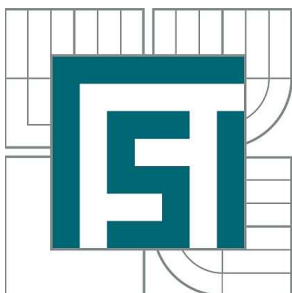


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ  
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO  
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING  
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

# MOTOROVÁ JEDNOTKA STAVEBNÍHO NAKLÁDACÍHO STROJE

THE ENGINE UNIT OF A LOADER

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

DAVID VANĚK

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. JAROSLAV KAŠPÁREK, Ph.D.

BRNO 2015

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2014/2015

## **ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE**

student(ka): David Vaněk

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Základy strojního inženýrství (2341R006)**

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 stavebního nakládacího stroje**

v anglickém jazyce:

#### **The engine unit of a loader**

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Na základě daných technických parametrů stanovte výkonovou řadu motorové jednotky určenou pro stavební nakládací stroj. Nejprve proveďte rešeršní rozbor strojů podobné hmotnostní kategorie a dále výpočtově stanovte výkon motorové jednotky pro zadané parametry stavebního nakládacího stroje.

Technické parametry:

Provozní hmotnost 12500 kg

Nosnost stroje (na vzdálenosti) 3500 kg (1000 mm)

Rozvor náprav 3000 mm (kloub uprostřed)

Velikost pneumatik 20,5 R25 nebo rozměrově podobné

Cíle bakalářské práce:

Proveďte:

-rešeršní rozbor strojů podobné typové řady

-stanovte analyticky vhodnou výpočtovou metodikou výkonové požadavky stroje pro různé režimy stroje

-pro stanovený výkon zadaného stroje rešeršním způsobem navrhnete motorové jednotky dle katalogu výrobců.

Seznam odborné literatury:

VANĚK, A.: Moderní strojní technika a technologie zemních prací, Academia Praha, ISBN 80-200-1045-9, Praha 2003

JEŘÁBEK, K. a kol.: Stroje pro zemní práce – silniční stroje, Ostrava, 1996

FEYRER, K.; MATTHIAS, K.; SCHEFFLER, M.: Fördermaschinen. Fördertechnik und Baumaschinen, Band 1, ed. Vieweg, 1998, p:476, ISBN-10:3-528-06626-1, ISBN-13:978-3-528-06626-0

Firemní literatura a katalogy

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/2015.

V Brně, dne 3.11.2014

L.S.

---

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.  
Ředitel ústavu

---

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



## ABSTRAKT

Tato práce se zabývá návrhem výkonu motorové jednotky kolového nakládacího stroje a jejím výběrem. Teoretická část popisuje koncepci používanou při konstrukci nakladačů ve výkonové a hmotnostní třídě dané zadáním, u jednotlivých částí nakladače pak popisuje používané konstrukční řešení. Poskytuje také přehled konkrétních strojů dostupných na trhu a jejich srovnání. Druhou částí práce je návrh výkonu vycházející ze srovnání výkonů potřebných pro různé pracovní režimy stroje, kde výkony pro jednotlivé režimy jsou dány součtem dílčích výkonů jednotlivých funkčních částí stroje. Výsledkem práce je pak výběr motorové jednotky splňující navržené parametry vycházející z výpočtu.

## KLÍČOVÁ SLOVA

kolový nakladač, výkon, motorová jednotka, kloubové řízení, jízdní odpory

## ABSTRACT

This paper deals with a design of wheel loader's engine unit and its performance, as well as the choice of suitable unit itself. Theoretical part describes a standard approach used in designing loaders in the performance and weight class according to the parameters listed and also introduces common designs of loader's individual parts. It gives the reader an overview of various machines currently available on today's market and their comparison. The second part of the thesis consists of performance design and calculations based on the comparison of performances needed for various working modes of the machine, where the performance are calculated as a sum of partial performances of different parts of machines. The result of this paper is a choice of motorized unit that suits all the designed and calculated parameters.

## KEYWORDS

wheel loader, performance, engine unit, articulated steering, driving resistances



## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

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.



## 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 28. května 2015

.....

David Vaněk



## **PODĚKOVÁNÍ**

Děkuji vedoucímu mé bakalářské práce panu Ing. Jaroslavu Kašpárkovi, Ph.D. za jeho cenné rady, ochotu a pomoc při zpracování této práce.



## OBSAH

Úvod .....	10
1 Kolový nakladač .....	11
1.1 Konstrukční uspořádání nakladače .....	11
1.1.1 Pohony pojezdu .....	11
1.1.2 Řízení.....	12
1.1.3 Nápravy .....	12
1.1.4 Výložníky a jejich kinematika.....	12
1.1.5 Motorová jednotka.....	13
1.1.6 Lopaty a přípojn $\acute{e}$ zařízení .....	14
2 Stroje podobné typové řady .....	16
2.1 Sledované parametry strojů podobné typové řady.....	16
2.1.1 Provozní hmotnost.....	16
2.1.2 Překlopná síla při plném zatočení.....	16
2.1.3 Provozní zatížení .....	16
2.1.4 Výkon motoru.....	16
2.1.5 Točivý moment.....	17
2.1.6 Vylamovací síla .....	17
2.1.7 Délka pracovního cyklu.....	17
2.2 Přehledové tabulky .....	18
3 Porovnání strojů.....	19
3.1 Srovnání absolutních parametrů .....	19
3.1.1 Srovnání provozní hmotnosti, překlopné síly, provozního zatížení .....	19
3.1.2 Srovnání výkonů a točivých momentů .....	20
3.1.3 Délka trvání pracovního cyklu .....	20
3.1.4 Vylamovací síla .....	21
3.2 Relativní parametry.....	21
3.2.1 Poměr provozní hmotnosti a výkonu motoru .....	21
3.2.2 Poměr provozního zatížení a výkonu .....	21
4 Stanovení výkonu motorové jednotky.....	23
4.1 Výkon pro pojezd stroje.....	23
4.1.1 Valivý odpor .....	23
4.1.2 Dynamické odpory stroje.....	24
4.1.3 Odpor stoupání .....	24
4.2 Výkon pro pohon hydraulické soustavy stroje .....	25
4.2.1 Výpočet výkonu pro pracovní hydrauliku a hydraulické okruhy.....	25





4.2.2	Výkon pro řízení stroje .....	31
4.3	Výkonové požadavky pro základní funkce stroje .....	36
5	Výkon stroje pro jednotlivé pracovní režimy .....	37
5.1	Práce na nezpevněném povrchu .....	37
5.1.1	Práce na rovině .....	37
5.1.2	Práce na nezpevněném povrchu, ve stoupání .....	37
5.2	práce na měkkém podloží .....	38
5.2.1	Práce na rovině .....	38
5.2.2	Práce v terénu, pohyb do stoupání .....	38
5.3	jízda po zpevněné komunikaci .....	38
5.3.1	Jízda po rovině .....	38
5.3.2	Jízda do stoupání .....	39
5.4	nabírání materiálu .....	39
6	Určení výsledného výkonu, výběr motorové jednotky .....	41
6.1	Výsledný navržený výkon .....	41
6.2	Volba motorové jednotky .....	42
	Závěr .....	43
	Použité informační zdroje .....	44
	Seznam použitých zkratk a symbolů .....	47



## ÚVOD

Kolové nakladače jsou po lopatových rypadlech nejvíce rozšířenými stroji ve stavebních procesech. Mají také široké uplatnění v zemědělství, lesnictví, komunální sféře a jiných oborech. Nakladače jsou stroje určené a svojí konstrukcí uzpůsobené pro nabírání materiálů nebo uchopení břemen, jejich přemístění a uložení na další místo nebo dopravní prostředek. [1]

Práce se bude zabývat pouze nakladači ve výkonové třídě určené zadáním. Výkon motorové jednotky je jedním ze zásadních parametrů určujících výkonnost stroje. Výkonnost stroje ovlivňují také objem lopaty, doba trvání pracovního cyklu a schopnosti obsluhy. Při určování výkonu motorové jednotky je potřeba zajistit dostatečný výkon pro pojezd stroje, řízení, pro elektrickou soustavu a hydraulickou soustavu pro ovládání výložníku, lopaty, případně přípojného zařízení. Výkonově podhodnocená jednotka limituje výkonnost stroje v provozu je přetěžována a její provoz je neekonomický z důvodu vyššího opotřebení a spotřeby pohonných hmot. Naopak předimenzovaná jednotka zvyšuje pořizovací cenu stroje, jeho hmotnost a spotřebu pohonných hmot. [1]



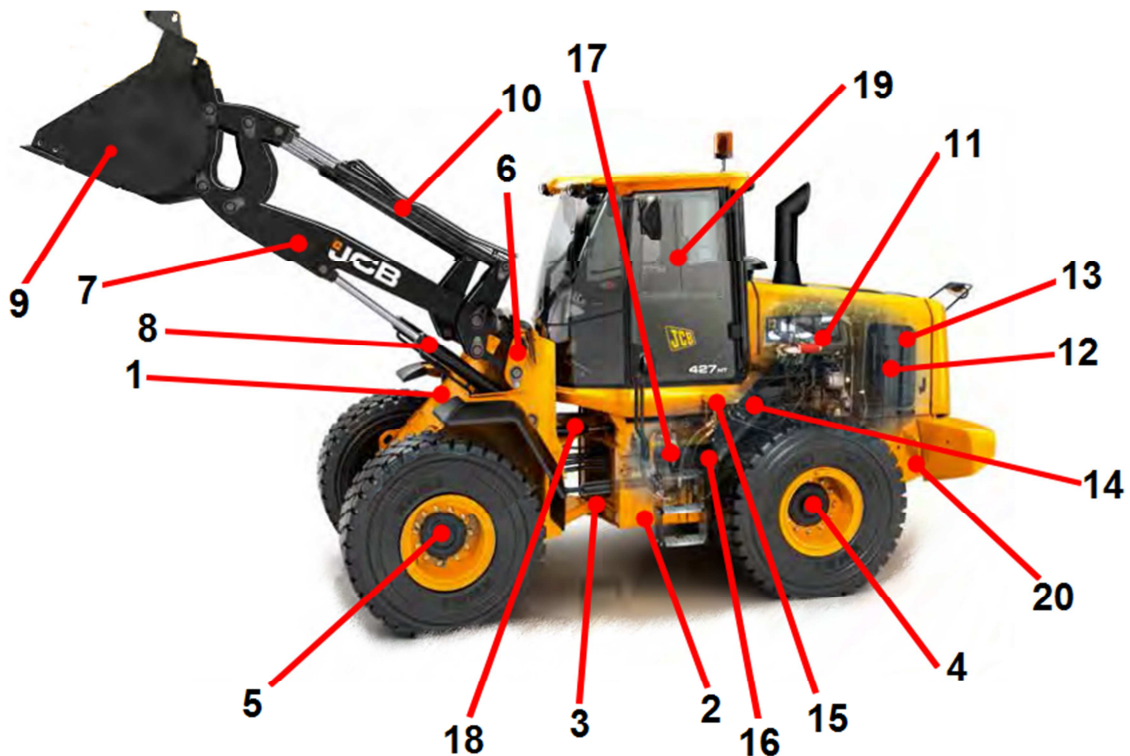
*Obr. 1kolový nakladač LIEBHERR L 538 [26]*



# 1 KOLOVÝ NAKLADAČ

## 1.1 KONSTRUKČNÍ USPOŘÁDÁNÍ NAKLADAČE

Konstrukční uspořádání nakladače se liší podle jeho určení, hmotností a výkonové třídy. Budeme se zabývat pouze konstrukcí nakladačů splňující parametry zadání (viz Obrázek 2). Nakladače v této třídě jsou postaveny na dvou polorámích spojených kloubem. K řízení tedy dochází pomocí natáčení polorámů vůči sobě. Na čelním polorámu nakladače je umístěn výložník s hydromotory pro jeho zvedání. Na výložník je připojena lopata nebo jiné přípojné zařízení a hydromotory pro jejich ovládání. Na zadním polorámu je umístěna motorová jednotka s převodovým ústrojím, hydrogenerátory pro servořízení a pracovní zařízení a také vyvýšená kabina, tak aby poskytovala obsluze dobrý výhled na výložník a pracovní prostor stroje. Motorová jednotka je umístěna v zadní části tak, že funguje také jako protizávaží pro výložník. Na obou polorámích jsou umístěny nápravy, zpravidla obě poháněné. Čelní náprava je připojena k polorámu pevně, zadní pak pomocí kloubu, který umožňuje její výkyv. To poskytuje kolům stroje dobrý kontakt s podložkou a umožňuje bezpečnou práci na nerovných površích.



Obr. 2 Konstrukční uspořádání nakladače: 1- čelní polorám, 2- zadní polorám, 3- kloub, 4- zadní náprava, 5- přední náprava, 6- uložení výložníku, 7- výložník, 8- hydromotory pro zvedání výložníku, 9- lopata, 10- hydromotory pro ovládání lopaty, 11- motorová jednotka, 12- chladič motoru, 13- chladič hydraulické soustavy, 14- převodové ústrojí, 15- hydrogenerátory pro ovládání výložníku, řízení, 16- rozvodovka, 17- hydraulické rozvaděče, 18- hydromotory řízení, 19- kabina obsluhy, 20- závaží [2]

### 1.1.1 POHONY POJEZDU

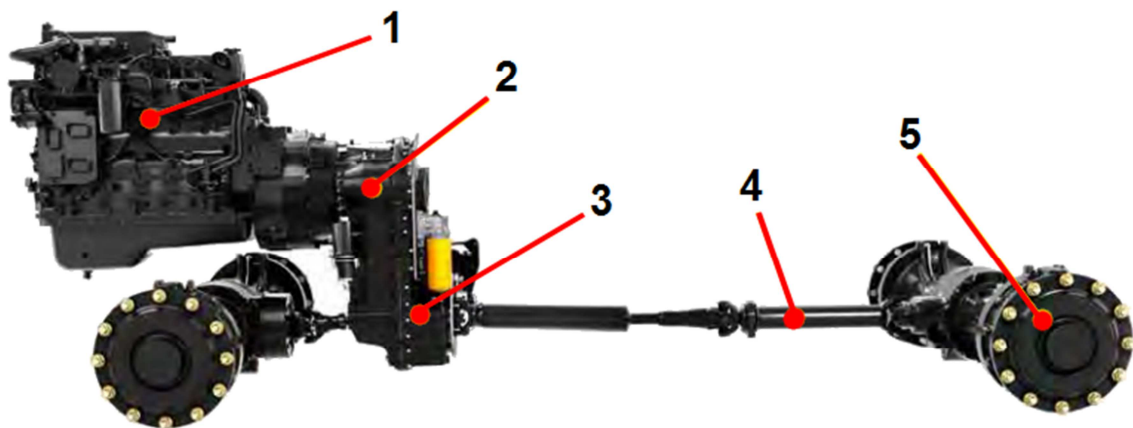
Využívají se buď pohony s hydrodynamickým měničem, nebo pohony hydrostatické. Použití hydrostatického pohonu nabývá stále většího rozsahu na úkor pohonů hydrodynamických. U nakladačů vyšších výkonových a hmotnostních tříd se vyskytují i tzv. CVT Vario



převodovky s plynulou změnou převodového poměru, pracující na principu kombinace hydrostatiky a mechanického převodu. Lze předpokládat, že se brzy začnou rozšiřovat i do nižších výkonových tříd.

Hydrodynamické měniče jsou převodové mechanismy s plynulou změnou otáček a točivého momentu, které se umísťují mezi hnací motor a převodovku. Měnič funguje na principu regulace průtoku oleje mezi turbínovým a čerpadlovým kolem. Často se využívá v kombinaci s planetovou převodovkou, která zajišťuje změnu směru jízdy. Z převodovky je přes rozvodovku a kloubové hřídele moment přenášen do náprav a následně kol (viz Obrázek 3).

V případě použití hydrostatického pojezdu se využívá buď tzv. centrálního pohonu nebo pohonu individuálního. U centrálního pohonu pohání motorová jednotka regulační hydrogenerátor, z něhož přechází tlaková kapalina přes rozvaděč do hydromotoru, na nějž je připojena převodovka s rozvodovkou. Individuální hydrostatický pohon využívá pro každé kolo samostatného hydromotoru. Využití hydrostatiky poskytuje možnosti plynulé změny převodových poměrů, jednoduché ovládání a možnost regulace přenosu výkonu. Na rozdíl od hydrodynamického pohonu není nutné kombinovat hydrostatický pohon s klasickou převodovkou ani převodovkou reverzační. [1]



Obr. 3 Pojezdová soustava nakladače JCB: 1- motorová jednotka, 2- hydrodynamický měnič s převodovkou, 3- rozvodovka, 4- kloubový hřídel k přední nápravě, 5- přední náprava [2]

### 1.1.2 ŘÍZENÍ

Je realizováno natáčením kloubem spojených polorámů vůči sobě o úhel 35-50° pomocí hydromotorů. Některé nakladače využívají tzv. stereořízení zavedené firmou Liebherr. Jde o kombinaci kloubového řízení s natáčením zadních kol. Tím se sníží úhel natočení kloubového rámu, to vede ke zvýšení příčné stability nakladače [1].

### 1.1.3 NÁPRAVY

Jsou tuhé, se samosvorným diferenciálem což snižuje prokluz při nepříznivých terénních podmínkách. Koncové planetové převody jsou umístěny buď ve střední části nápravy u diferenciálu nebo v nábojích kol. Brzdy jsou lamelové, umístěné v náboji kola.

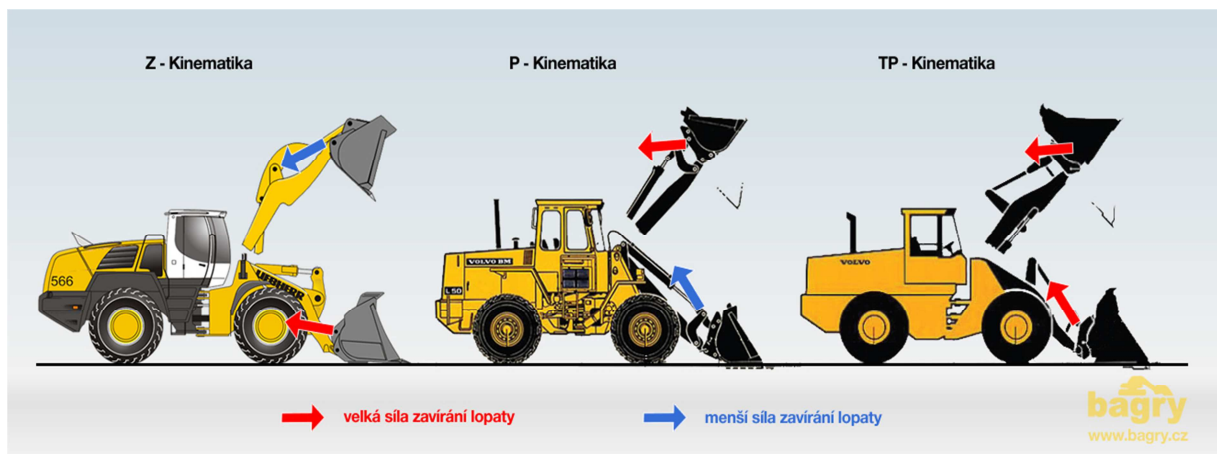
### 1.1.4 VÝLOŽNÍKY A JEJICH KINEMATIKA

Kinematika výložníku popisuje způsob, jakým pohyb lopaty závisí na pohybu výložníku. Druh kinematiky ovlivňuje vedení naložené zátěže, využitelnost vylamovací a zvedací síly,



výsypnou výšku, vzdálenost vyložení, stabilitu nakladače ale i výhled a přehlednost pro obsluhu nakladače.

Používají se tři základní druhy výložníkové kinematiky. Prvním je „Z“ kinematika kde se klopná síla od hydromotoru přenáší na lopatu táhly, jejichž sestava připomíná tvar písmene Z. Při nabírání materiálu je hydromotor plněn olejem působícím na celou plochu pístu, tím se na lopatě vytváří maximální síla. Naopak při vyklápění lopaty tlakový olej přichází na druhou stranu pístu, na plochu zmenšenou o plochu pístní tyče. Síla vytvořená při vyklápění je proto menší, ale naroste rychlost posuvu a vyklápění. Využívá se zejména ve stavebnictví a pro zemní práce. Druhým typem je paralelogramová kinematika (dále jen „P“). Její vlastnosti jsou opačné než u kinematiky typu „Z“, poskytuje maximální sílu při vyklápění lopaty a při nabírání sílu nižší. Využívá se v průmyslu a všude tam, kde záleží na paralelním zdvihu břemen a jejich přesném uložení jako je například práce s paletizačními vidlemi nebo manipulace s dřevní kulatinou. Posledním typem je „TP“ kinematika kombinující přednosti kinematiky „Z“ a „P“. Poskytuje lepší zdvihové síly lopaty a dobré paralelní vedení lopaty v celé výšce zdvihu. [1]



Obr. 4 srovnání kinematik a velikostí sil [3]

### 1.1.5 MOTOROVÁ JEDNOTKA

K pohonu nakladačů se používají čtyřtákní, vznětové, přeplňované motorové jednotky s mezichladičem stlačeného vzduchu a vysokotlakým vstřikovacím systémem Common-Rail. Jsou upřednostňovány před zážehovými motory. Poskytují lepší průběh výkonu, pracují v nižších otáčkách a dosahují vyšších hodnot točivého momentu. Obtížným úkolem při konstrukci motoru je splnění limitů daných emisními normami, které omezují produkci škodlivých oxidů dusíku a pevných částic. Pro Evropskou Unii je to od roku 2014 norma Stage IV, pro USA norma Tier 4F. Splnění limitů předchozích norem Stage IIIB/Tier 4I byli schopni někteří výrobci motorů dosáhnout přesným řízením spalovacího procesu v kombinaci s oxidačním katalyzátorem, ostatní se uchylovali k použití technologie CEGR,DPF či CSR . Pro splnění norem Stage IV/Tier 4F je použití technologií CEGR, DPF, CSR a jejich kombinací téměř nutností. Někteří výrobci nabízejí pouze jednu variantu, jiní zahrnují v nabídce obě technologie. Každá z nich má své výhody i nevýhody a je volbou zákazníka, ke které technologii se přikloní. [4] [5]

Technologie CEGR (Cooled Exhaust Gas Recirculation) spočívá v recirkulaci části výfukových plynů, které jsou ochlazeny a znovu využity pro pracovní cyklus motoru.



Následně je kvalita výfukových plynů upravena filtrem pevných částic DPF, který může být doplněn oxidačním katalyzátorem. Část výkonu je spotřebována na chlazení výfukových plynů. Použití technologie DPF také mírně zvyšuje spotřebu nafty, která je využívána při regeneraci filtru. Jejím rozstříkáním v palivovém potrubí dochází k hoření hrubých nečistot.

CSR (Selective Catalytic Reduction) využívá pro snížení emisí roztok močoviny, známý jako AdBlue, který je vstříkáván do výfukové soustavy, kde chemicky reaguje s oxidy dusíku a přeměňuje je na neškodné látky. Motor pracuje s kvalitní směsí nasávaného vzduchu a paliva, dochází k ideálnímu hoření, tudíž téměř nedochází k tvorbě pevných částic. Nevýhodami jsou: nutnost vlastní nádrže pro AdBlue, nemalé zástavbové rozměry celého systému a také možná nedostupnost technologie v méně rozvinutých částech světa. [6]

### 1.1.6 LOPATY A PŘÍPOJNÉ ZAŘÍZENÍ

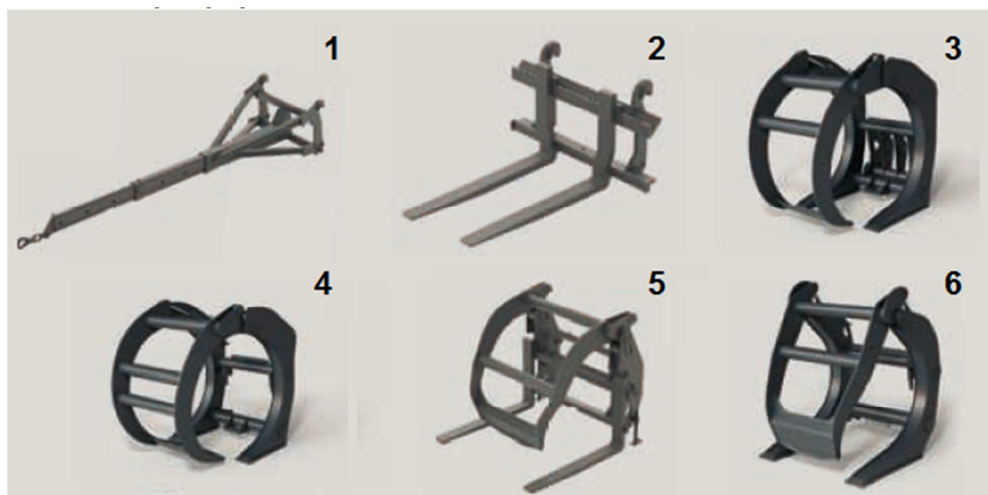
Výrobci nabízejí širokou škálu lopat a jiných přípojných zařízení (viz Obrázek 5), které zvyšují možnost využití stroje. Lze je snadno měnit díky rychloupínacím systémům. Standardní jsou lopaty s vyměnitelnými zuby vhodné pro těžbu a nakládku hornin o měrné hmotnosti až  $2t/m^3$ . Větší objem pak mají lopaty určené pro nakládku lehkých hmot jako je uhlí a koks o měrné hmotnosti okolo  $1m^3/t$ . Velkoobjemové lopaty se používají pro zvlášť lehké materiály a zemědělské produkty. Speciálními druhy lopat jsou lopaty s bočním výklopem a lopaty vysokovýklopné. Lopaty s bočním výklopem se využívají pro práci ve stísněných prostorech jako jsou tunely. Vysokovýklopné lopaty jsou vhodné pro manipulaci s materiály, jako jsou třísky, zrní či komunální odpad a stroji poskytují vyšší výškový dosah. Využívají se také tzv. víceúčelové lopaty složené z radlicové části a lopatové části. Při zvednutí lopatové části slouží pro zahrnování a rozprostírání materiálů, naopak při sevření obou částí slouží jako běžná lopata. Na trhu jsou k dostání i lžíce s přidržovacími drapáky pro zemědělství. [1]



Obr. 5 Lopaty pro nakladač Volvo L60G nabízené výrobcem: 1- standardní lopata bez zubů, 2- standardní lopata se zuby, 3- víceúčelová lopata, 4- lopata pro těžbu hornin, 5- výklopná lopata pro lehké materiály, 6- planýrovací lopata, 7- velkoobjemová lopata na obilí a štěpky, 8- velkoobjemová lopata na sníh, uhlí, 9- lopata s přidržovačem [7]



Na nakladač lze snadno připojit drapákové zařízení pro manipulaci s dřevní kulatinou, nebo paletizační vidle. Pro velké nakladače jsou pak určeny vidle a hřeby pro manipulaci s vytěženými bloky. Po připojení teleskopického jeřábového výložníku lze se strojem ukládat potrubí či manipulovat s nákladem do velké výšky. Další pracovní zařízení jsou zametací a čistící válce, třídící lopaty, sněhové radlice, pluhy, frézy a jiná zařízení. [1] [7]



*Obr. 6 Příslušenství pro nakladač Volvo L60G nabízené výrobcem: 1- teleskopický jeřábový výložník, 2- paletizační vidle, 3- drapák na třídění a převážení kulatiny, 4- drapák pro vykládání kulatiny z nákladních automobilů, 5- vidle s přidržovačem, 6- drapák pro manipulaci s větvemi a dřevním odpadem [7]*



## 2 STROJE PODOBNÉ TYPOVÉ ŘADY

Stroje jsou vybrány tak, aby se svými parametry co možná nejvíce blížily zadání. Požadavky splňuje 12 strojů od různých výrobců, z nichž 10 je nabízeno u prodejců v České republice, nakladač Hyundai je dostupný v rámci EU a nakladač John Deere je oficiálně nabízen pouze na americkém trhu.

### Technické parametry dle zadání:

Provozní hmotnost 12500 kg

Nosnost stroje (na vzdálenosti) 3500 kg (1000 mm)

Rozvor náprav 3000 mm (kloub uprostřed)

Velikost pneumatik 20,5 R25 nebo rozměrově podobné

### 2.1 SLEDOVANÉ PARAMETRY STROJŮ PODOBNÉ TYPOVÉ ŘADY

Pro naši problematiku jsou důležité parametry hmotnostní, výkonové a parametry s nimi související. Rozměry a dalšími parametry se tedy zabývat nebudeme.

#### 2.1.1 PROVOZNÍ HMOTNOST

Je součtem konstrukční hmotnosti stroje a všech provozních náležitostí. Zahrnuje všechna maziva, plnou palivovou nádrž a další provozní náplně ale také obsluhu stroje (viz ISO 7131). Nižší provozní hmotnost stroje může znamenat větší pohyblivost ale také menší stabilitu stroje. Rozměry pneumatik typ a velikost lopaty a dodatečné vybavení mění provozní hmotnost. [1] [8]

#### 2.1.2 PŘEKLOPNÁ SÍLA PŘI PLNÉM ZATOČENÍ

Překlopná síla nebo také klopný moment je síla působící v těžišti zatížení pracovního vybavení, která při své maximální hodnotě překlápí nakladač přes přední nápravu. Kolový nakladač se přitom nachází ve staticky nevýhodné poloze, tzn. Kinematika je ve vodorovné poloze, což posouvá těžiště dopředu a nakladač je v plném zatočení. Zjednodušeně řečeno, jde o maximální statickou „nosnost“ nakladače, aniž by jezdil jen po přední nápravě. Hodnota překlopného zatížení je vyšší v přímém směru, naopak při zalomení nakladače dochází k vyosení těžiště nakladače a hodnota překlopné síly klesá. Proto se většinou jako měřítko pro srovnání posuzuje právě hodnota překlopného zatížení při plném zatočení nakladače. Plným zatočením je myšleno natočení rámu podvozku o 40° dle normy ISO 14397-1. Podobně jako u provozní hmotnosti rozměry pneumatik, typ a velikost lopaty a dodatečné vybavení mění překlopnou sílu. [8] [3]

#### 2.1.3 PROVOZNÍ ZATÍŽENÍ

Provozní zatížení nebo také jmenovité zatížení představuje skutečné zatížení, se kterým může nakladač manipulovat. Jmenovitého zatížení nesmí překročit 50 % překlopného zatížení při plném zatížení (viz norma ISO 7546), to odpovídá bezpečnostnímu faktoru 2. Po vydělení provozního zatížení specifickou hmotností materiálu kde jednotkou je  $t \cdot m^{-3}$  či  $kg \cdot m^{-3}$  získáme maximální objem lopaty vhodný pro danou práci. [3]

#### 2.1.4 VÝKON MOTORU

Představuje výkon při jmenovitých otáčkách dle normy ISO 9249.





### 2.1.5 TOČIVÝ MOMENT

S výkonem motoru je spjat točivý moment. V bodě maxima točivého momentu je u zatíženého motoru nejnižší měrná spotřeba paliva. [9]

### 2.1.6 VYLAMOVACÍ SÍLA

Vzniká činností hydromotorů, které ovládají lopatu. Působí kolmo nahoru ve vzdálenosti 100mm od řezné hrany zubů. 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 využít své hmotnosti k vylomení materiálu. Pokud by byla vylamovací síla výrazně vyšší, nakladač by se při zavírání lopaty dále překlápěl přes přední nápravu bez zvýšení efektu nakládání a docházelo by ke zbytečnému přetěžování. Výsledky výrazně ovlivňuje typ použité lopaty a kinematiky. Je obtížné hodnoty jednotlivých výrobců sjednotit s ohledem na to, že lopaty jednotlivých výrobců se liší svými rozměry, přestože jejich výsledný objem může být stejný. [1] [3]

### 2.1.7 DÉLKA PRACOVNÍHO CYKLU

Zahrnuje čas potřebný pro zvednutí výložníku při provozním zatížení do maximální výšky, vyklopení lopaty a návrat výložníku do výchozí polohy.



## 2.2 PŘEHLEDOVÉ TABULKY

Tabulky poskytují přehled sledovaných parametrů, pro přehlednost je rozdělena do dvou částí. Uvedené hodnoty platí pro kinematiku typu Z, pneumatiky 20,5R25, univerzální lopatu o obsahu 2,3 m<sup>3</sup> s přímou montáží na čepy bez rychloupnínače. Parametry jsou čerpány z aktuální firemní literatury dostupné na webových stránkách prodejců nebo přímo výrobců. [2] [8] [10] [11] [12] [13] [14] [15] [16] [17] [18] [19]

Tab. 1 přehledová tabulka část 1

Výrobce	Volvo	Liebherr	John Deere	JCB	Hitachi	Cat
<b>Model</b>	L60G	L538	524K	427	ZW150-5	924K
<b>parametry</b>						
provozní hmotnost [kg]	12240	13200	12449	13053	11900	12868
překlopná síla [kg]	7210	9000	8914	8051	8070	7419
provozní zatížení [kg]	3605	4500	4457	4026	4035	3710
výkon motoru [kW]	120	115	105	118	113	106
točivý moment [Nm]	820	615	623	801	622	706
vylamovací síla [kN]	79	109	91,9	135	96,1	93
délka pracovního cyklu [s]	9,7	10,9	10,5	9,3	12,6	9,6

Tab. 2 přehledová tabulka část 2

Výrobce	Doosan	Case	Hyundai	Komatsu	Terex	New Holland
<b>Model</b>	DL 200-3	621F	HL740-9	WA 270-7	TL210	W130C
<b>parametry</b>						
provozní hmotnost [kg]	12860	12492	12700	12860	12500	12218
překlopná síla [kg]	8330	9038	8491	9170	7600	8741
provozní zatížení [kg]	4165	4519	4246	4585	3800	4371
výkon motoru [kW]	119	128	107	111	119	128
točivý moment [Nm]	735	730	690	-	-	730
vylamovací síla [kN]	105,2	94	112	131	106	100,9
délka pracovního cyklu [s]	10,8	11,9	9,6	10,9	-	11,9



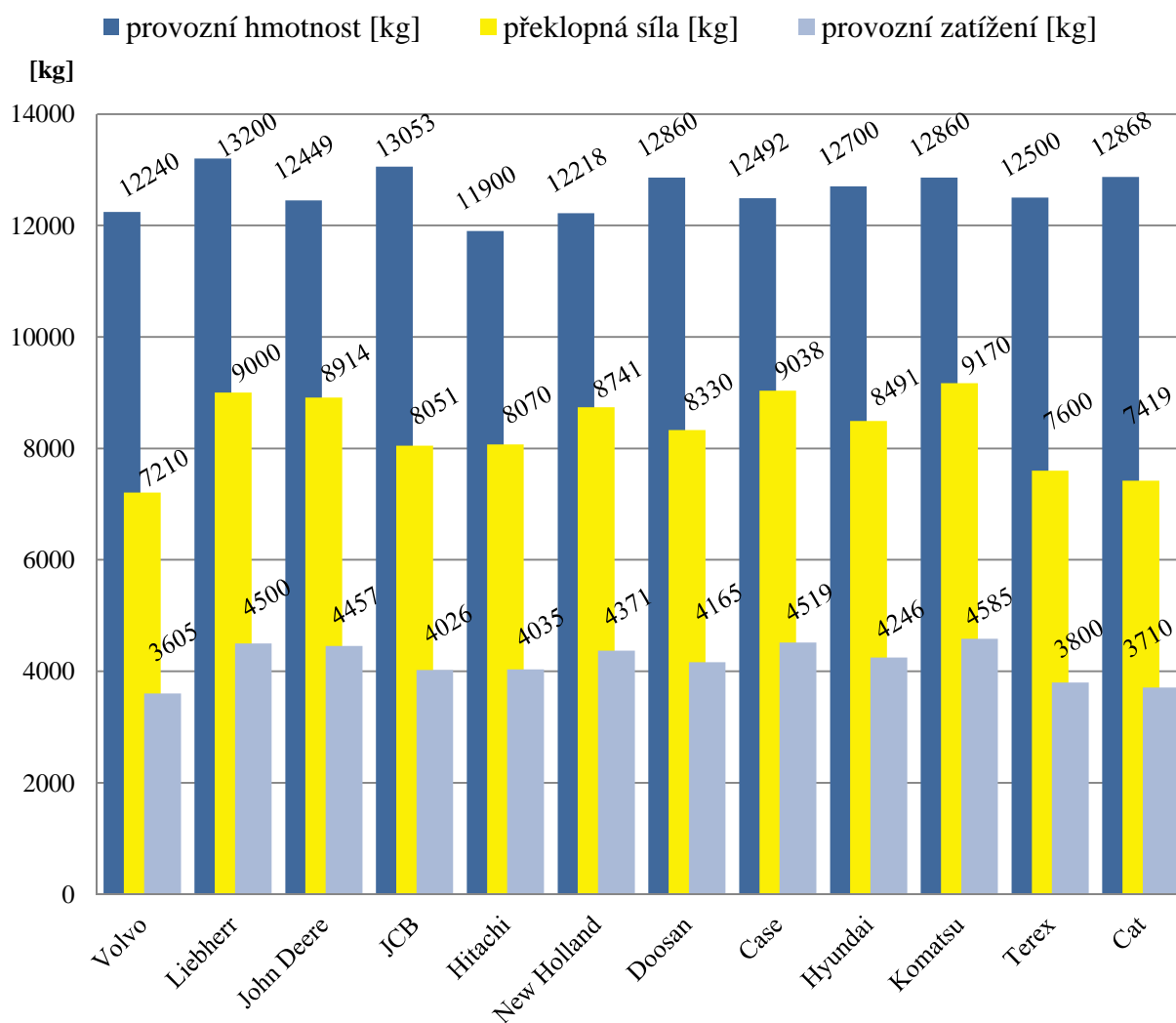
## 3 POROVNÁNÍ STROJŮ

Srovnání parametrů z předchozí kapitoly pomocí grafů.

### 3.1 SROVNÁNÍ ABSOLUTNÍCH PARAMETRŮ

#### 3.1.1 SROVNÁNÍ PROVOZNÍ HMOTNOSTI, PŘEKLOPNÉ SÍLY, PROVOZNIHO ZATÍŽENÍ

Zobrazení v jenom grafu nám přímo ukazuje lišící se poměry mezi provozní hmotností a překlopnou silou. Budeme-li o vyšší provozní hmotnosti hovořit jako o potenciálu dosáhnout i vysoké hodnoty překlopné síly pak nám graf nabízí zajímavé srovnání toho, jak se s tímto potenciálem při konstrukci nakladače naložilo.

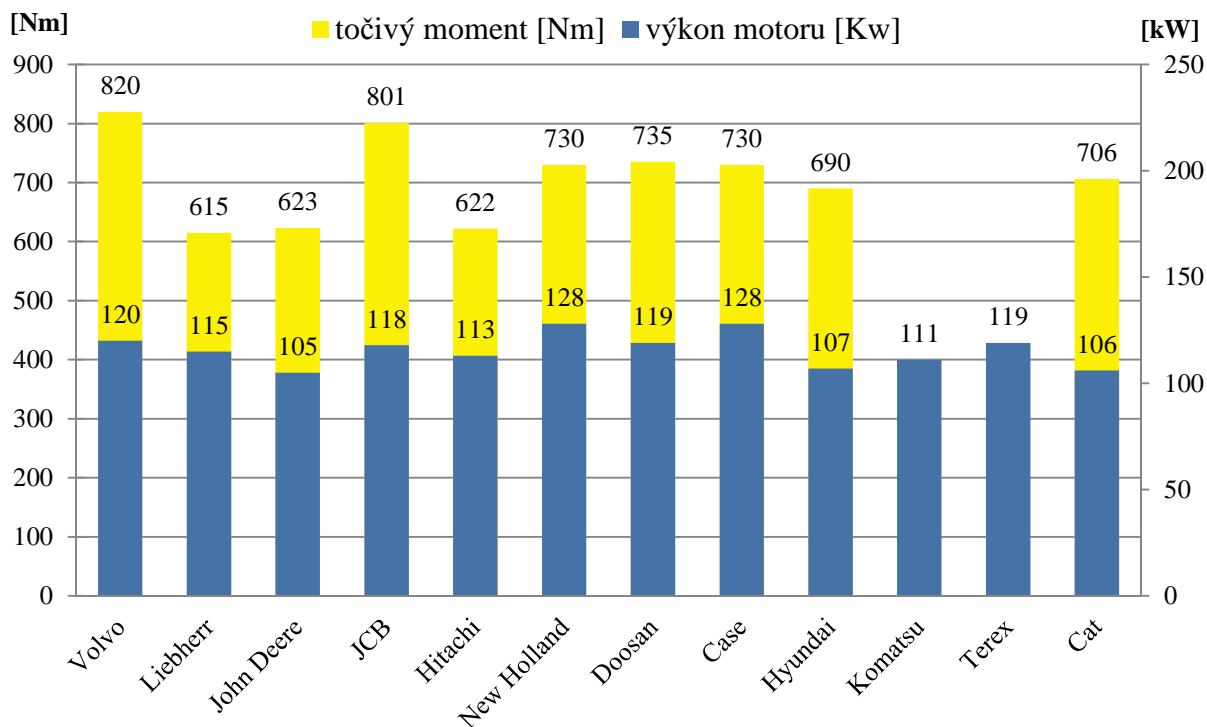


Obr. 7 graf pro srovnání hmotnostních parametrů

Z porovnání vychází jako nejtěžší nakladač Liebherr L538 s hmotností 13200 kg, blíží se mu JCB 427 s hmotností 13053 kg. Nejlehčí je nakladač Hitachi 2W150-5B s hmotností 11900 kg. Nejvyšších hodnot překlopné síly při plném zatočení a tedy nejlepší stability dosáhl nakladač Komatsu WA 270-7, vysokých hodnot dosáhli také nakladače Liebherr L538, John Dere 524K a Case 621F. Nejnižších hodnot dosáhl nakladač Volvo L60G.



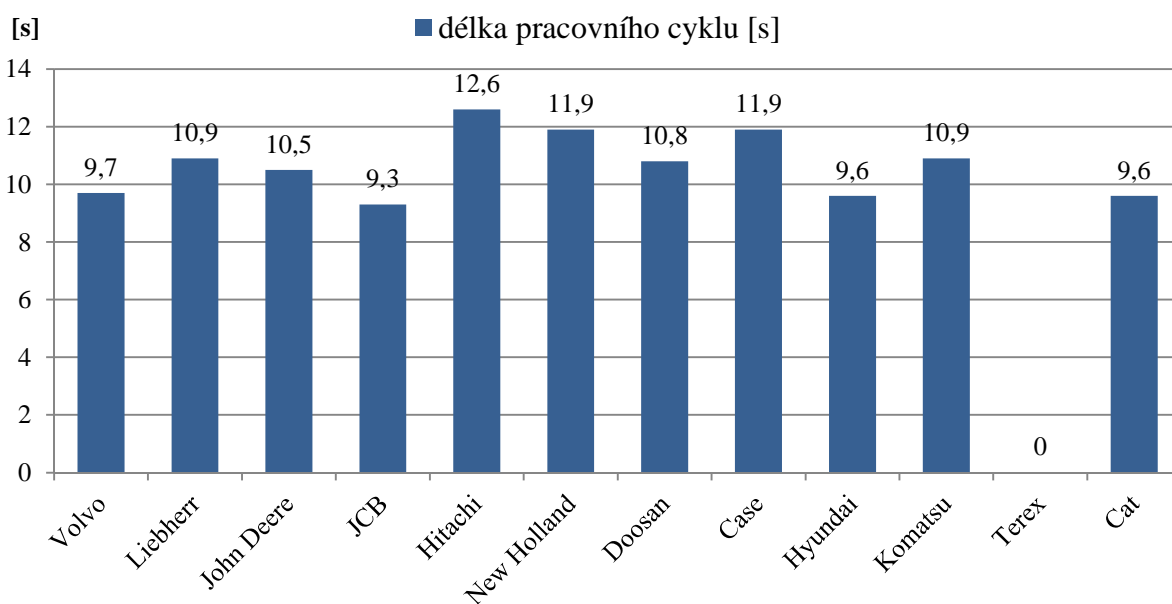
### 3.1.2 SROVNÁNÍ VÝKONŮ A TOČIVÝCH MOMENTŮ



Obr. 8 graf točivých momentů a výkonů

Výkony motorů se pohybují v okolo 120 kW, nejvyšší výkonem 128 kW disponují nakladače New Holland W130C a Case 621F, nejnižší 105 KW pak John Deere 524K. Nejvyšší točivý moment poskytuje motor nakladače Volvo L60G v závěsu za ním je JCB.

### 3.1.3 DÉLKA TRVÁNÍ PRACOVNÍHO CYKLU

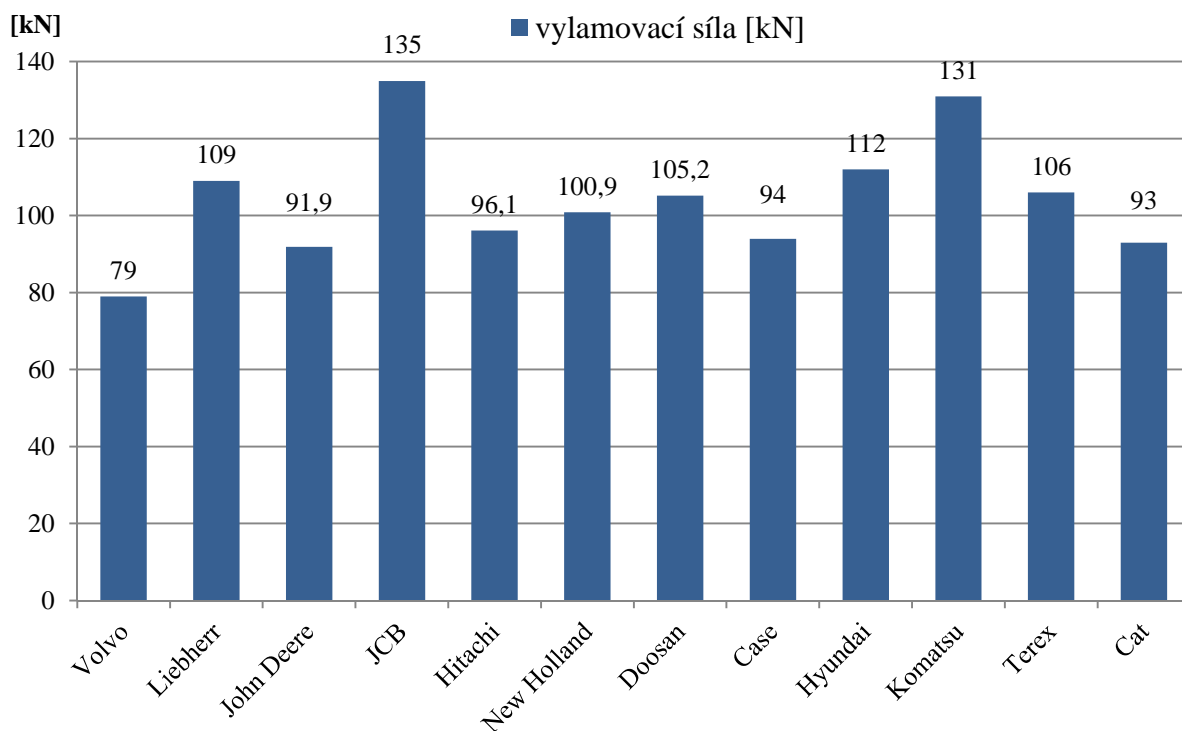


Obr. 9 graf délky pracovního cyklu



Ze srovnání nejlépe vychází stroj JCB 427 s hodnotou 9,3 následován stroji Hyundai HL740TM-9 s hodnotou 9,6 a Volvo L60G s hodnotou 9,7. Naopak nejpomalejším strojem je Hitachi 2W150-5B s hodnotou 12,6. Zdánlivě nepatrný rozdíl může při delším pracovním intervalu znamenat mnohem vyšší výkonnost nakladače.

### 3.1.4 VYLAMOVACÍ SÍLA



Obr. 10 graf vylamovací síly

Výrazně nejvyšších hodnot dosahuje nakladač JCB 427 s 135 kN následovaný nakladačem Komatsu WA270-7 s 131 kN. Nejnižšími hodnotami se prezentuje nakladač Volvo L60G.

## 3.2 RELATIVNÍ PARAMETRY

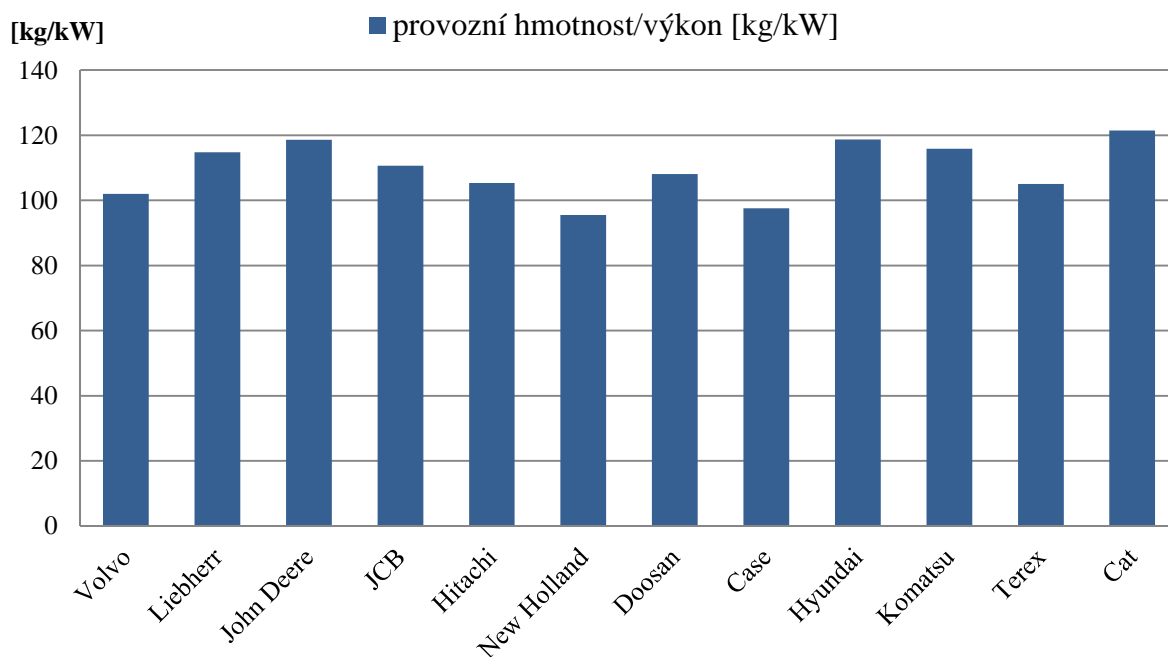
Relativní parametry jsou stanovené výpočtem z parametrů absolutních. Jsou užitečné pro další porovnání. Zaměříme se na relativní parametry související s výkonem motoru.

### 3.2.1 POMĚR PROVOZNÍ HMOTNOSTI A VÝKONU MOTORU

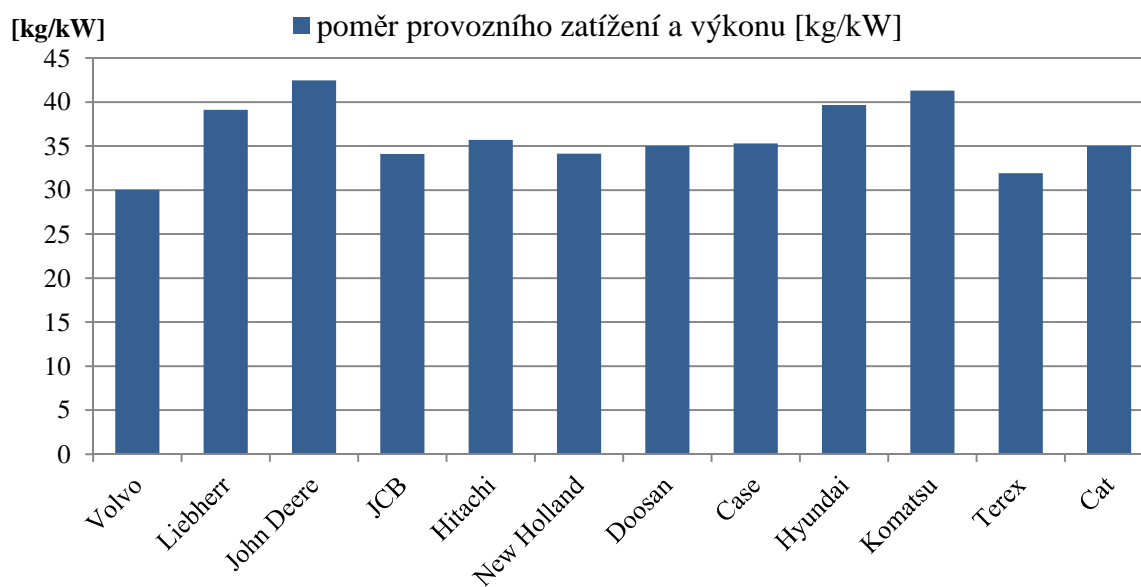
Výsledkem je počet kilogramů provozní hmotnosti připadajících na jeden kilowatt. Čím je hodnota vyšší tím je teoreticky horší pohyblivost nakladače.

### 3.2.2 POMĚR PROVOZNÍHO ZATÍŽENÍ A VÝKONU

Výsledkem je počet kilogramů provozního zatížení připadajících na jeden kilowatt.



Obr. 11 graf poměru hmotnosti a výkonu



Obr. 12 graf poměru provozního zatížení a výkonu

Nejnižších poměrů s provozní hmotností a poměrů s provozním zatížením dosahují nakladače Volvo a Terex, lze o nich tedy říci, že jsou oproti ostatním nakladačům výkonově předdimenzované. Naopak nejvyšších hodnot dosahují nakladače John Deere a Komatsu o těch můžeme říci, že jsou oproti ostatním srovnávaným nakladačům výkonově poddimenzované.



## 4 STANOVENÍ VÝKONU MOTOROVÉ JEDNOTKY

Výkon stanovíme součtem dílčích výkonů potřebných pro jednotlivé funkce stroje.

### 4.1 VÝKON PRO POJEZD STROJE

Výkon pro pojezd stroje musí být dostatečně velký na to, aby vyvinul tažnou sílu dostatečnou pro překonání jízdního odporu. Tažná síla by však neměla překračovat hodnotu trakční síly. Tedy maximální síly, kterou dokáží kola přenést na podložku.

Proti pohybu působí vždy odpor valivý a odpor aerodynamický. Při zrychlování stroje pak spolu s nimi působí odpor dynamický a při jízdě do svahu i odpor proti stoupání. S ohledem na to, že stroj se bude pohybovat při rychlostech do  $25 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$  můžeme odpor vzduchu zanedbat a nebudeme ho dále uvažovat. Jednotlivé odpory se liší podle podmínek provozování stroje. Celkový jízdní odpor je součtem jednotlivých 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 stroje pro daný režim

#### 4.1.1 VALIVÝ ODPOR

Pracujeme s předpokladem, že při valení dojde k deformaci pneumatiky i podloží, po kterém se pneumatika odvaluje. Tím dochází ke vzniku sil působících proti pohybu stroje. Počítáme se stavem, kdy je pneumatika zatížena na mez svojí únosnosti při maximální uvažované rychlosti stroje. Vztah pro výpočet valivého odporu dle Omeljanova [21] zní:

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

kde	$R_{vk}$ [N]	je valivý odpor jednoho kola stroje
	$R_t$ [N]	je odpor vyvolaný deformací podloží
	$R_p$ [N]	je odpor vyvolaný deformací pneumatiky
	$C_1=0,35$	je konstantní součinitel, doporučeno volit $C_1=0,35-0,5$
	$C_2=0,065$	je konstantní součinitel, doporučeno volit $C_2=0,065$
	$G_{kp}=65600 \text{ N}$	je únosnost přední pneumatiky pro rychlost $25 \text{ km/h}$ [22]
	$G_{kz}=42950 \text{ N}$	je únosnost zadní pneumatiky pro rychlost $25 \text{ km/h}$ [22]
	$p_p=350000 \text{ Pa}$	je tlak huštění přední pneumatiky [22]



- $p_z=200000$  Pa je tlak huštění zadní pneumatiky [22]  
 $D=1,493$  m je průměr kola [22]  
 $\varepsilon$  [ $\text{N}\cdot\text{m}^{-3}$ ] je součinitel vyjadřující vliv objemového přetvoření podloží,  
 doporučeno:  $\varepsilon=(2-4)\cdot 10^6$  oranice  
 $\varepsilon=(10-25)\cdot 10^6$  louka, strniště  
 $\varepsilon=(100-200)\cdot 10^6$  polní cesta  
 $\varepsilon\rightarrow\infty$  tvrdý povrch

Celkový valivý odpor pro všechna kola je součtem odporů jednotlivých kol.

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

#### 4.1.2 DYNAMICKÉ ODPORY STROJE

Dynamický odpor vzniká působením setrvačné síly. Setrvačná síla má dvě složky. První složkou 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. Přesná hodnota momentu setrvačnosti motoru a rotujících částí náprav a převodů není k dispozici a její vliv je v porovnání s ostatními zanedbatelný stejně jako vliv setrvačnost oleje v hydraulickém okruhu. Výsledný dynamický odpor je pak možné uvést ve tvaru:

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

- kde  $J_{Ki}$  [ $\text{kg}\cdot\text{m}^2$ ] je moment setrvačnosti kola stroje  
 $m=16000$  kg je hmotnost stroje s nákladem  
 $r_d=0,647$  m je poloměr zatíženého kola [22]  
 $a$  [ $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$ ] je návrhové zrychlení pro daný režim stroje

Setrvačný moment kola se stanoví součtem setrvačného momentu pneumatiky a ráfku, kdy obě části uvažujeme jako rotující prstence. Pak platí:

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

- kde  $m_p=221$  kg je hmotnost pneumatiky [22]  
 $m_r=86$  kg je hmotnost ráfku [23]  
 $r_p=0,746$  m je největší poloměr pneumatiky [22]  
 $r_r=0,317$  m je poloměr ráfku [23]

#### 4.1.3 ODPOR STOUPÁNÍ

Vychází z předpokladu složkové síly od gravitační síly, která působí proti pohybu stroje při překonávání stoupání. [24]

$$R_s = m \cdot g \cdot \sin \alpha \quad [\text{N}] \quad (7)$$





kde  $g$  [ $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$ ] je tíhové zrychlení  
 $\alpha$  [ $^\circ$ ] je úhel stoupání stroje

Stoupání se často vyjadřuje v procentech. Je třeba ho přepočítat na stupně pomocí vztahu:

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{s_s}{100} \quad [^\circ] \quad (8)$$

kde  $s_s$  [%] je stoupání v procentech

## 4.2 VÝKON PRO POHON HYDRAULICKÉ SOUSTAVY STROJE

Základní hydraulicky ovládané funkce nakladače jsou zvedání výložníku, naklápění lopaty a řízení stroje. Někteří výrobci na svých strojích využívají dva hydrogenerátory, jeden pro pracovní hydrauliku a druhý hydrogenerátor pro okruh řízení. Jiní jako například JCB či Volvo využívají systém, kdy je celá hydraulická soustava pro zvedání i řízení zásobována tlakovým olejem z jednoho hydrogenerátoru a řídicí systém rozděluje průtok oleje mezi řízení a ostatní funkce tak, že řízení má vždy prioritu a je mu dodáván maximální potřebný průtok a tlak. Toto řešení je výhodné, zejména v kombinaci s využitím technologie load sensing. Ta umožňuje redukovat tlak a průtok dodávaného tlakového oleje na takový, který je v danou chvíli potřebný. Jednoduše řečeno nebude-li potřeba použití pracovní hydrauliky ale pouze řízení bude hydrogenerátor produkovat pouze snížené množství tlakového oleje potřebné pro řízení. Roste tím tedy efektivita celého systému. Při výpočtu využijeme variantu s jedním hydrogenerátorem. [10] [2]

### 4.2.1 VÝPOČET VÝKONU PRO PRACOVNÍ HYDRAULIKU A HYDRAULICKÉ OKRUHY

Pro výpočet výkonu je třeba zjistit maximální tlak a průtok potřebný pro jednotlivé funkce. Maximální tlak volíme 25 MPa, je to hodnota běžně využívaná podobnými stroji. Nakladač většinu času pracuje tak, že jednotlivé funkce nepracují společně, tedy nejprve nabere materiál pohybem lopaty, pak zdvihem výložníku zvedne lopatu a nakonec jí vyklopí. Průtok proto určíme porovnáním a výběrem z hodnot průtoku potřebného pro zvedání výložníku a průtoku pro ovládání lopaty. Průtok je určen rozměry hydromotorů a časem navrženým pro daný cyklus. Rozměry jsou dány tlakem, velikostí působících sil a navrženou geometrií. Čas je volen tak aby byl pro danou činnost co nejvhodnější. V provozu pak také dochází ke kombinaci obou činností, je to například při rozhrnování a nahrnování. V tomto případě pak dojde k dělení průtoku mezi hydromotory a cykly se tím zpomalí. To nečiní problémy, jelikož čas zvednutí či vyklopení lopaty není při těchto činnostech tak důležitým jako při nakládání kdy přímo ovlivňuje výkonnost nakladače. Stroj také může být vybaven přípojným zařízením poháněným tlakovým olejem, vyžadujícím pro svoji činnost poměrně vysokou zásobu tlakového oleje, takovým zařízením je například třídicí lopata, nebo rotační rozhrnovač siláže. Pro tyto přípojná zařízení bude dostupný stejný tlak a průtok jako pro pracovní hydrauliku. [10]

#### 4.2.1.1 VÝPOČET HYDROMOTORŮ A PRŮTOKU PRO VYVINUTÍ ZVEDACÍ SÍLY

Zvedací síla působí vertikálně v těžišti přípojného zařízení (viz Obrázek 13). Zvedací sílu zajišťují hydromotory zvedající výložník. Velikost síly by se měla pohybovat na úrovni překlopného zatížení v přímém směru. Větší sílu nedokáže nakladač využít, dojde totiž k jeho překlopení přes přední nápravu. To vede k jejímu nadměrnému zatěžování a opotřebení. Velikost zvedací síly se liší pro různé délky výložníku, druhy kinematiky, lopaty a přípojná zařízení a způsoby jejich montáže na výložník. Při výpočtu uvažujeme univerzální lopatu o objemu 2,3 m<sup>3</sup> připojenou k výložníku pomocí čepu. [3]



### URČENÍ PŘEKLOPNÉHO ZATÍŽENÍ V PŘÍMÉM SMĚRU

Překlopné zatížení je hodnota síly, kterou když zatížíme nakladač tak dojde k jeho překlopení přes přední nápravu. Určuje se v staticky nejméně výhodné pozici, tj. když je výložník ve vodorovné poloze a moment od překlopného zatížení k přední nápravě je nejvyšší. U nezatíženého nakladače se předpokládá rozložení hmotnosti 48% na přední nápravu a 52% na nápravu zadní. Pak platí:

Síla působící na přední nápravu  $F_{NP}$ :

$$F_{NP} = m_{pr} \cdot 0,48 \cdot g \quad [N] \quad (9)$$

$$F_{NP} = 12500 \cdot 0,48 \cdot 9,81 = 58860 \text{ N}$$

$$F_{NP} = \mathbf{58860 \text{ N}}$$

Síla působící na zadní nápravu  $F_{NZ}$ :

$$F_{NZ} = m_{pr} \cdot 0,52 \cdot g \quad [N]$$

$$F_{NZ} = 12500 \cdot 0,52 \cdot 9,81 = 63765 \text{ N} \quad (10)$$

$$F_{NZ} = \mathbf{63765 \text{ N}}$$

kde  $m_{pr}=12500 \text{ kg}$  je provozní hmotnost nakladače

$g=9,81 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$  je gravitační zrychlení

Určení těžiště prázdného nakladače, kde  $x_{TN}$  je vzdálenost těžiště od přední nápravy:

$$x_{TN} = \frac{F_{NZ} \cdot r_N}{m_p \cdot g} \quad [mm] \quad (11)$$

$$x_{TN} = \frac{63765 \cdot 3000}{12500 \cdot 9,81} = 1560 \text{ mm}$$

$$x_{TN} = \mathbf{1560 \text{ mm}}$$

kde  $r_N=3000 \text{ mm}$  je rozvor náprav nakladače

$g=9,81 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$  je gravitační zrychlení

$m_{pr}=12500 \text{ kg}$  je provozní hmotnost nakladače

$F_{NZ}=63765 \text{ N}$  je síla působící na zadní nápravu

Maximální překlopné zatížení  $F_P$  pak zjistíme pomocí momentové rovnice:

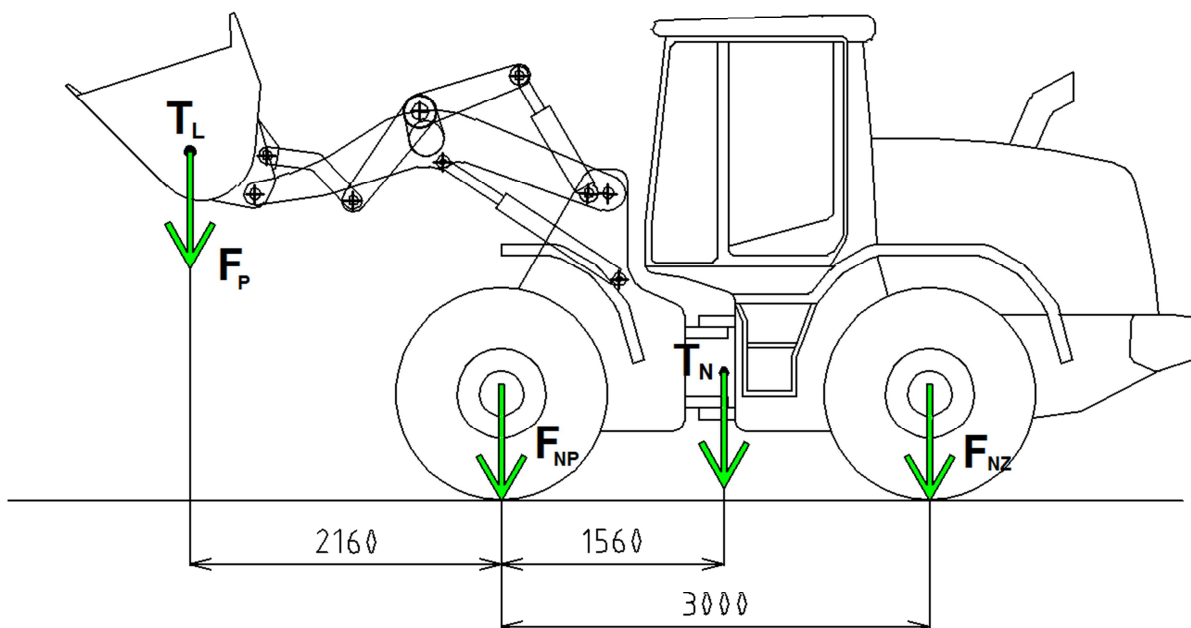
$$F_P = \frac{m_{pr} \cdot g \cdot x_{TN}}{x_{TL}} \quad [N] \quad (12)$$

$$F_P = \frac{12500 \cdot 9,81 \cdot 1560}{2160} = 88562 \text{ N}$$

$$F_P = \mathbf{88562 \text{ N} \doteq 9020 \text{ kg}}$$



kde  $g=9,81 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$  je gravitační zrychlení  
 $m_{pr}=12500 \text{ kg}$  je provozní hmotnost nakladače  
 $x_{TN}=1560 \text{ mm}$  je vzdálenost těžiště od přední nápravy  
 $x_{TL}=2160 \text{ mm}$  je vzdálenost působíště překlopného zatížení od přední nápravy  
 zjištěná z Obr. 13



Obr. 13 schéma sil pro určení překlopného zatížení

#### VÝPOČET HYDROMOTORU A PRÚTOKU PRO ZVEDÁNÍ VÝLOŽNÍKU

Pro zjištění sil působících v hydromotorech  $F_{HV}$  pro zvedání výložníku využijeme momentové rovnováhy (viz Obrázek 14):

$$F_{HV} = \frac{F_{ZV} \cdot l_v}{2 \cdot r_v} \quad [N] \quad (13)$$

$$F_{HV} = \frac{88600 \cdot 2875}{2 \cdot 540} = 235400 \text{ N}$$

$$F_{HV} = 235400 \text{ N}$$

kde  $F_{ZV}=88600 \text{ N}$  je navržená zvedací síla vycházející z překlopného zatížení  
 $l_v=2875 \text{ mm}$  je vzdálenost působíště zvedací síly od bodu uložení výložníku  
 $r_v=540 \text{ mm}$  je nejnižší kolmá vzdálenost mezi hydromotorem a bodem uložení výložníku



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

$$S_{HV} = \frac{F_{HV}}{p_{HS}} \quad [mm^2] \quad (14)$$

$$S_{HV} = \frac{235400}{25} = 9416 \text{ mm}^2$$

$$\mathbf{S_{HV} = 9416 \text{ mm}^2}$$

kde  $p_{HS}=25 \text{ MPa}$  je navržený tlak v hydraulickém okruhu nakladače

$F_{HV}=235400 \text{ N}$  je síla působící na jeden hydromotor výložníku

$$D_{HV} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{HV}}{\pi \cdot p_{HS}}} \quad [mm] \quad (15)$$

$$D_{HV} = \sqrt{\frac{4 \cdot 235400}{3,14 \cdot 25}} = \mathbf{109,5 \text{ mm}}$$

kde  $p_{HS}=25 \text{ Mpa}$  je navržený tlak v hydraulickém okruhu nakladače

$F_{HV}=235400 \text{ N}$  je síla působící na jeden hydromotor výložníku

Objem hydromotoru  $V_{HV}$ :

$$V_{HV} = S_{HV} \cdot \frac{z_{HV}}{1000000} \quad [l] \quad (16)$$

$$V_{HV} = 9416 \cdot \frac{683}{1000000} = \mathbf{6,43 \text{ l}}$$

kde  $z_{HV}=683 \text{ mm}$  je délka zdvihu hydromotoru výložníku  $z_{HV}=1740-1057=683 \text{ mm}$

$S_{HV}=9416 \text{ mm}^2$  je plocha hydromotoru pro ovládání výložníku

1000000 je konstanta pro převod objemu z  $\text{mm}^3$  na litry

Průtok tlakového oleje potřebný pro naplnění hydromotorů  $Q_V$ :

$$Q_V = \frac{2 \cdot V_{HV} \cdot 60}{t_{zV}} \quad [l \cdot \text{min}^{-1}] \quad (17)$$

$$Q_V = \frac{2 \cdot 6,43 \cdot 60}{5,4} = 142,89 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$$

$$\mathbf{Q_V = 142,89 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}}$$

kde  $t_{zV}=5,4 \text{ s}$  je navržený čas pro zdvih výložníku z nejnižší do nejvyšší pozice

$V_{HV}=6,43 \text{ l}$  je objem hydromotoru výložníku

60 je konstanta pro převod času ze sekund na minuty



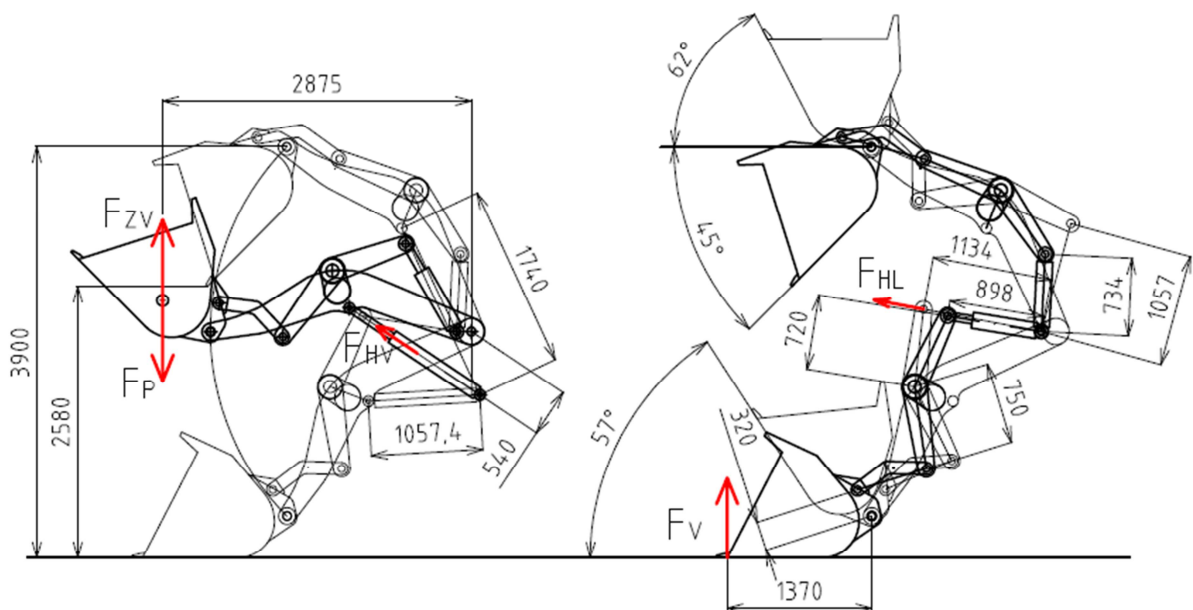
Ze zjištěného průtoku lze určit čas  $t_{DV}$  potřebný pro pohyb výložníku dolů:

$$t_{DV} = \frac{\pi \cdot (D_{HV}^2 - d_{HV}^2) \cdot z_{VH} \cdot 60 \cdot 2}{4 \cdot Q_V \cdot 1000000} \quad [s] \quad (18)$$

$$t_{DV} = \frac{3,14 \cdot (110^2 - 75^2) \cdot 683 \cdot 2 \cdot 60}{4 \cdot 142,89 \cdot 1000000} = 2,9 \text{ s}$$

$$t_{DV} = 2,9 \text{ s}$$

kde  $d_{HV}=75 \text{ mm}$  je navržený průměr pístní tyče hydromotoru výložníku  
 $D_{HV}=110 \text{ mm}$  je průměr hydromotoru výložníku  
 $z_{HV}=683 \text{ mm}$  je délka zdvihu hydromotoru výložníku  $z_{HV}=1740-1057=683 \text{ mm}$   
 $Q_V=142,89 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$  je průtok oleje pro naplnění hydromotorů výložníku  
 60;1000000 jsou konstanty pro převod na výslednou jednotku



Obr. 14 Schéma výložníku nakladače

#### 4.2.1.2 VÝPOČET HYDROMOTORU A PRŮTOKU PRO VYVINUTÍ VYLAMOVACÍ SÍLY

Vylamovací síla viz 2.1.6. Při výpočtu uvažujeme univerzální lopatu o objemu  $2,3 \text{ m}^3$  připojenou k výložníku pomocí čepu. Velikost vylamovací síly uvažujeme přibližně hranici překlopného zatížení. Princip výpočtu je podobný, jako při výpočtu pro zvedání výložníku, využijeme proto stejných rovnic a stejného postupu k zjednodušení, rozměry jsou navrženy s ohledem na funkčnost celého systému (viz Obrázek 14).



Síla  $F_{HL}$  působící v hydromotoru pro ovládání lopaty:

$$F_{HL} = F_V \cdot l_1 \frac{v_2}{l_2 \cdot v_1} \quad [N] \quad (19)$$

$$F_{HL} = 90000 \cdot 1,3 \frac{0,75}{0,32 \cdot 0,72} = 380860 \text{ N}$$

$$F_{HL} = 380860 \text{ N}$$

kde	$F_V=90000 \text{ N}$	je navržená vylamovací síla
	$l_1=1,3 \text{ m}$	je vzdálenost působíště vylamovací síly od čepu lopaty
	$l_2=0,32 \text{ m}$	je vzdálenost čepu lopaty a čepu táhla připojeného na lopatu
	$v_1=0,72 \text{ m}$	je vzdálenost uložení kinematiky a osy hydromotoru
	$v_2=0,75 \text{ m}$	je vzdálenost uložení kinematiky a osy táhla

Známe-li sílu působící v ose hydromotoru, můžeme zjistit plochu pístu hydromotoru  $S_{HL}$ , jeho průměr  $D_{HL}$  a objem  $V_{LV}$  pomocí rovnic (14), (15) a (16):

$$S_{HL} = 15234 \text{ mm}^2; D_{HL} = 139,27 \approx 140 \text{ mm}; V_{LV} = 3,58 \text{ l}$$

Kde	$p_{HS}=25 \text{ Mpa}$	je navržený tlak v hydraulickém okruhu nakladače
	$F_{HL}=380860 \text{ N}$	je síla působící na hydromotor pro klopení lopaty
	$z_{HL}=235 \text{ mm}$	je délka zdvihu hydromotoru lopaty při vylamování materiálu
	$z_{LV}=1134-898=235 \text{ mm}$	

Průtok tlakového oleje potřebný pro naplnění hydromotoru při vylamování  $Q_L$  určíme pomocí rovnice (17), jediným rozdílem je, že pro klopení lopaty používáme pouze jeden hydromotor, počítáme tedy pouze s jedním objemem.

$$Q_L = 143,2 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$$

kde	$t_{LV}=1,5 \text{ s}$	je navržený čas pro naklopení lopaty z vodorovné pozice do pozice kdy je hydromotor plně vysunutý
-----	------------------------	---

Ze zjištěných veličin lze podle (18) zjistit čas pro vyklopení lopaty  $t_L$ :

$$t_L = 1,37 \text{ s}$$

kde	$d_{HL}=80 \text{ mm}$	je navržený průměr pístní tyče hydromotoru lopaty
	$D_{HL}=140 \text{ mm}$	je průměr hydromotoru pro ovládání lopaty
	$z_L=323 \text{ mm}$	je zdvih hydromotoru pro vyklopení lopaty $z_L=1057-734=323 \text{ mm}$

#### 4.2.1.3 VÝKON PRO POHON HYDROGENERÁTORU

Hodnoty obou průtoků vyšly podobné, mírně vyšší je hodnota pro ovládání lopaty. Pro výpočet výkonu  $P_H$  použijeme zaokrouhlenou hodnotu  $145 \text{ min}^{-1}$ .



$$P_H = \frac{p_{HS} \cdot 10^6 \cdot Q_{LV} \cdot 1,666 \cdot 10^{-5}}{\mu_{HS}} \quad [W] \quad (20)$$

$$P_H = \frac{25 \cdot 10^6 \cdot 145 \cdot 1,666 \cdot 10^{-5}}{0,875} = 69045 \text{ W}$$

$$P_H = 69045 \text{ W} \doteq 70 \text{ kW}$$

Kde  $p_{HS}=25 \text{ Mpa}$  je navržený tlak v hydraulickém okruhu nakladače  
 $Q_L=145 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$  je navržený průtok oleje  
 $\mu_{HS}=0,875$  je odhadovaná účinnost hydraulického systému stroje  
 $1,666 \cdot 10^{-5}$  je konstanta pro převod jednotek průtoku z l/min na m<sup>3</sup>/s

Výstupem výpočtu není pouze zjištěný výkon, další důležitou hodnotou je i zjištěný čas trvání pracovního cyklu. Získáme ho snadno sečtením časů pro pohyb výložníku dolů a nahoru spolu s časem pro vyklopení lopaty. Výsledkem je čas 9,67 sekundy. Čas je srovnatelný s časy dosahovanými ostatními stroji.

#### 4.2.2 VÝKON PRO ŘÍZENÍ STROJE

Řízení stroje se uskutečňuje natáčením polorámů vůči sobě pomocí hydromotorů, dochází k vysouvání jednoho a zasouvání druhého hydromotoru na protější straně kloubu (viz Obrázek 15). Nejvyšší odpory působí při zatáčení stroje stojícího na místě s nulovou rychlostí, kdy dojde k vybočení středového kloubu, pohybu středů kol směrem k sobě na vnitřní straně a směrem od sebe na straně vnější, zatáčet tedy budou obě nápravy. Pro vykonání tohoto pohybu je potřeba překonat odpory vyvolané natáčením kol okolo jejich svislé osy, valením kol, a smýkáním kol. Předpokládáme zatáčení na pevném povrchu s vysokým třením jako je asfalt nebo beton protože tření bude při výpočtu dominantním odporem. Stykovou plochu pneumatik s povrchem uvažujeme jako kruhovou plochu určenou normálovým zatížením kola a tlakem v pneumatikách. [25]

Pro výpočet uvažujeme použití radiálních pneumatik pro stavební nakladače značky Mitas v zadaném rozměru 20,5R25 nahuštěné na tlak zaručující požadovanou únosnost dle návodu výrobce. [22]

Pro určení tlaku potřebného pro zatáčení využijeme princip sčítání práce pro překonání jednotlivých odporů, kterou musejí hydromotory vykonat. Při natáčení kol okolo jejich svislé osy je třeba překonat třecí moment  $M_T$  vzniklý na kontaktní ploše. Lze využít odvozený vztah dle [25]:

$$M_T = 0,66667 \cdot F \cdot f_T \cdot R \quad [N \cdot m] \quad (21)$$

kde  $F [N]$  je normálová síla působící na kolo  
 $f_T [-]$  je součinitel tření pro styk pneumatiky s povrchem, asfalt, beton  
 $R [m]$  je poloměr stykové plochy pneumatiky s povrchem  
 $0,6667 [-]$  je konstanta vzniklá při integraci viz [25]



Poloměry  $R_F$ ,  $R_R$  stykových ploch pneumatik určíme:

$$R_F = \sqrt{\frac{m_F \cdot g}{2 \cdot p_F \cdot \pi}} \cdot 1000 \quad [m]; \quad R_R = \sqrt{\frac{m_R \cdot g}{2 \cdot p_R \cdot \pi}} \cdot 1000 \quad [m] \quad (22)$$

$$R_F = \sqrt{\frac{11942 \cdot 9,81}{2 \cdot 0,35 \cdot \pi}} \cdot 1000 = \mathbf{0,2308 \text{ m}}; \quad R_R = \sqrt{\frac{4058 \cdot 9,81}{2 \cdot 0,2 \cdot \pi}} \cdot 1000 = \mathbf{0,1779 \text{ m}}$$

kde	$R_F$ [m]	je poloměr stykové plochy přední pneumatiky při plné lopatě
	$R_R$ [m]	je poloměr stykové plochy zadní pneumatiky při plné lopatě
	$m_F=11942$ kg	je hmotnost působící na přední nápravu při plné lopatě
	$m_R=4058$ kg	je hmotnost působící na zadní nápravu při plné lopatě
	$g=9,81$ m·s <sup>-2</sup>	je gravitační zrychlení
	$p_F=0,35$ MPa	je tlak předních pneumatik
	$p_R=0,2$ MPa	je tlak zadních pneumatik

Pro práci síly, momentu při rovinném, rotačním pohybu platí:

$$dW = \vec{F} \cdot d\vec{r} = F \cdot dr = F \cdot R \cdot d\varphi = M \cdot d\varphi \quad (23)$$

$$W = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} M \cdot d\varphi$$

Pak práci  $W_N$  nutnou překonání třecího momentu vyvolaného smýkáním kol při natáčení okolo svislé osy lze vyjádřit jako [25]:

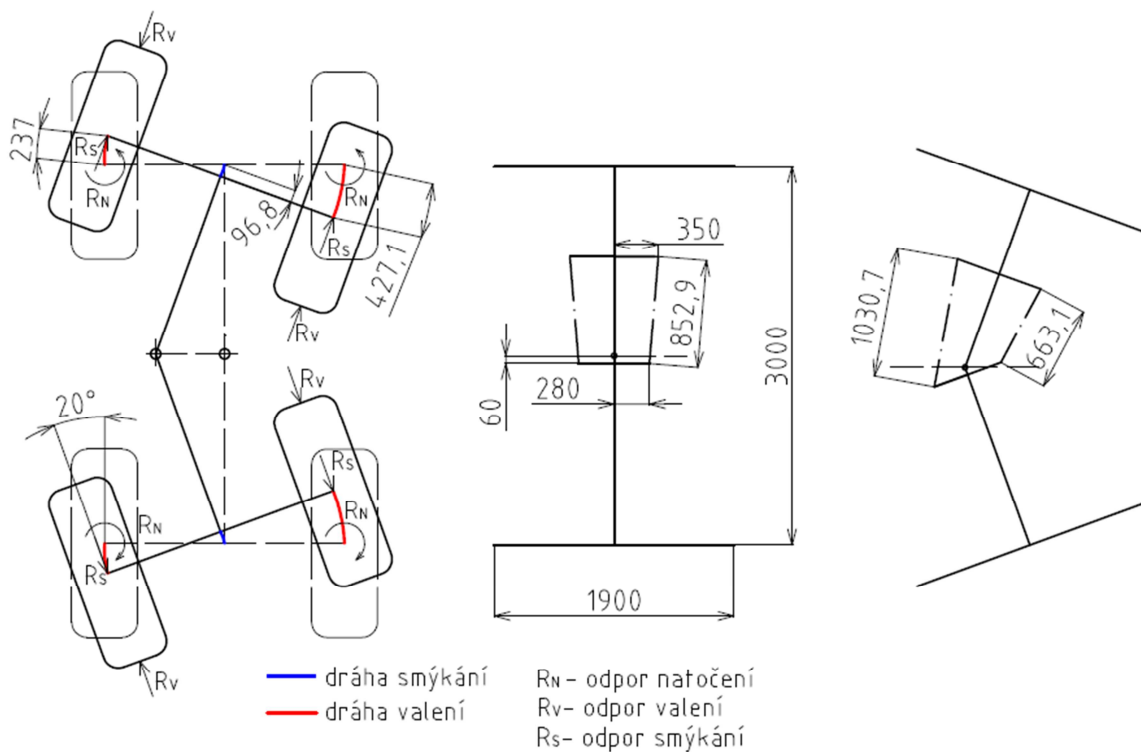
$$W_N = 0,66667 \cdot f_T \cdot \frac{\pi \cdot \alpha_n}{180} (m_F \cdot g \cdot R_F + m_R \cdot g \cdot R_R) \quad [J] \quad (24)$$

$$W_N = 0,66667 \cdot 0,9 \cdot \frac{\pi \cdot 20}{180} (11942 \cdot 9,81 \cdot 0,2308 + 4058 \cdot 9,81 \cdot 0,1779)$$

$$\mathbf{W_N = 7146 \text{ J}}$$

kde	0,6667 [-]	je konstanta vzniklá při integraci viz [25]
	$f_T=0,9$	je koeficient tření pro styk pneumatiky s povrchem asfalt, beton
	$m_F=11942$ kg	je hmotnost působící na přední nápravu při plné lopatě
	$m_R=4058$ kg	je hmotnost působící na zadní nápravu při plné lopatě
	$R_F=0,2038$ m	je poloměr stykové plochy přední pneumatiky při plné lopatě
	$R_R=0,1779$ m	je poloměr stykové plochy zadní pneumatiky při plné lopatě
	$\alpha_n=20$ °	je úhel natočení jednotlivých kol při plném zatočení
	$g=9,81$ m·s <sup>-2</sup>	je gravitační zrychlení





Obr. 15 schéma řízení nakladače

Práce  $W_{RO}$ ,  $W_{RI}$  pro překonání valivého odporu jednotlivých kol při zatáčení:

$$W_{RO} = s_{RO} \cdot f_v \cdot \frac{m_{pr} \cdot g}{4} \quad [J]; \quad W_{RI} = s_{RI} \cdot f_v \cdot \frac{m_{pr} \cdot g}{4} \quad [J] \quad (25)$$

$$W_{RO} = 0,237 \cdot 0,02 \cdot \frac{12500 \cdot 9,81}{4} \quad [J]; \quad W_{RI} = 0,427 \cdot 0,02 \cdot \frac{12500 \cdot 9,81}{4} \quad [J]$$

$$W_{RO} = 145,3 J; \quad W_{RI} = 261,8 J$$

kde  $W_{RO}$  [J] je práce potřebná pro valení vnějšího kola  
 $W_{RI}$  [J] je práce potřebná pro valení vnitřního kola  
 $s_{RO}=0,237$  m je dráha valení vnějšího kola  
 $s_{RI}=0,427$  m je dráha valení vnitřního kola  
 $f_v=0,02$  [-] je součinitel valivého odporu pro asfalt, beton  
 $m_{pr}=12500$  kg je provozní hmotnost nakladače  
 $g=9,81$  m·s<sup>-2</sup> je gravitační zrychlení

Práce pro překonání odporu valení při zatáčení pro celý stroj [25]:

$$W_R = 2 \cdot W_{RO} + 2 \cdot W_{RI} \quad [J] \quad (26)$$

$$W_R = 2 \cdot 145,3 + 2 \cdot 261,8 = 814,2 J$$

$$W_R = 814,2 J$$



Při valení kol probíhá současně i jejich smýkání, vzdálenost smýkání kola lze změřit jako posunutí středů jednotlivých náprav při zatáčení. Práci pro překonání odporu smýkání  $W_S$  vyjádříme jako [25]:

$$W_{SK} = s_S \cdot f_T \cdot g \cdot \frac{m_{pr}}{4} \quad [J] \quad (27)$$

$$W_S = 4 \cdot W_{SK} = s_S \cdot f_T \cdot g \cdot m_{pr} \quad [J]$$

$$W_S = 0,0968 \cdot 0,9 \cdot 9,81 \cdot 12500 = 10683 \text{ J}$$

$$W_S = \mathbf{10683 \text{ J}}$$

kde  $W_{SK}$  [J] je práce pro smýkání jednoho kola  
 $s_f=0,0968$  m je dráha kol uražená smýkáním, pro všechna 4 kola stejná  
 $f_T=0,9$  je koeficient tření pro povrch asfalt, beton  
 $g=9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$  je gravitační zrychlení  
 $m_{pr}=12500$  kg je provozní hmotnost nakladače

Celková práce pro překonání odporů při zatáčení  $W_{\check{R}}$  je pak součtem dílčích prací [25]:

$$W_{\check{R}} = W_N + W_R + W_S \quad [J] \quad (28)$$

$$W_{\check{R}} = 7146 + 814,2 + 10683 = 29326,4 \text{ J}$$

$$W_{\check{R}} = \mathbf{18643 \text{ J}}$$

Když známe práci pro překonání odporů a jsme-li schopni navrhnout rozměry hydromotorů, zjistíme pak tlak  $p_{\check{R}}$  potřebný pro řízení dle [25]:

$$p_{\check{R}} = \frac{W_{\check{R}}}{s_I \cdot S_I + s_O \cdot S_O} \quad [MPa] \quad (29)$$

$$p_{\check{R}} = \frac{W_{\check{R}}}{(l_{\check{r}} - l_I) \cdot \pi \cdot \frac{(D_{\check{r}}^2 - d_{\check{r}}^2)}{4} + (l_O - l_{\check{r}}) \cdot \pi \cdot \frac{D_{\check{r}}^2}{4}} \quad [MPa]$$

$$p_{\check{R}} = \frac{18643}{(0,8529 - 0,6631) \cdot 3,14 \cdot \frac{(70^2 - 45^2)}{4} + (1,0307 - 0,8529) \cdot 3,14 \cdot \frac{70^2}{4}}$$

$$p_{\check{R}} = \mathbf{16,754 \text{ MPa}}$$

kde  $s_I$  [m] je dráha, na které koná práci vnitřní hydromotor při zatáčení  
 $s_O$  [m] je dráha, na které koná práci vnější hydromotor při zatáčení  
 $S_I$  [mm<sup>2</sup>] je činná plocha vnitřního hydromotoru  
 $S_O$  [mm<sup>2</sup>] je činná plocha vnějšího hydromotoru  
 $l_{\check{r}}=0,85229$  m je délka hydromotorů řízení při nulovém zatočení  
 $l_I=0,6631$  m je délka vnitřního hydromotoru řízení při plném zatočení



- $l_0=1,0307$  m je délka vnějšího hydromotoru řízení při plném zatočení  
 $D_f=70$  mm je průměr hydromotoru řízení, navržený podle strojů podobné třídy  
 $d_f=45$  mm je průměr tyče hydromotoru, navržený podle strojů podobné třídy

Výpočet může velkou měrou ovlivnit správné nahuštění pneumatik dané výrobcem. V praxi může často docházet k nedostatečnému nahuštění pneumatik vlivem různých faktorů. Pak ovšem narůstá styková plocha pneumatik s povrchem a tím práce a tedy i síla a tlak potřebné pro zatočení. Stejný efekt pak má použití nízkotlakých zemědělských pneumatik nebo také přetěžování stroje, ke kterému v provozu často dochází. Například tlak potřebný pro zatočení při použití zemědělských pneumatik Mitas SFT 1050/50 R 25 nahuštěných na tlak 1,6 respektive 0,8 Bar je,  $p_f=19,967$  Mpa.

Protože stroj by měl z důvodu bezpečnosti být schopný zatočit za jakýchkoliv podmínek, volíme tedy tlak vyšší, který nám zajistí bezpečné zatočení.

Volíme:  $p_R = 23$  MPa

Průtok  $Q_f$  potřebný pro řízení stroje určíme jako:

$$Q_f = \frac{\left(\frac{D_f^2 - d_f^2}{4} + \frac{D_f^2}{4}\right) \cdot \pi \cdot z_f \cdot 60 \cdot 1000}{t_f} \quad [l \cdot \text{min}^{-1}] \quad (30)$$

$$Q_f = \frac{\left(\frac{0,07^2 - 0,045^2}{4} + \frac{0,07^2}{4}\right) \cdot 3,14 \cdot 0,368 \cdot 60 \cdot 1000}{2,4} = 56,18 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$$

$$Q_f = 56,18 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$$

- kde  $t_f=2,4$  s je čas pro zatočení z  $-40^\circ$  na  $+40^\circ$   
 $z_f=0,368$  m je zdvih hydromotorů při zatačení  
 $D_f=0,07$  m je průměr hydromotoru řízení, navržený podle strojů podobné třídy  
 $d_f=0,045$  m je průměr tyče hydromotoru, navržený podle strojů podobné třídy  
 60;1000 jsou konstanty pro převod na výslednou jednotku

Z tlaku a průtoku získáme výkon  $P_f$  pro řízení stroje [24]:

$$P_f = \frac{p_f \cdot 10^6 \cdot Q_f \cdot 1,666 \cdot 10^{-5}}{\mu_{HS}} \quad [W] \quad (31)$$

$$P_f = \frac{23 \cdot 10^6 \cdot 56,18 \cdot 1,666 \cdot 10^{-5}}{0,9} = 23893 \text{ W}$$

$$P_f = 23893 \text{ W} \doteq 24 \text{ kW}$$

- kde  $p_f=23$  Mpa je tlak v hydraulickém okruhu řízení  
 $Q_f=56,18 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}$  je průtok v okruhu řízení stroje  
 $\mu_{HS}=0,9$  je odhadovaná účinnost hydraulického systému stroje  
 $1,666 \cdot 10^{-5}$  je konstanta pro převod jednotek průtoku z l/min na  $\text{m}^3/\text{s}$



### 4.3 VÝKONOVÉ POŽADAVKY PRO ZÁKLADNÍ FUNKCE STROJE

Vycházíme z výkonových požadavků pro základní elektrické a hydraulické prvky stroje. Uvažujeme hydraulický okruh pro brždění, ovládací systém a pro pohon ventilátorů chlazení provozních náplní. Budou poháněny jedním hydrogenerátorem. Stroj bude vybaven kompresorovou klimatizací, při běhu motoru budou dobíjeny akumulátory, bude vyráběna elektrická energie pro osvětlení stroje, výstražné prvky a palubní počítač [24]. Pro výpočet použijeme již použité vztahy pro výkon hydraulického prvku nebo návrhy odvozené na základě studie řešení použitých v podobných strojích. [10] [26] [27]

Tab. 3 výkony pro základní funkce stroje

jednotlivé prvky	potřebný výkon [W]
<b>hydraulické</b>	
brzdový okruh, tlak 15 Mpa, průtok $10 \text{ l}\cdot\text{min}^{-1}$	2920
ovládací okruh, tlak 3,5 Mpa, průtok $10 \text{ l}\cdot\text{min}^{-1}$	687
nucené chlazení, tlak 21 Mpa, průtok $7,4 \text{ l}\cdot\text{min}^{-1}$	2590
<b>klimatizace</b>	6500
<b>dobíjení akumulátorů</b>	480
<b>osvětlení stroje, výstražné prvky</b>	1200
<b>palubní počítač</b>	1000
<b>celkový výkon pro základní funkce stroje</b>	<b>15377</b>

Výsledný výkon potřebný pro pohon základních funkcí stroje  $P_Z=15400\text{W}$ .



## 5 VÝKON STROJE PRO JEDNOTLIVÉ PRACOVNÍ REŽIMY

Celkový výkon při konkrétním pracovním režimu stroje je dán součtem dílčích výkonů pro jednotlivé využívané funkce.

### 5.1 PRÁCE NA NEZPEVNĚNÉM POVRCHU

Prvním je pracovní režim stroje při nakládání. To znamená využití plného výkonu hydrauliky v kombinaci s pojezdem na nezpevněném povrchu rychlostí  $10 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$  po rovině a  $3 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$  při pohybu do stoupání 30%, dále je v provozu hydraulika a všechny základní funkce stroje. Nezpevněným povrchem je myšlena pracovní plocha se součinitelem vnitřního přetvoření podloží  $\varepsilon=(100-200)\cdot 10^6 \text{ N}\cdot\text{m}^{-3}$ , takovým povrchem je například ztuhlá zemina nebo štěrk.

#### 5.1.1 PRÁCE NA ROVINĚ

- 1)  $P_{P11}$  = Výkon pro pojezd stroje se stanoví dle 4.1,  
kde:  $\varepsilon=200\cdot 10^6 \text{ N}\cdot\text{m}^{-3}$ ;  $v_{11}=10 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}=2,7778 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ;  $a_{11}=0,4 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$
- 2)  $P_H$  = Výkon pro hydraulickou soustavu stroje dle 4.2.1, zahrnuje i výkon pro řízení
- 3)  $P_Z$  = Výkon pro základní funkce stroje dle 4.3

Tab. 4 celkový výkon pro pracovní režim 1.1

Název výkonu	symbol	hodnota	jednotka
Výkon pro pojezd stroje	$P_{p11}$	49902	W
Výkon pro hydraulickou soustavu stroje	$P_h$	69045	W
Výkon pro základní funkce stroje	$P_z$	15400	W
<b>Celkový výkon pro daný režim</b>	<b><math>P_{11}</math></b>	<b>134347</b>	<b>W</b>

#### 5.1.2 PRÁCE NA NEZPEVNĚNÉM POVRCHU, VE STOUPÁNÍ

- 1)  $P_{P12}$  = Výkon pro pojezd stroje se stanoví dle 4.1,  
kde:  $\varepsilon=200\cdot 10^6 \text{ N}\cdot\text{m}^{-3}$ ;  $a_{12}=0,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ ;  $v_{12}=3 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}=0,833333 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ;  $s_s=30\%$
- 1)  $P_H$  = Výkon pro hydraulickou soustavu stroje dle 4.2.1, zahrnuje i výkon pro řízení
- 2)  $P_Z$  = Výkon pro základní funkce stroje dle 4.3

Tab. 5 celkový výkon pro pracovní režim 1.2

Název výkonu	symbol	hodnota	jednotka
Výkon pro pojezd stroje	$P_{p12}$	54852	W
Výkon pro hydraulickou soustavu stroje	$P_h$	69045	W
Výkon pro základní funkce stroje	$P_z$	15400	W
<b>Celkový výkon pro daný režim</b>	<b><math>P_{12}</math></b>	<b>139297</b>	<b>W</b>



## 5.2 PRÁCE NA MĚKKÉM PODLOŽÍ

Druhým režimem je práce na měkkém podloží. Takovým terénem je podloží, s nižší únosností jakým je například nezhutněná zemina, písek či neudusaná siláž při práci na silážní jámě v zemědělství. Na takovýchto površích dochází k velké deformaci podloží a nárůstu valivého odporu. Při práci dojde k využití plného výkonu hydrauliky a výkonu pro základní funkce v kombinaci s pojezdem rychlostí  $5 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$  po rovině a  $3 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$  při pohybu do stoupání 30%.

### 5.2.1 PRÁCE NA ROVINĚ

- 1)  $P_{P21}$  = Výkon pro pojezd stroje se stanoví dle 4.1,  
kde:  $\varepsilon=4\cdot 10^6 \text{ N}\cdot\text{m}^{-3}$ ;  $v_{21}=5 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}=1,388889 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ;  $a_{21}=0,2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$
- 2)  $P_H$  = Výkon pro hydraulickou soustavu stroje dle 4.2.1, zahrnuje i výkon pro řízení
- 3)  $P_Z$  = Výkon pro základní funkce stroje dle 4.3

Tab. 6 celkový výkon pro pracovní režim 2.1

Název výkonu	symbol	hodnota	jednotka
Výkon pro pojezd stroje	$P_{p21}$	51804	W
Výkon pro hydraulickou soustavu stroje	$P_h$	69045	W
Výkon pro základní funkce stroje	$P_z$	15400	W
<b>Celkový výkon pro daný režim</b>	<b><math>P_{21}</math></b>	<b>136249</b>	<b>W</b>

### 5.2.2 PRÁCE V TERÉNU, POHYB DO STOUPÁNÍ

- 1)  $P_{P22}$  = Výkon pro pojezd stroje se stanoví dle 4.1,  
kde:  $\varepsilon=4\cdot 10^6 \text{ N}\cdot\text{m}^{-3}$ ;  $a_{22}=0,2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ ;  $v_{22}=3 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}=0,833333 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ;  $s_s=30\%$
- 2)  $P_H$  = Výkon pro hydraulickou soustavu stroje dle 4.2.1, zahrnuje i výkon pro řízení
- 3)  $P_Z$  = Výkon pro základní funkce stroje dle 4.3

Tab. 7 celkový výkon pro pracovní režim 2.2

Název výkonu	symbol	hodnota	jednotka
Výkon pro pojezd stroje	$P_{p22}$	68664	W
Výkon pro hydraulickou soustavu stroje	$P_h$	69045	W
Výkon pro základní funkce stroje	$P_z$	15400	W
<b>Celkový výkon pro daný režim</b>	<b><math>P_{22}</math></b>	<b>153109</b>	<b>W</b>

## 5.3 JÍZDA PO ZPEVNĚNÉ KOMUNIKACI

Třetím režimem je přesun stroje po zpevněné komunikaci přepravní rychlostí  $25 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$  po rovině a rychlostí  $10 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$  do stoupání 15%. Z hydraulických prvků je v činnosti pouze řízení, nedochází ke zvedání výložníku ani manipulaci s lopatou.

### 5.3.1 JÍZDA PO ROVINĚ

- 1)  $P_{P31}$  = Výkon pro pojezd stroje se stanoví dle 4.1,  
kde:  $\varepsilon\rightarrow\infty \text{ N}\cdot\text{m}^{-3}$ ;  $v_{31}=25 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}=6,9444 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ;  $a_{31}=0,4 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$
- 2)  $P_f$  = Výkon pro řízení stroje dle 4.2.2
- 3)  $P_Z$  = Výkon pro základní funkce stroje dle 4.3



Tab. 8 celkový výkon pro dopravní režim 3.1

Název výkonu	symbol	hodnota	jednotka
Výkon pro pojezd stroje	$P_{p31}$	91898	W
Výkon pro řízení stroje	$P_f$	23893	W
Výkon pro základní funkce stroje	$P_z$	15400	W
<b>Celkový výkon pro daný režim</b>	<b><math>P_{31}</math></b>	<b>131191</b>	<b>W</b>

### 5.3.2 JÍZDA DO STOUPÁNÍ

- 1)  $P_{P32}$ = Výkon pro pojezd stroje se stanoví dle 4.1,  
kde:  $\varepsilon \rightarrow \infty \text{ N}\cdot\text{m}^{-3}$ ;  $a_{32}=0,2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ ;  $v_{32}=10 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}=2,77778 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ ;  $s_s=15\%$
- 2)  $P_f$ = Výkon pro řízení stroje dle 4.2.2
- 3)  $P_z$ = Výkon pro základní funkce stroje dle 4.3

Tab. 9 celkový výkon pro dopravní režim 3.2

Název výkonu	symbol	hodnota	jednotka
Výkon pro pojezd stroje	$P_{p32}$	91794	W
Výkon pro řízení stroje	$P_f$	23893	W
Výkon pro základní funkce stroje	$P_z$	15400	W
<b>Celkový výkon pro daný režim</b>	<b><math>P_{32}</math></b>	<b>131087</b>	<b>W</b>

## 5.4 NABÍRÁNÍ MATERIÁLU

Čtvrtým režimem je nabírání materiálu nájezdem do hromady, kdy stroj naplní lopatu pouze využitím tažné síly. Výkon motoru uvažujeme takový, aby nebyl při nabírání materiálu limitním faktorem. Tím je síla, kterou jsou kola schopná přenést na podložku. Výkon musí být dost velký na to, aby překonal adhezní sílu kol na podložce a došlo k jejich proklouznutí. Uvažujeme pevný, suchý povrch s nejvyšší kohezí, protože na takovém povrchu je adhezní síla maximální. V činnosti je pouze pojezd stroje a základní funkce stroje. Velikost adhezní síly pro přední kola  $F_P$  dle [24]:

$$F_{PA} = c \cdot S_o \cdot (1 - m_b) + F_{NP} \cdot f_1 = c \cdot 0,27 \cdot D \cdot b_k \cdot (1 - m_b) + F_{NP} \cdot f_1 \quad [N] \quad (32)$$

$$F_{PA} = 150000 \cdot 0,27 \cdot 1,493 \cdot 0,521 \cdot (1 - 0,5) + 58860 \cdot 1 = 74611 \text{ N}$$

$$F_{PA} = 74611 \text{ N}$$

- kde
- $c=150000 \text{ Pa}$  je koheze podloží [24]
  - $0,27$  je odvozená konstanta pro výpočet stykové plochy pneumatiky [24]
  - $D=1,493 \text{ m}$  je průměr kola nakladače [22]
  - $b_k=0,521 \text{ m}$  je šířka pneumatiky [22]
  - $F_{NP}=58860$  je síla působící na přední nápravu, viz 4.2.1.1
  - $m_b=0,5$  je plnost běhounu pneumatiky, uvažujeme dezén ERL-30 [22]
  - $f_1=1$  je součinitel vnitřního tření povrchu [24]



Velikost síly, kterou jsou schopna přenést zadní kola  $F_Z$  dle [24]:

$$F_{ZA} = c \cdot S_o \cdot (1 - m_b) + F_{NZ} \cdot f_1 = c \cdot 0,27 \cdot D \cdot b_k \cdot (1 - m_b) + F_{NZ} \cdot f_1 \quad [N] \quad (33)$$

$$F_{ZA} = 150000 \cdot 0,27 \cdot 1,493 \cdot 0,521 \cdot (1 - 0,5) + 63765 \cdot 1 = 79516 \text{ N}$$

$$F_{ZA} = \mathbf{79516 \text{ N}}$$

kde  $F_{NZ}=63765,52$  je síla působící na zadní nápravu, viz 4.2.1.1

Výkon potřebný pro překonání adhezních sil  $P_A$ :

$$P_A = (F_P + F_Z) \cdot \frac{v_4}{3,6} \quad [W] \quad (34)$$

$$P_A = (74611 + 79516) \cdot \frac{2}{3,6} = 118786,5 \text{ W}$$

$$P_A = \mathbf{118786,5 \text{ W}}$$

kde  $v_4=2 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$  je rychlost pro najíždění do hromady materiálu

Výkon pro využití maximální adhezní síly při nabírání materiálu  $P_4$ :

Tab. 10 celkový výkon pro překonání adhezní síly

Název výkonu	symbol	hodnota	jednotka
Výkon pro pojezd stroje	$P_{p4}$	118876	W
Výkon pro základní funkce stroje	$P_z$	15400	W
<b>Celkový výkon pro daný režim</b>	<b><math>P_4</math></b>	<b>134276</b>	<b>W</b>





## 6 URČENÍ VÝSLEDNÉHO VÝKONU, VÝBĚR MOTOROVÉ JEDNOTKY

### 6.1 VÝSLEDNÝ NAVRŽENÝ VÝKON

Výsledný výkon určíme srovnáním výkonů pro jednotlivé režimy a výběrem optimální hodnoty.

Tab. 11 Tabulka výsledných výkonů

Název výkonu	symbol	hodnota	jednotka
Výkon pro práci na nepevném povrchu, na rovině	$P_{11}$	134437	W
Výkon pro práci na nepevném povrchu, stoupání	$P_{12}$	139297	W
Výkon pro práci na měkkém podloží, na rovině	$P_{21}$	136249	W
Výkon pro práci na měkkém podloží, ve stoupání	$P_{22}$	153109	W
Výkon pro dopravní režim na pevném podloží, na rovině	$P_{31}$	131191	W
Výkon pro dopravní režim na pevném podloží, stoupání	$P_{32}$	131087	W
Výkon pro překonání adhezní síly	$P_4$	134276	W

Výkony se pohybují v rozmezí 130 až 153 kW. Výkony jsou mírně předimenzované. Při výpočtu jsme uvažovaly se zatížením až na mez únosnosti pneumatik. Nemusíme se tedy bát výsledný výkon zvolit na spodní hranici rozmezí. Při činnostech, kde je třeba vyšší výkon dojde ke snížení jízdní dynamiky, či dosažené rychlosti. Pokles však nebude nijak velký proto tento postup lze akceptovat. Výkon motorové jednotky  $P_m$  tedy volíme 132 kW.

$$P_m = 132 \text{ kW}$$



## 6.2 VOLBA MOTOROVÉ JEDNOTKY

Pro vybraný výkon navrhujeme několik variant motorových jednotek běžně dostupných na trhu, výběr omezíme pouze na motory splňující emisní normu Stage IV/Tier 4F (viz 1.1.5). Výrobci dodávají motory vždy pro určité výkonové rozmezí, přesný požadovaný výkon je pak výsledkem konkrétního nastavení, z něhož vychází i hodnota točivého momentu. V tabulce jsou uvedeny základní parametry vybraných motorů. Volba jedné nevhodnější motorové jednotky je obtížná. Šestiválcové motory mají vesměs podobné parametry, zajímavou alternativou je pak 4 válcový motor značky Man. Ten by mohl v provozu dosahovat nižší spotřeby paliva, to je ovšem pouze domněnkou. Výrobci také své motory dodávají v různých konstrukčních provedeních pro splnění emisních norem, i to může hrát roli při výběru konkrétního motoru. Údaje jsou čerpány z technické dokumentace, či katalogů dostupných na stránkách výrobců. [28] [29] [30] [31] [32]

Tab. 12 přehled parametrů vybraných jednotek

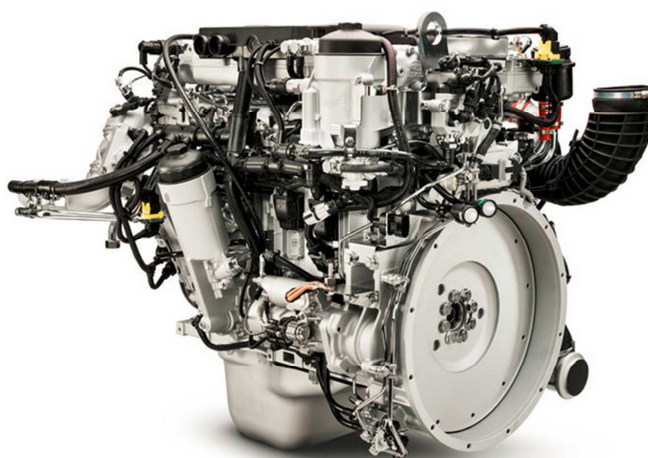
výrobce	Cummins	Catterpillar	Perkins	Man	Deutz
model	QSB 6.7	C7.1	1206-E	DO 834	TCD 6.1 L6
výkon [kW]	109-231	116-225	89-186	110-162	100-180
počet válců [-]	6	6	6	4	6
zdvihový objem [l]	6,7	7	7,01	4,6	6,1
emisní norma	Stage IV	Stage IV	Stage IV	Stage IV	Stage IV/V
technologie					
EGR+DOC+SCR	•				
DOC+DPF+SCR		•	•		
EGR+SCR				•	
DPF+SCR					•

DOC - Diesel Oxidation Catalyst

DPF - Diesel Particulate Filter

SCR - Selective Catalytic Reduction

EGR - Exhaust Gas Recirculation



Obr. 16 motor Man DO 834 [31]



## ZÁVĚR

Tato bakalářská práce je rozdělena do tří částí. Náplní první části je rešeršní rozbor koncepce používané při konstrukci dnešních nakladačů blížících se svými parametry co nejvíce zadání, výběr takových nakladačů z mezinárodního trhu a srovnání jejich hlavních parametrů s důrazem kladeným na parametry související s výkonem motorové jednotky stroje. Zahrnuje také přehled používaných konstrukčních řešení a technologií využívaných u hlavních částí kolového nakladače jakými jsou části podvozku, pojezdové soustavy, výložník, motorová jednotka a lopata či další přípojné zařízení.

Druhou částí práce je pak návrh výkonu motorové jednotky pro kolový nakladač při dodržení parametrů daných zadáním. Celkový výkon pro motorovou jednotku nakladače je navržený jako optimální hodnota vycházející z porovnání jednotlivých výkonů potřebných pro provoz při zkoumaných režimech. Pro každý režim je výkon určen součtem dílčích výkonů pro jednotlivé funkce stroje. Jsou zahrnuty výkony pro provoz pracovní hydrauliky, pojezd a pomocné hydraulické a elektrické funkce. Uvažované pracovní režimy jsou čtyři. První z nich je práce na nezpevněném podloží, jakým je štěrk, či zhutněná zemina. Druhým je práce na podloží s nízkou únosností, tím je například písek či siláž v zemědělství. Třetí je režim dopravní, který určuje výkon potřebný pro provoz stroje na zpevněné cestě maximální navrženou rychlostí. U všech tří režimů je zkoumán jak provoz na rovině, tak i ve stoupání. Posledním zkoumaným režimem je nabírání materiálu nájezdem do hromady, kdy stroj naplní lopatu pouze využitím svojí tažné síly.

Výsledný navržený výkon je 132 kW. Hodnota výkonu je vyšší než výkony strojů podobné typové řady. Rozdíl je ovšem pouze v jednotkách kW, nejvýkonnější porovnávané nakladače dosahují výkonů 128 kW. Výpočet je koncipován tak, aby výkon motorové jednotky nebyl při provozu limitním faktorem. Provozní podmínky jsou uvažovány jako limitní, kdy pracovní hydraulika pracuje na plný výkon v co možná nejkratším navrženém čase a současně je stroj přetížen až na mezní hodnotu únosnosti pneumatik. Pro praktické využití výpočtu lze navržený výkon optimalizovat a snížit.

Třetí částí práce je pak výběr vhodné motorové jednotky. Trh nabízí ve výsledné výkonové třídě velké množství alternativ. Navrženo je 5 motorových jednotek od předních světových výrobců. Každá z navržených jednotek splňuje výkonové požadavky i nejpřísnější emisní normy. Volba jedné konkrétní pak záleží na vlastních preferencích a konkrétních požadavcích výrobce nakladače.



## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] Vaněk, Antonín. *Moderní strojná technika a technologie zemních prací*. První vydání, Praha : Academia, nakladatelství Akademie věd České republiky, 2003. ISBN 80-200-1045-9.
- [2] Čelní kolové nakladače JCB. *Terramet CZ*. [Online] [Citace: 28. 3 2015.] <http://www.terramet.cz/celni-kolove-nakladace/jcb-426-ht>.
- [3] Hort, Jan. O práci s kloubovým nakladačem aneb umíte nakládat? První část: Vymezení pojmů. *bagry.cz*. [Online] 16. 7 2010. [Citace: 14. 3 2015.] [http://bagry.cz/cze/clanky/navody/o\\_praci\\_s\\_kloubovym\\_nakladacem\\_aneb\\_umite\\_nakladat\\_prvni\\_cast\\_vymezeni\\_pojmu](http://bagry.cz/cze/clanky/navody/o_praci_s_kloubovym_nakladacem_aneb_umite_nakladat_prvni_cast_vymezeni_pojmu).
- [4] Emission Standards: European Union. *DieselNet*. [Online] ECoPoint Inc. [Citace: 8. 4 2015.] <https://www.dieselnets.com/standards/eu/nonroad.php>.
- [5] Emission Standards: United States. *DieselNet*. [Online] ECoPoint Inc. [Citace: 8. 4 2015.] <https://www.dieselnets.com/standards/us/nonroad.php>.
- [6] Hussain, Jaffar. Effect of Exhaust Gas Recirculation (EGR) on Performance and Emission characteristics of a Three Cylinder Direct Injection Compression Ignition Engine. *ScienceDirect*. [Online] [Citace: 15. 3 2015.] <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1110016812000907>.
- [7] Volvo, Eskilstuna. Wheel loaders attachment. *VOLVO Construction equipment*. [Online] 3 2012. [Citace: 15. 3 2015.] [http://www.volvoce.com/SiteCollectionDocuments/VCE/Documents%20Global/wheel%20loaders/Attachments\\_Brochure\\_WLO\\_L45-L350\\_EN\\_21\\_20031050-A\\_2012-03.pdf](http://www.volvoce.com/SiteCollectionDocuments/VCE/Documents%20Global/wheel%20loaders/Attachments_Brochure_WLO_L45-L350_EN_21_20031050-A_2012-03.pdf). 20031050-A.
- [8] Liebherr. CZ prospekty. *Liebherr*. [Online] 3. 5 2014. [Citace: 30. 3 2015.] LIEBHERR.
- [9] Jan Hort, Ondřej Hájek. O práci s kloubovým nakladačem aneb umíte nakládat? Třetí část: Zásady práce s ohledem na produktivitu, provozní náklady a životnost. *bagry.cz*. [Online] 23. 8 2010. [Citace: 30. 3 2015.] [http://bagry.cz/cze/clanky/navody/o\\_praci\\_s\\_kloubovym\\_nakladacem\\_aneb\\_umite\\_nakladat\\_treti\\_cast\\_zasady\\_prace\\_s\\_ohledem\\_na\\_produkativitu\\_provozni\\_naklady\\_a\\_zivotnost](http://bagry.cz/cze/clanky/navody/o_praci_s_kloubovym_nakladacem_aneb_umite_nakladat_treti_cast_zasady_prace_s_ohledem_na_produkativitu_provozni_naklady_a_zivotnost).
- [10] Ascendum stavební stroje. *Volvo dealers*. [Online] 4 2012. [Citace: 21. 3 2015.] [http://www.volvoce.com/dealers/cs-cz/Volvo/products/wheelloaders/wheelloaders/L60G\\_L70G\\_L90G/Pages/featuresandbenefits.aspx](http://www.volvoce.com/dealers/cs-cz/Volvo/products/wheelloaders/wheelloaders/L60G_L70G_L90G/Pages/featuresandbenefits.aspx). 20028558-B.
- [11] Wheel loader 524K. *John Deere*. [Online] 2 2014. [Citace: 3. 4 2015.] [https://www.deere.com/en\\_US/products/equipment/wheel\\_loaders/524k/524k\\_it4.page?](https://www.deere.com/en_US/products/equipment/wheel_loaders/524k/524k_it4.page?)



- [12] ZW150-5. *Hitachi Construction Machinery Europe*. [Online] [Citace: 6. 4 2015.] <http://www.hcme.com/Machinery/Wheel-Loaders/ZW150-5>.
- [13] Cat new wheel loaders. 924K. [Online] [Citace: 6. 4 2015.] [http://www.cat.com/en\\_US/products/new/equipment/wheel-loaders/small-wheel-loaders/18261886.html](http://www.cat.com/en_US/products/new/equipment/wheel-loaders/small-wheel-loaders/18261886.html).
- [14] DL200-3 Wheel Loader. *Doosan*. [Online] 9 2013. [Citace: 6. 4 2015.] <http://www.doosanequipment.com/dice/products/wheel+loaders/DL200-3.page?>.
- [15] 621F. *Case Construction*. [Online] 2 2012. [Citace: 6. 4 2015.] [http://www.casece.com/en\\_us/Equipment/Wheel-Loaders/Pages/621F.aspx](http://www.casece.com/en_us/Equipment/Wheel-Loaders/Pages/621F.aspx).
- [16] HL740-9 Wheel Loaders. *Hyundai construction equipment Americas*. [Online] 1 2013. [Citace: 6. 4 2015.] <https://www.hceamericas.com/wheel-loaders-ce/product-detail/417/HL740-9A%20/%20%20TM%20/%20XTD>.
- [17] WA 270-7. *Komatsu*. [Online] 5 2014. [Citace: 6. 4 2015.] <http://www.komatsuamerica.com/equipment/wheelloaders/0-175hp/wa270-7>.
- [18] TL 210. *Terex Construction*. [Online] [Citace: 6. 4 2015.] <http://www.terex.com/construction/en/products/loaders/heavy-industrial-wheel-loaders/tl210/index.htm>.
- [19] Wheel loaders W130C. *New Holland construction*. [Online] 12 2012. [Citace: 6. 4 2015.] <http://construction.newholland.com/lar/en/equipment/wheel-loaders/pages/w130c.aspx#sthash.8VTRANIG.dpbs>.
- [20] R, Prachař. *Jízdní odpory vozidel*. Brno : Vysoké učení technické v Brně, ustav soudního inženýrství Vedoucí diplomové práce Ing. Tomáš Rochla., 2010.
- [21] Doc. Ing. Blahoslav Pacas, CSc. a kolektiv. *Teorie stavebních strojů*. Brno : Vysoké učení technické v Brně, 1983. 411-33363.
- [22] Výrobky-EM, MPT & industriální pneumatiky. *Mitas-tyres*. [Online] 6 2012. [Citace: 5. 4 2015.] <http://www.mitas-tyres.com/cz/vyrobky/em-mpt-industrialni-pneumatiky/>.
- [23] Mining wheels. *Titan Australia*. [Online] [Citace: 7. 5 2015.] [http://www.titanaust.com.au/Products\\_and\\_Services/wheels/MiningWheels.aspx](http://www.titanaust.com.au/Products_and_Services/wheels/MiningWheels.aspx).
- [24] Kašpárek, Jaroslav. Určení výkonové bilance pohonné jednotky lesního transportního kolovéhoho stroje. Brno : autor neznámý, 2012.
- [25] Thulasiraman, Bharath Kumar Somi, a další. *1st International and 16th National Conference on Machines and Mechanisms*. [Online] 18. 12 2013. [Citace: 4. 3 2015.] <http://www.inacomm2013.ammindia.org/proceedings.html>. Indian Institute of Technology - Roorkee.
- [26] LIEBHERR Radlader. L 538. [Online] [Citace: 14. 3 2015.] [http://www.liebherr.com/EM/de-DE/region-US/products\\_em.wfw/id-20805-0](http://www.liebherr.com/EM/de-DE/region-US/products_em.wfw/id-20805-0).



- [27] Mobile coolers. *Hydac*. [Online] [Citace: 20. 4 2015.]  
<http://www.hydac.com.au/Mobile-Coolers.aspx>.
- [28] Material Handling: 1200 series. *Perkins*. [Online] [Citace: 8. 5 2015.]  
<http://www.perkins.com/products/mat/1100Series>.
- [29] QSB 6,7. *Cummins Engines*. [Online] [Citace: 8. 5 2015.]  
<http://cumminsengines.com/qsb67-tier-4-final?#brochures>.
- [30] Industrial engines: 7.1 ACERT. *Cat*. [Online] [Citace: 8. 5 2015.]  
[http://www.cat.com/en\\_US/products/new/power-systems/industrial-oem/industrial-diesel-engines-highly-regulated/18279748.html](http://www.cat.com/en_US/products/new/power-systems/industrial-oem/industrial-diesel-engines-highly-regulated/18279748.html).
- [31] Construction, Agricultural and Special Machinery. *MAN engines*. [Online] [Citace: 8. 5 2015.] <http://www.engines.man.eu/global/en/off-road/construction-agricultural-and-special-machinery/product-range/Product-Range.html>.
- [32] Produkte. *Deutz AG*. [Online] [Citace: 8. 5 2015.]  
[http://www.deutz.de/live\\_deutz\\_products/html/display:engine.de.html?engineKey=8a85818a210bff4001215d0feb6051fc&count=19](http://www.deutz.de/live_deutz_products/html/display:engine.de.html?engineKey=8a85818a210bff4001215d0feb6051fc&count=19).



## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$a$	[m·s <sup>-2</sup> ]	návrhové zrychlení pro provozní režim stroje
$b_k$	[m]	šířka pneumatiky
$c$	[Pa]	koheze podloží
$C_1$	[-]	konstantní součinitel pro výpočet deformace podloží
$C_2$	[-]	konstantní součinitel pro výpočet deformace pneumatiky
CEGR		Cooled Exhaust Gas Recirculation
$D$	[m]	průměr kola
$D_{HL}$	[mm]	průměr pístu hydromotoru ovládání lopaty
$d_{HL}$	[mm]	průměr pístní tyče hydromotoru ovládání lopaty
$D_{HV}$	[mm]	průměr pístu hydromotoru výložníku
$d_{HV}$	[mm]	průměr pístní tyče hydromotoru výložníku
DOC		Diesel Oxidation Catalyst
DPF		Diesel Particulate Filter
$D_{\ddagger}$	[mm]	průměr hydromotoru řízení
$d_{\ddagger}$	[mm]	průměr tyče hydromotoru řízení
$\varepsilon$	[N·m <sup>-3</sup> ]	součinitel vyjadřující vliv objemového přetvoření podloží
$F$	[N]	je normálová síla působící na kolo
$f_1$	[-]	součinitel vnitřního tření povrchu
$F_{HL}$	[N]	síla působící v hydromotoru pro ovládání lopaty
$F_{HV}$	[N]	síla působící v hydromotoru výložníku
$F_{NP}$	[N]	síla zatěžující přední nápravu
$F_{NZ}$	[N]	síla zatěžující zadní nápravu
$F_P$	[N]	překlopné zatížení v přímém směru
$F_{PA}$	[N]	adhezní síla pro styk předních kol s podložkou
$f_T$	[-]	je součinitel tření pro styk pneumatiky s asfaltem, betonem
$F_V$	[N]	vylamovací síla
$f_v$	[-]	součinitel valivého odporu pro asfalt, beton
$F_{ZA}$	[N]	adhezní síla pro styk zadních kol s podložkou
$F_{ZV}$	[N]	zvedací síla
$g$	[m·s <sup>-2</sup> ]	tíhové zrychlení
$G_{kp}$	[N]	únosnost přední pneumatiky pro rychlost 25 km·h <sup>-1</sup>
$G_{kz}$	[N]	únosnost zadní pneumatiky pro rychlost 25 km·h <sup>-1</sup>



$J_{Ki}$	[kg·m <sup>2</sup> ]	moment setrvačnosti kola stroje
$l_1$	[m]	vzdálenost působíště vylamovací síly od čepu lopaty
$l_2$	[m]	vzdálenost čepu lopaty a čepu táhla připojeného na lopatu
$l_1$	[m]	délka vnitřního hydromotoru řízení při plném zatočení
$l_O$	[m]	délka vnějšího hydromotoru řízení při plném zatočení
$l_{\ddot{r}}$	[m]	délka hydromotoru řízení při nulovém zatočení
$l_v$	[mm]	vzdálenost působíště zvedací síly od bodu uložení výložníku
$m$	[kg]	hmotnost stroje s nákladem
$m_b$	[-]	plnost běhounu pneumatiky
$m_F$	[kg]	hmotnost působící na přední nápravu při naložené lopatě
$m_p$	[kg]	hmotnost pneumatiky
$m_{pr}$	[kg]	provozní hmotnost nakladače
$m_r$	[kg]	hmotnost ráfku
$m_R$	[kg]	hmotnost působící na zadní nápravu při naložené lopatě
$M_T$	[N·m]	třecí moment vznikající při zatáčení
$P_A$	[W]	výkon pro překonání adhezních sil
$P_H$	[W]	výkon pro pohon hydrogenerátoru
$p_{HS}$	[MPa]	tlak v hydraulickém okruhu nakladače
$P_m$	[kW]	výkon motorové jednotky
$P_p$	[W]	výkon pro překonání jízdních odporů
$p_p$	[Pa]	tlak huštění přední pneumatiky
$p_{\ddot{r}}$	[MPa]	tlak v okruhu řízení
$P_{\ddot{r}}$	[W]	výkon pro řízení stroje
$p_z$	[Pa]	tlak huštění zadní pneumatiky
$P_z$	[W]	výkon pro základní funkce stroje
$Q_L$	[l·min <sup>-1</sup> ]	průtok pro ovládání lopaty
$Q_{\ddot{r}}$	[l·min <sup>-1</sup> ]	průtok potřebný pro řízení stroje
$Q_v$	[l·min <sup>-1</sup> ]	průtok pro ovládání výložníku
$R$	[m]	poloměr stykové plochy pneumatiky s povrchem
$R_c$	[N]	celkový odpor proti pohybu stroje
$R_d$	[N]	celkový dynamický odpor
$r_d$	[m]	poloměr zatíženého kola
$R_F$	[m]	poloměr stykové plochy přední pneumatiky s povrchem





$r_N$	[mm]	rozvor náprav nakladače
$R_p$	[N]	odpor vyvolaný deformací pneumatiky
$r_p$	[m]	poloměr pneumatiky
$r_r$	[m]	poloměr ráfku
$R_R$	[m]	poloměr stykové plochy zadní pneumatiky s povrchem
$R_s$	[N]	odpor stoupání
$R_t$	[N]	odpor vyvolaný deformací podloží
$R_v$	[N]	celkový valivý odpor
$r_v$	[mm]	kolmá vzdálenost osy hydromotoru výložníku od bodu jeho uložení
$R_{vk}$	[N]	valivý odpor jednoho kola stroje
SCR		Selective Catalytic Reduction
$s_f$	[m]	dráha kol uražená smýkáním
$S_{HL}$	[mm <sup>2</sup> ]	plocha pístu hydromotoru ovládání lopaty
$S_{HV}$	[mm <sup>2</sup> ]	plocha pístu hydromotoru výložníku
$s_I$	[m]	dráha, na které koná práci vnitřní hydromotor při zatačení
$S_I$	[mm <sup>2</sup> ]	činná plocha vnitřního hydromotoru řízení
$s_O$	[m]	dráha, na které koná práci vnější hydromotor při zatačení
$S_O$	[mm <sup>2</sup> ]	činná plocha vnějšího hydromotoru řízení
$s_{RI}$	[m]	dráha valení vnitřního kola
$s_{RO}$	[m]	dráha valení vnějšího kola
$s_s$	[%]	stoupání v procentech
$t_{DV}$	[s]	čas klesání výložníku
$t_L$	[s]	čas vyklopení lopaty
$t_{LV}$	[s]	čas klopení lopaty z vodorovné pozice do plného vysunutí hydromotoru
$t_{\tau}$	[s]	čas pro zatočení nakladače
$t_{ZV}$	[s]	čas zdvihu výložníku z nejnižší do nejvyšší pozice
$v$	[m·s <sup>-1</sup> ]	rychlost pohybu stroje
$v_1$	[m]	vzdálenost uložení kinematiky a osy hydromotoru
$v_2$	[m]	vzdálenost uložení kinematiky a osy táhla
$V_{HL}$	[l]	objem hydromotoru lopaty
$V_{HV}$	[l]	objem hydromotoru výložníku
$W_N$	[J]	práce pro překonání třecího momentu při zatačení
$W_R$	[J]	práce pro překonání odporu valení při zatačení



$W_{RI}$	[J]	práce pro překonání valivého odporu vnitřních kol při zatačení
$W_{RO}$	[J]	práce pro překonání valivého odporu vnějších kol při zatačení
$W_{\dot{R}}$	[J]	práce pro řízení stroje
$W_S$	[J]	práce pro překonání odporu smýkání kol při zatačení
$x_{TL}$	[mm]	vzdálenost těžiště lopaty stroje od přední nápravy při staticky nejméně výhodné pozici
$x_{TN}$	[mm]	vzdálenost těžiště stroje od přední nápravy
$z_{HL}$	[mm]	zdvih hydromotoru lopaty
$z_{HV}$	[mm]	zdvih hydromotoru výložníku
$z_L$	[mm]	zdvih hydromotoru pro vyklopení lopaty
$z_{\dot{r}}$	[m]	zdvih hydromotoru pro řízení
$\alpha$	[°]	úhel stoupání stroje
$\alpha_s$	[°]	úhel natočení kol stroje
$\mu_{HS}$	[-]	odhadovaná účinnost hydraulického systému stroje