výkon pro pracovní hydrauliku

P_{HS}	[W]	výkon potřebný pro překonání adhezních sil
P_p	[W]	výkon pro překonání jízdního odporu
P_p	[W]	výkon potřebný pro pojezd stroje
p_p	[Pa]	huštění pneumatik
$P_{\dot{r}}$	[W]	výkon potřebný pro řízení stroje
$P_{\dot{r}}$	[W]	výkon pro řízení stroje
Q_{HL}	[l·min ⁻¹]	průtok hydromotoru kinematiky
$Q_{H\dot{r}}$	[l·min ⁻¹]	průtok hydromotoru řízení
Q_{HV}	[l·min ⁻¹]	průtok hydromotoru výložníku
R_c	[N]	celkový odpor proti pohybu stroje
R_d	[N]	celkový dynamický odpor
r_d	[m]	poloměr zatíženého kola
r_{ef}	[mm]	efektivní délka řídicí tyče
r_l	[mm]	vzdálenost uložení kinematiky a uložení hydromotoru
r_n	[mm]	rozvor náprav
R_p	[N]	vnitřní odpor (deformace pneumatiky)
r_p	[m]	poloměr pneumatiky
r_r	[m]	poloměr ráfku
R_s	[N]	odpor stoupání
R_t	[N]	vnější odpor (deformace podloží)
R_v	[N]	celkový valivý odpor
r_v	[mm]	nejmenší kolmá vzdálenost uložení hydromotoru a
R_{vk}	[N]	valivý odpor jednoho kola
s_b	[m]	dráha brždění
SCR		Selective Catalytic Reduction
S_{HL}	[mm ²]	plocha pístu kinematiky
$S_{H\dot{r}}$	[mm ²]	plocha pístu hydromotoru řízení
S_{HV}	[mm ²]	plocha pístu výložníku
s_r	[m]	dráha rozjezdu
T_N	[N]	tíhová síla
t_r	[s]	čas rozjezdu
t_{ZL}	[s]	navržený čas natočení kinematiky
t_{ZV}	[s]	navržený čas potřebný pro zvednutí výložníku
U	[V]	napětí
v	[km·h ⁻¹]	rychlost daná jízdním režimem
v	[m·s ⁻¹]	rychlost daná režimem
V_i	[cm ³]	objem tlakového oleje na jednu otáčku volantu
v_n	[km·h ⁻¹]	návrhová rychlost pro najíždění do hromady
$V_{\dot{r}}$	[m ³]	zdvihový objem hydromotoru řízení
x_T	[mm]	vzdálenost těžiště prázdného nakladače od přední nápravy
α	[°]	uhel stoupání
ε	[N·m ⁻³]	součinitel vyjadřující vliv objemového přetvoření podloží
η_h	[-]	návrhová účinnost hydraulického okruhu
μ	[-]	koeficient tření