



# 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 SMYKEM ŘÍZENÉHO NAKLADAČE

THE ENGINE UNIT OF A SKID STEER LOADER

### BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Petr Kročil

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.

BRNO 2018

## Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství  
Student: **Petr Kročil**  
Studijní program: Strojírenství  
Studijní obor: Základy strojního inženýrství  
Vedoucí práce: **Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.**  
Akademický rok: 2017/18

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 smykem řízeného nakladače**

#### **Stručná charakteristika problematiky úkolu:**

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

Technické parametry:

Typ stavebního stroje smykem řízený nakladač.

Provozní hmotnost max. 3200 kg.

Nosnost stroje (na vzdálenosti) 750 kg (1000 mm).

Rozvor náprav cca 1020 mm.

Velikost pneumatik 10 - 16,5.

#### **Cíle bakalářské práce:**

Rešeršní rozbor strojů podobné typové řady.

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

Pro stanovený výkon 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.

JERÁBEK, 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.

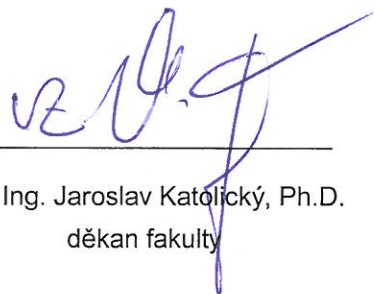
Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18.

V Brně, dne 12. 10. 2017



---

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.  
ředitel ústavu



---

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

## ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá stavebními smykem řízenými kolovými nakladači a problematikou návrhu jejich motorové jednotky. V první části práce je popsáno konstrukční provedení nakladače a rešeršní porovnání parametrů patnácti strojů stejné výkonnostní kategorie stanovené zadáním. Druhou částí je výpočtový návrh výkonu motorové jednotky, vyplývající z porovnání potřebného výkonu pro jednotlivé pracovní režimy, který představuje součet všech výkonnostních požadavků stroje při daném pracovním režimu. Ve třetí části je z katalogů výrobců vybrána motorová jednotka, která odpovídá návrhu parametrů z výpočtové části práce.

## KLÍČOVÁ SLOVA

smykem řízený nakladač, čelní nakladač kolový, výkon hydraulické soustavy, výkonnostní požadavky, motorová jednotka

## ABSTRACT

This bachelor thesis deals with building skid steer loaders and problems of designing its engine unit. In the first section of this thesis there is a description of construction solution for loader and parameters comparison research of fifteen machines within same power category given by thesis requirements. The second section of thesis copes with design calculation of engine power unit, resulting from comparison of required power for individual working states which represents a sum of all power requirements of the machine for given working state. In the third section, the engine unit, which corresponds to the parameters design from the second section, is chosen from manufacture catalogues.

## KEYWORDS

skid steer loader, wheel front loader, performance of hydraulic system, power requirements, engine unit

## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

KROČIL, P. *Motorová jednotka smykem řízeného nakladače*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2018. 64 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 25. května 2018

.....

Petr Kročil

## PODĚKOVÁNÍ

Touto cestou bych rád poděkoval vedoucímu mé bakalářské práce Ing. Jaroslavu Kašpárkovi, Ph.D. za cenné rady, které mi pomohly tuto práci zkompletovat. Děkuji také své rodině a přítelkyni za podporu po celou dobu mého studia.

## OBSAH

Úvod .....	10
1 Konstrukční provedení nakladače .....	11
1.1 Pohon a řízení pojezdu.....	11
1.2 Pohon a ovládání pracovních zařízení .....	12
1.3 Kinematika výložníku.....	13
1.4 Přídavná pracovní zařízení.....	14
1.5 Motorová jednotka.....	15
1.6 Pneumatiky a jejich dělení .....	17
2 Porovnání strojů podobné hmotnostní kategorie.....	18
2.1 Rozdělení smykem řízených nakladačů.....	18
2.2 Porovnávané parametry smykem řízených nakladačů.....	19
2.3 Soupis parametrů a grafické porovnání strojů .....	20
2.3.1 Soupis parametrů jednotlivých strojů.....	20
2.3.2 Porovnání provozní nosnosti, bodu přetížení a provozní hmotnosti .....	21
2.3.3 Porovnání vylamovací síly .....	23
2.3.4 Porovnání výkonu motoru a maximálního průtoku generátoru.....	23
2.3.5 Porovnání maximální rychlost pojezdu .....	24
2.3.6 Porovnání výkonu připadajícího na jeden kilogram provozní nosnosti .....	25
3 Výpočtový návrh výkonu motorové jednotky .....	26
3.1 Výkon potřebný pro chod hydraulické soustavy nakladače .....	26
3.1.1 Výkon hydraulické soustavy pro pojezd nakladače .....	26
3.1.2 Výkon hydraulické soustavy pro řízení stroje .....	29
3.1.3 Výkon pracovní hydraulické soustavy .....	33
3.2 Výkon potřebný pro základní funkce stroje.....	44
3.3 Výkon nakladače při různých pracovních režimech.....	44
3.3.1 Provoz na nezpevněném podloží .....	44
3.3.2 Provoz na měkkém podloží .....	45
3.3.3 Jízda po zpevněné komunikaci .....	46
3.3.4 Nabírání materiálu .....	48



---

4	Volba motorové jednotky .....	50
4.1	Stanovení výsledného výkonu .....	50
4.2	Výběr motorové jednotky .....	50
	Závěr .....	52
	Použité informační zdroje.....	54
	Seznam použitých zkratk a symbolů .....	59

## ÚVOD

Tato bakalářská práce se zabývá problematikou návrhu motorové jednotky pro smykem řízený nakladač a samotným návrhem této motorové jednotky.

Smykem řízené nakladače jsou univerzální stroje, které mohou horninu nakládat, těžít, převážet na kratší vzdálenosti nebo hrnout jako buldozerová radlice. Tyto malé lopatové nakladače jsou díky své obratnosti a nízké hmotnosti často využívány v situacích, kdy nelze použít velké čelní kolové nakladače či rypadla traktorového typu nebo podobné větší stavební stroje. Smykem řízený nakladač si u uživatelů získal oblibu také díky své všestrannosti, stroj je totiž možné dovybavit různými pracovními nástroji a zařízeními. [1]

První smykem řízený nakladač byl vyroben v roce 1960 firmou Melroe. Tomuto stroji, typového označení M400, se dnešní moderní nakladače podobají jen velmi vzdáleně. Během téměř šedesátiletého vývoje došlo u smykem řízených nakladačů k radikálním změnám konstrukce rámu, kinematiky výložníku, hydraulické soustavy a v posledních letech dochází k záměně mechanicky ovládaných částí za elektronické ovládání. [2]

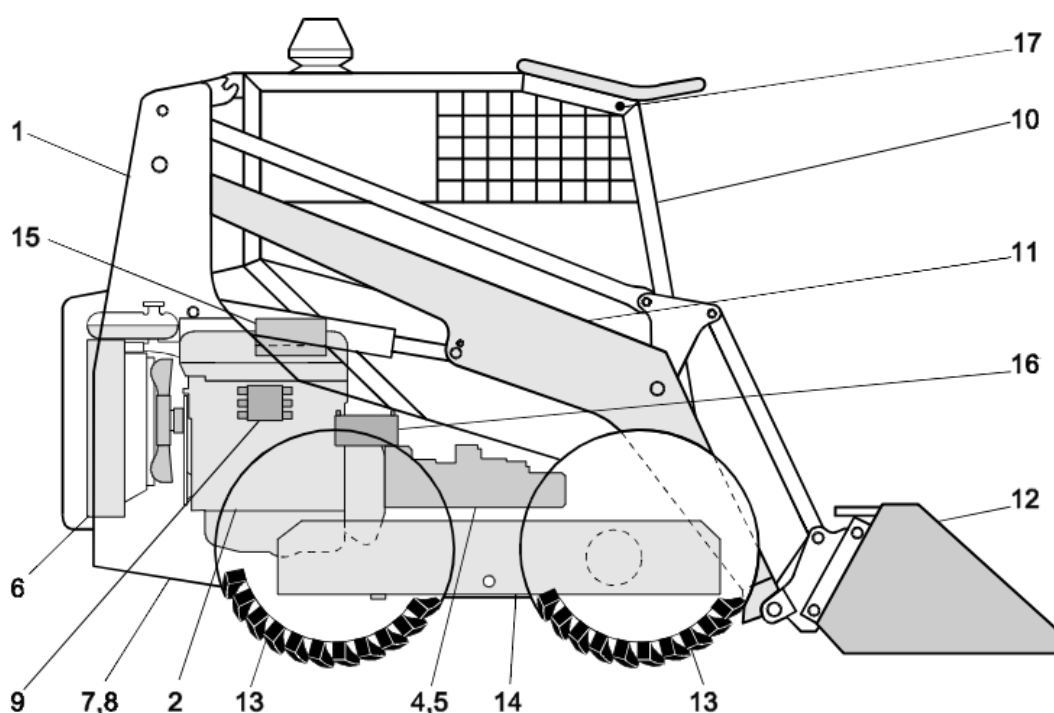
V této práci je pro návrh motorové jednotky uvažována výkonnostní kategorie vycházející ze zadání. Návrh motorové jednotky spočívá ve stanovení hodnoty výkonu dané jednotky. Výkon motorové jednotky je zásadní pro výkonnost stroje, ta však závisí také na pracovních časech stroje, použitém pracovním zařízení, rychlosti pojezdu a v neposlední řadě na dovednostech obsluhy. Pro stanovení výkonu je nutné určit výkony při různých režimech. Poddimenzovaná motorová jednotka, je přetěžována a při větším zatížení dojde k jejímu úplnému zastavení, to snižuje efektivitu práce a dochází k opotřebení či dokonce k mechanickému poškození samotné motorové jednotky. Naddimenzovaná jednotka naopak zcela nevyužije svůj výkonnostní potenciál, a tak je její užití, díky vyšší pořizovací ceně a nákladům na údržbu, neekonomické.



Obr. 1 Čelní kolový smykem řízený nakladač firmy Way typ Locust 753 [3]

## 1 KONSTRUKČNÍ PROVEDENÍ NAKLADAČE

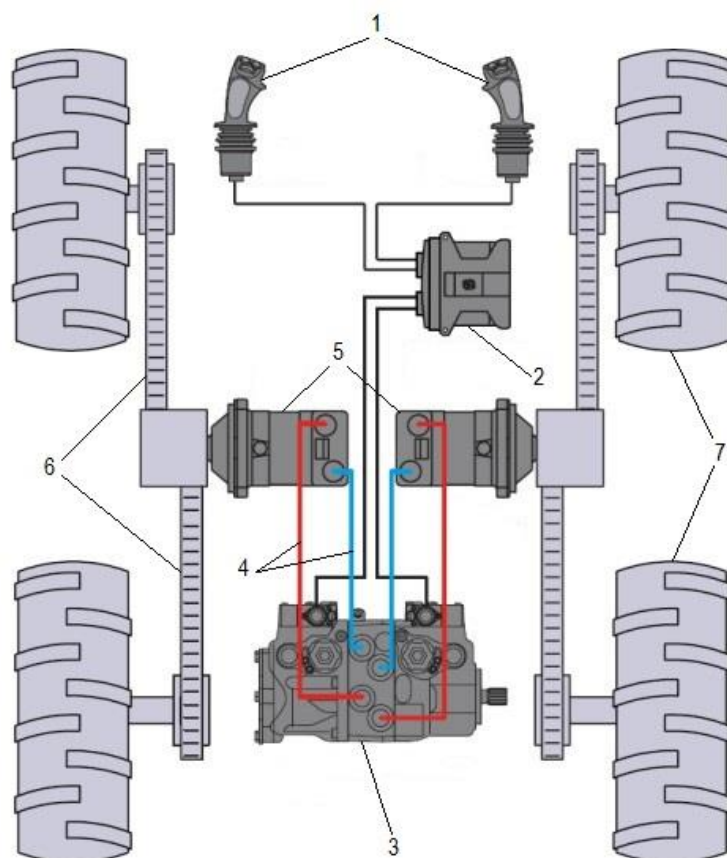
Základní konstrukční provedení stroje se u jednotlivých výrobců příliš neliší, stroj je tvořen tuhým rámem, který je pomocí čepů osazen výložníkem, jehož zvedání je prováděno hydromotory spojenými s rámem a výložníkem. Další hydromotory, které jsou umístěny na výložníku, slouží k ovládání lopaty připevněné k výložníku. Na rámu je osazena odklápěcí kabina sloužící pro obsluhu stroje, jejíž vstupní dveře slouží zároveň jako výhledové čelní okno. Za kabinou a částečně pod ní je umístěn spalovací motor, který z části slouží jako protizávaží stroje a jehož točivý moment přechází na lamelovou třecí spojku a z ní pak do náhonové skříně pro pohon regulačních hydrogenerátorů. Ty vytvářejí tlakovou kapalinu, která je vedena přes rozvaděč do hydromotorů pro pojezd nebo ovládání pracovních zařízení. Hlavní části nakladače jsou znázorněny na obrázku č. 2. [4]



Obr. 2 Schéma konstrukčního provedení smykem řízeného nakladače Locust 752: 1 – rám stroje, 2 – spalovací motor, 4,5 – čerpadla, 6 – kombinovaný chladič pracovních kapalin, 7 – palivová nádrž, 8 – hydraulická nádrž, 9 – hydraulický rozvaděč, 10 – kabina, 11 – výložník, 12 – lopata, 13 – kola, 14 – boční převodovka, 15 – vodní topení, 16 – akumulátor, 17 – zásuvka pro výstražný maják [5]

### 1.1 POHON A ŘÍZENÍ POJEZDU

Každá strana kol má samostatný hydrogenerátor a hydromotor, tento hydrogenerátor poháněný v náhonové skříně motorem, dodává tlakovou kapalinu do hydromotoru umístěného mezi koly. Z hnacího dvoj-pastorku tohoto hydromotoru je obvykle pomocí řetězu přenášén pohyb na boční převodovku, na niž jsou přímo napojena obě (přední a zadní) kola, tedy všechna kola jsou hnaná, jak lze vidět na obrázku č. 3. [4]



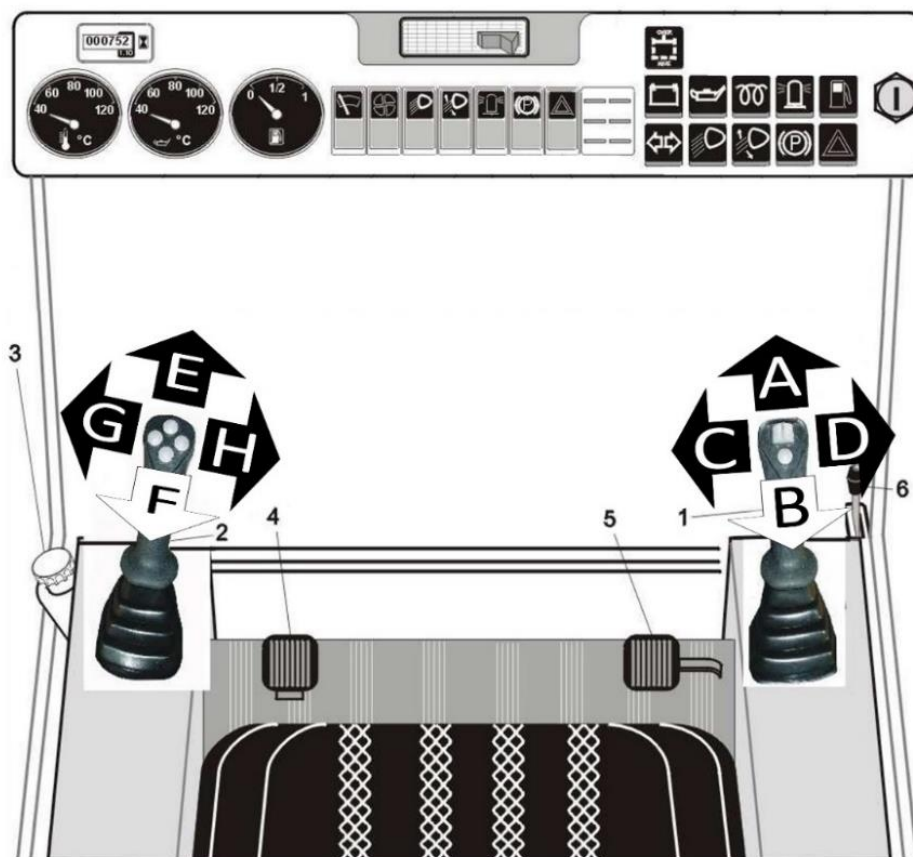
Obr. 3 Schématické znázornění pohonu smykem řízeného nakladače: 1 – ovládací páky (joysticky), 2 – mikrokontroler, 3 – hydrogenerátor, 4 – tlakové potrubí, 5 – hydromotor, 6 – řetězový převod, 7 – pneumatická kola (vlastní zpracování dle:[6])

K ovládání pojezdu se využívají ovládací páky, znázorněné na obrázku č. 4, umístěné v kabině obsluhy, kdy při stejném posunutí obou pák dopředu proudí z obou hydrogenerátorů stejné průtokové množství oleje, hydromotory mají totožné otáčky, tím je provedena přímočará jízda nakladače. Změny směru se dosáhne pomocí menšího posunutí jedné ovládací páky oproti druhé, tím se sníží průtokové množství do hydromotoru, a tedy i otáčky jedné strany, v důsledku toho začne stroj zatáčet. Při posunutí jedné páky dopředu a druhé dozadu dojde k opačnému směru otáčení jedné strany vůči druhé, díky čemuž se stroj otáčí na místě. U některých výrobců je k ovládání pojezdu využívána pouze jedna páka, druhá slouží k ovládání pracovních zařízení, nebo je možné přepínat mezi ovládáním pojezdu pomocí jedné či dvou pák. [4]

## 1.2 Pohon a ovládání pracovních zařízení

Zdvih výložníku a naklápění lopaty nebo jiného pracovního zařízení zajišťují přímočaré hydromotory, pro které je tlaková kapalina produkována pomocným zubovým hydrogenerátorem. Některá další pracovní zařízení, například stranově přestavitelný podkop, vyžadují pro svoji funkčnost přívod tlakové kapaliny, ten je zajištěn pomocí tlakového potrubí

vedeného po výložníku, toto potrubí je rychlospojkou spojeno s tlakovou hadicí vedenou z přídatného pracovního zařízení. [4]



Obr. 4 Ovládací a kontrolní zařízení nakladače Locust 752: 1 – pravá ovládací páka, 2 – levá ovládací páka, 3 – nádržka ostříkovače, 4 – pedál nouzové brzdy, 5 – pedál ovládacího čerpadla, 6 – páka ručního ovládacího čerpadla, A – pravá páka dopředu – jízda pravé strany dopředu, B – pravá páka dozadu – jízda pravé strany dozadu, C – pravá páka doleva – zvedání výložníku, D – pravá páka doprava – spuštění výložníku, E – levá páka dopředu – jízda levé strany dopředu, F – levá páka dozadu – jízda levé strany dozadu, G – levá páka doleva – vyklápění lopaty, H – levá páka doprava – přiklápění lopaty (vlastní zpracování dle: [5])

Ovládání výložníku a lopaty se provádí pomocí pák znázorněných na obrázku č. 4, které slouží zároveň k ovládacímu pojezdu, a to posunutím páky do strany, kdy jednou pákou je ovládáno zvedání výložníku a druhou naklápění lopaty. Některá přídatná zařízení lze ovládat z kabiny stroje, jiná mají svůj vlastní ovládací systém. [4]

### 1.3 KINEMATIKA VÝLOŽNÍKU

Výložníky lze dle kinematiky pohybu rozdělit na dva typy, jsou to výložníky s radiální a vertikální trajektorií zdvihu. Pro typický pracovní proces nakladače, který spočívá v nakládce materiálu, či jeho přepravě na krátké vzdálenosti je vhodná kinematika výložníku provádějící radiální zdvih, který je znázorněn na obrázku č. 5. Tento typ výložníku disponuje jednoduchým

konstrukčním provedením, což zjednodušuje údržbu a opravy stroje, nevýhodou je změna vodorovné vzdálenosti lopaty od rámu stroje při zvedání výložníku. K této změně nedochází u výložníku s vertikální trajektorií zdvihu, který je na obrázku č. 6, kdy vzdálenost lopaty od rámu stroje je v celé trajektorii zdvihu konstantní. Tento systém výložníku umožňuje snadnější nakládku materiálu na korbu nákladního vozidla, či manipulaci s břemeny například ve skladištích. Nevýhodou je složitější konstrukce mechanismu, z čehož plynou větší nároky na údržbu a opravy stroje. Během zdvihu výložníku je automaticky vyrovnáván náklon lopaty, to je provedeno buď mechanicky nebo pomocí hydrauliky. [7] [8]

U moderních strojů se využívá systému Ride Control, což je hydraulický systém s dusíkovým akumulátorem napojeným na hydromotory výložníku, který zabrání tomu, aby výložník během jízdy kopíroval nerovnosti terénu, čímž se při jízdě přestane lopata kývat a zklidní se tak jízda celého nakladače. [8]



Obr. 5 Znárodnění radiální trajektorie při zdvihu výložníku nakladače Bobcat S630 [9]



Obr. 6 Znárodnění vertikální trajektorie při zdvihu výložníku nakladače Bobcat S650 [10]

## 1.4 PŘÍDAVNÁ PRACOVNÍ ZAŘÍZENÍ

Základní skupinu zařízení stroje tvoří lopata, paletizační vidle a stranově přestavitelný podkop. Avšak smykem řízené nakladače jsou univerzální výkonné stroje, a proto výrobci nabízí rozmanitou škálu dalších pracovních zařízení, které lze na nakladač aplikovat. Druh a počet zařízení se u jednotlivých výrobců liší, mohou být uspořádány dle odvětví v nichž jsou využívány. Pro stavební a zemní práce lze například aplikovat hydraulické kladivo, šnekový vrták, míchačku betonu, rýhovač, frézu na asfaltový kryt a hydraulické bourací nůžky. Pro zemědělství a lesní práce pak zemědělské vidle, nosič balíků, kultivátor a sekačku, drtič větví, vidle na kulatinu a frézu na pařezy. Pro údržbu silnic lze použít zametací zařízení, frézu na sníh a rozmetač soli. Uvedená zařízení v daných odvětvích jsou míněna pouze jako příklad. [4] [11]



Obr. 7 Příkladná pracovní zařízení používaná na nakladače Bobcat 1 – paletizační vidle, 2 – stranově představitelný podkop, 3 – hydraulické kladivo, 4 – šnekový vrták, 5 – míchačka betonu, 6 – okružní pila, 7 – demoliční nůžky, 8 – průmyslová lopata s čelistmi, 9 – úhlový smeták (vlastní zpracování dle: [12])

## 1.5 MOTOROVÁ JEDNOTKA

Do smykem řízených nakladačů je montována čtyřválcová, u některých strojů tříválcová, čtyřdobá, vznětová motorová jednotka. Palivo je do spalovacího prostoru vstřikováno vysokotlakým čerpadlem. Některé nakladače disponují přeplňováním motoru pomocí turbodmychadla, což zvyšuje jejich výkon a snižuje emise. Výkon motoru napříč všemi kategoriemi smykem řízených nakladačů se pohybuje v rozmezí od 12 až po 74 kW, tato hodnota je závislá především na jmenovité provozní nosnosti stroje. Výhodou vznětového motoru je jeho účinnost, větší kroutící moment, nižší provozní náklady a vyšší spolehlivost

oproti zážehovému motoru. Značnou nevýhodou je větší znečištění výfukovými plyny, které obsahují oxidy dusíku ( $\text{NO}_x$ ), oxid uhelnatý (CO), nespálené uhlovodíky (HC) a pevné částice (PM), ty se podílejí na znečišťování ovzduší, tvorbě smogu a přízemního ozonu, proto je množství výfukových plynů limitováno normami, které musí dnešní smykem řízené nakladače splňovat. Pro Evropskou unii je to norma Stage IV, pro stroje s nižší hodnotou výkonu norma III A/B, pro USA pak norma Tier 4. Pro rok 2019 se připravují nové zpřísněné normy, pro Evropskou unii to bude Stage V, pro USA pak Tier 5. U některých strojů bylo normujících limitů dosaženo pomocí dokonalejšího spalování směsi v kombinaci s oxidačním katalyzátorem, u ostatních bylo využito metod CEGR nebo SCR, či jejich kombinace, často ještě kombinované s DPF. [11] [13] [14] [15] [16]

System recirkulace a chlazení spalin CEGR (Cooled Exhaust Gas Recirculation) je umístěn mezi výfukovým a sacím traktem, jeho úkolem je posílat část spalin zpět do spalovacího prostoru, kde se spaliny chovají jako inertní plyn, snižují teplotu spalování a tím redukuje vznik nežádoucích oxidů dusíku  $\text{NO}_x$ , které patří mezi zdraví škodlivé látky. CEGR ventil je ovládán řídicí jednotkou motoru, ta dle otáček, teploty chladicí kapaliny, teploty nasávaného vzduchu a dalších parametrů vyhodnocuje množství přisávaných spalin. Nezbytnou součástí recirkulačního systému je chladič, ten zapříčiní ochlazení spalin. Bez přechlazení by nedocházelo k potřebnému snížení teploty spalování, snížila by se efektivita systému a došlo by k poklesu výkonu motoru. [15] [16]

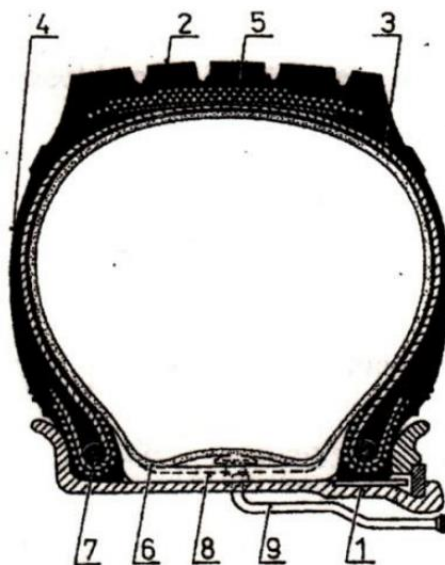
Selektivní katalytická redukce SCR (Selective Catalytic Reduction) slouží rovněž pro snižování obsahu oxidu dusíku  $\text{NO}_x$  ve výfukových plynech. Tato technologie pracuje na principu vstřikování roztoku močoviny (známého jako AdBlue) do výfukového systému, zde se rozkládá na amoniak a v reakci s oxidy uhlíku v SCR katalyzátoru, vzniká vodní pára a dusík. Močovina je dopravována z nádrže do výfukového systému pomocí membránového čerpadla, její množství je řízeno pomocí soustavy snímačů a je závislé na otáčkách motoru, teplotě výfukových plynů, vlhkosti nasávaného vzduchu a dalších parametrech. [15] [16]

Tyto systémy bývají často doplněny o filtr pevných částic DPF (Diesel Particulate Filter). Filtr slouží k zachytávání pevných částic PM, které jsou karcinogenní. Bývá umístěn za oxidačním katalyzátorem, je protkán hustou sítí kanálků z keramiky či ušlechtilých kovů, zde musí spaliny projít z kanálků které jsou na konci uzavřené, přes částečně propustnou stěnu do kanálků, které jsou na konci otevřené. Dochází tak k průchodu plynných složek, zatímco pevné částice se zachytí a zůstávají ve filtru určitou dobu uchovány, poté musí dojít k regeneraci filtru, kdy při teplotě nad  $700\text{ }^\circ\text{C}$  dochází ke spálení nahromaděných částic. Filtr slouží zároveň jako tlumič. [15] [16]



## 1.6 PNEUMATIKY A JEJICH DĚLENÍ

Výkonnost smykem řízeného nakladače je značně závislá na použitém druhu pneumatik. Při práci nakladače musí pneumatika zvládnout vysoké zátěže velkým nárazovým přetížením, především na přední ose při nabírání materiálu. Při smykovém řízení dochází k velkému opotřebení pneumatik, proto se pneumatiky pro smykem řízené nakladače vyrábí z podstatně tvrdších směsí, než pro stroje s jiným způsobem řízení. Pneumatiky pro stavební kolové stroje se dle mezinárodních norem dělí na „E“ určené pro přepravní techniku a „L“ určené pro nakladače. K písmenům „E“ a „L“ je dále přiřazen číselný index, který udává typ pracovního prostředí, pro který je pneumatika určena. Pro jednotlivá pracovní prostředí se mění především profil běhounu a zesílení boční stěny. Pro smykem řízený nakladač se využívá, jak bezdušových pneumatik, tak pneumatik s duší, při vysokém riziku proražení pláště lze také použít pneumatiky plné, či membránové. Nejčastěji se využívá diagonální konstrukce kostry pláště. Výrobce pneumatiky udává nejen rozměry, vhodné pracovní prostředí, či typ konstrukce pneumatiky, ale také počet pláten, z nichž je pneumatika vyrobena. Tento parametr má zásadní vliv na odolnost vůči proražení pneumatiky. Na obrázku č. 8 lze vidět pneumatiku v řezu a znázornění její hlavních částí. [17] [18]



Obr. 8 Řez pláště: 1 – ráfek, 2 – běhoun, 3 – kostra, 4 – bočnice, 5 – nárazníkový pás, 6 – duše, 7 – patní lano, 8 – vločka, 9 – ventil [17]

## 2 POROVNÁNÍ STROJŮ PODOBNÉ HMOTNOSTNÍ KATEGORIE

### 2.1 ROZDĚLENÍ SMYKEM ŘÍZENÝCH NAKLADAČŮ

Smykem řízené nakladače lze rozdělit pomocí několika technických parametrů. Primárním parametrem pro kategorizaci je jmenovitá provozní nosnost, pomocí které jsou nakladače rozděleny do skupin MIKRO až XL, jak udává tabulka č. 1. Jmenovitá provozní nosnost vyjadřuje maximální míru zatížení lopaty, udávanou v kilogramech, při které je stroj dále schopen pracovat bez dalších omezení. V tabulce jsou také uvedeny další technické údaje, které tvoří celočíselné intervaly odpovídající daným kategoriím. [11]

Tab. 1 Rozdělení dle jmenovitých provozních nosností [11]

Kategorie	MIKRO	MINI	MALÉ	STŘEDNÍ	VELKÉ	XL
Jmenovitá provozní nosnost [kg]	300 – 500	500 – 700	700 – 850	850 – 1000	1000 – 1300	1300 – 1900
Výkon motoru [kw]	11 – 26	28 – 46	34 – 51	34 – 63	52 – 71	58 – 74
Průtokové množství oleje[l/mm]	30 – 55	45 – 69	57 – 100	58 – 113	76 – 90	78 – 110
Vyklápěcí výška lopaty [mm]	1830 – 2150	1950 – 2330	2190 – 2620	2220 – 2660	2210 – 3330	2480 – 2720
Vyložení lopaty při vykládce [mm]	370 – 580	500 – 650	460 – 910	400 – 890	400 – 1000	860 – 1000

Parametr jmenovité provozní nosnosti 750 kg, uvedený v zadání, řadí nakladač do skupiny MALÉ. Do této skupiny tedy spadají také stroje vybrané k porovnání, které se svými parametry blíží hodnotám ze zadání.

#### Technické parametry ze zadání:

Provozní hmotnost maximálně 3200 kg

Provozní nosnost stroje 750 kg

Rozvor náprav cca 1020 mm

Velikost pneumatik 10-16,5

## 2.2 POROVNÁVANÉ PARAMETRY SMYKEM ŘÍZENÝCH NAKLADAČŮ

Pro porovnání smykem řízených nakladačů bylo vybráno těchto osm technických a technologických parametrů, které mají zásadní vliv na výkonnost stroje, jsou tedy stěžejní pro návrh motorové jednotky nakladače. Z porovnání těchto parametrů lze také určit vhodnost daného nakladače do požadovaného provozu. [4]

### JMENOVITÁ PROVOZNÍ NOSNOST

Vypočtená hodnota udávaná výrobcem představuje horní hranici zatížení lopaty, při které je stroj schopen dále beze změny pracovat (viz ISO 14397-1). [11] [19]

### PROVOZNÍ HMOTNOST

Je součet hmotnosti konstrukce stroje a všech náležitostí potřebných pro provoz stroje. V této hmotnosti jsou zahrnuty všechny provozní kapaliny (hydraulický olej, převodový či motorový olej, chladicí kapalina a palivo), dále například hmotnost strojníka (viz ISO 7131). Tuto hodnotu lze také popsat jako hmotnost stroje připraveného na práci. U smykem řízených nakladačů dochází ke značné změně provozní hmotnosti, způsobené používáním různých přídavných pracovních zařízení. [4] [20]

### BOD PŘETÍŽENÍ

Je minimální hodnota zatížení udávaná v kilogramech působící na nejdelším možném rameni, kterého je výložník schopen dosáhnout a způsobí, že nakladač dosáhne limitu své stability (viz ISO 14397-1). [19]

### VYLAMOVACÍ SÍLA

Je vertikální síla s působištěm na břitu lopaty produkovaná přímočarými hydromotory určenými pro ovládání lopaty. Její hodnota je měřena 100 mm za hranou břitu lopaty a definuje schopnost nabírání materiálu či rozrývání zeminy (viz ISO 6015). [21] [22]

### VÝKON MOTORU

Představuje výkon při jmenovitých otáčkách (viz ISO 1585). Je stěžejní veličinou při návrhu motorové jednotky, představuje tedy výstupní hodnotu této práce. [4] [23]

### MAXIMÁLNÍ PRŮTOK GENERÁTORU

Je veličina popisující rychlost průtoku hydraulického oleje zubovým hydrogenerátorem. Udává se v litrech za minutu a je stěžejní pro pracovní časy nakladače.

### MAXIMÁLNÍ RYCHLOST POJEZDU

Je maximální rychlost, kterou se může smykem řízený nakladač pohybovat.

## 2.3 SOUPIS PARAMETRŮ A GRAFICKÉ POROVNÁNÍ STROJŮ

### 2.3.1 SOUPIS PARAMETRŮ JEDNOTLIVÝCH STROJŮ

Pro porovnání bylo vybráno patnáct strojů spadajících do kategorie MALÉ. Tato skupina nakladačů, je tvořena rozdílnými výrobci. Tito výrobci tvoří většinu distribuce smykem řízených nakladačů pro Evropskou unii. Nastal-li případ, kdy do kategorie MALÉ spadalo více strojů jednoho výrobce, byl vybrán model s parametry nejvíce se přibližujícími zadání. Stroje jsou v tabulce č. 2 seřazeny abecedně dle názvu výrobce. [24] [25] [26] [27] [28] [29] [30] [31] [32] [33] [34] [35] [36] [37] [38]

Tab. 2 Soupis strojů a jejich parametrů část 1

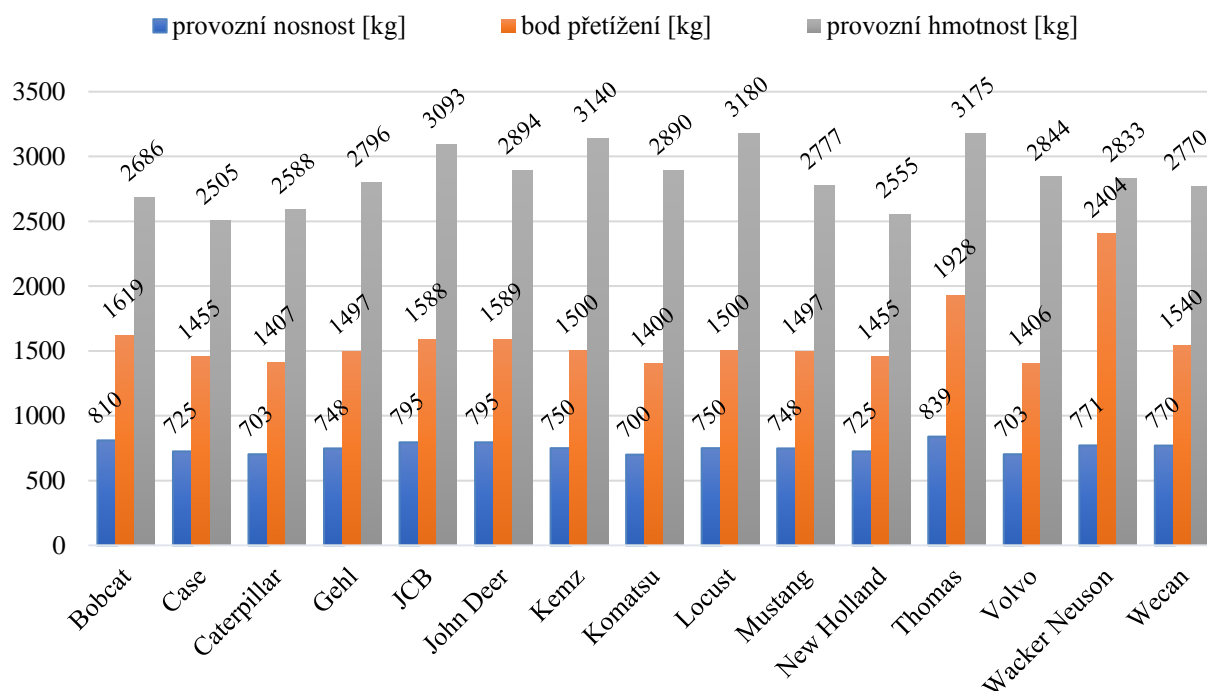
Výrobce	Model	Provozní nosnost [kg]	Bod přetížení [kg]	Provozní hmotnost [kg]	Vylamovací síla [N]
<b>Bobcat</b>	S510	810	1619	2686	14560
<b>Case</b>	SR160	725	1455	2505	23400
<b>Caterpillar</b>	226D	703	1407	2588	17720
<b>Gehl</b>	R165	748	1497	2796	20430
<b>JCB</b>	175	795	1588	3093	21000
<b>John Deer</b>	316GR	795	1589	2894	23390
<b>Kemz</b>	ANT750	750	1500	3140	-
<b>Komatsu</b>	SK815-5	700	1400	2890	17170
<b>Locust</b>	753	750	1500	3180	23000
<b>Mustang</b>	1650R	748	1497	2777	20430
<b>New Holland</b>	L216	725	1455	2555	23400
<b>Thomas</b>	185	839	1928	3175	18910
<b>Volvo</b>	MC70C	703	1406	2844	17850
<b>Wacker Neuson</b>	SW17	771	2404	2833	23590
<b>Wecan</b>	770	770	1540	2770	-

Tab. 2 Soupis strojů a jejich parametrů část 2

Výrobce	Model	Výkon motoru [kW]	Max. průtok generátoru [l/min]	Max. rychlost pojezdu [km/h]
Bobcat	S510	36,4	64,7	17,3
Case	SR160	45	70	11,9
Caterpillar	226D	49,6	99	12,7
Gehl	R165	51	71,4	12,6
JCB	175	42	100	18,5
John Deer	316GR	45,6	63	16,3
Kemz	ANT750	37,3	78	12
Komatsu	SK815-5	36,2	62	16
Locust	753	36,5	66	16
Mustang	1650R	52	71,4	12,6
New Holland	L216	44,7	70	11,9
Thomas	185	44	62,8	12,4
Volvo	MC70C	44,7	70	18,5
Wacker Neuson	SW17	55,41	113,6	19,3
Wecan	770	45	75	10

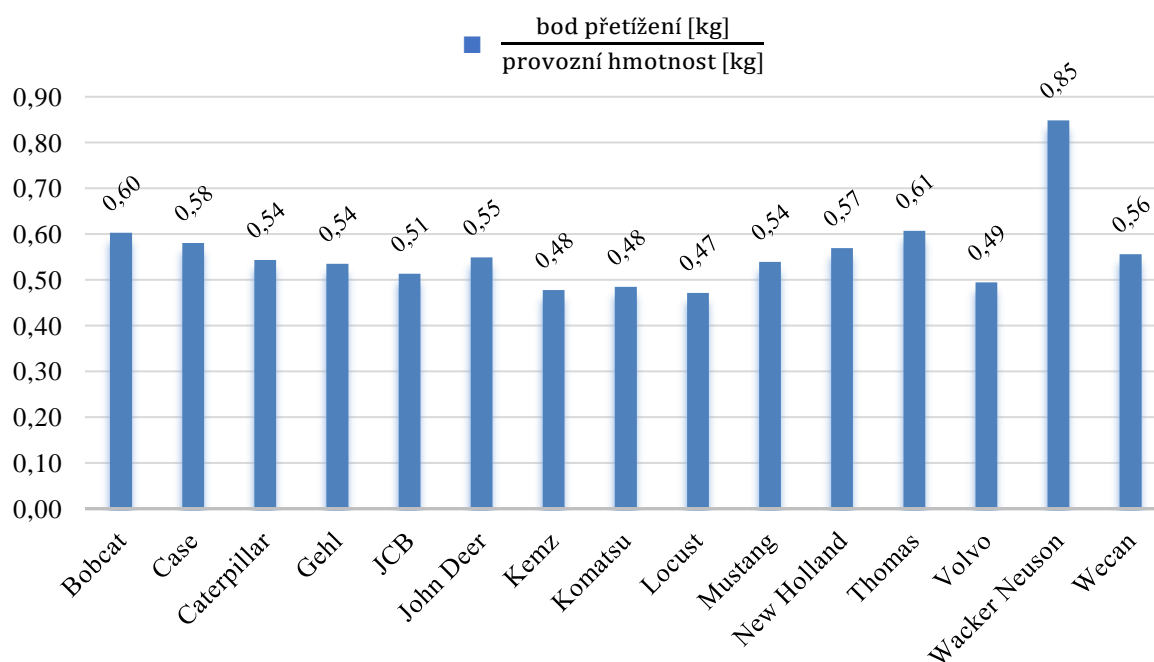
### 2.3.2 POROVNÁNÍ PROVOZNÍ NOSNOSTI, BODU PŘETÍŽENÍ A PROVOZNÍ HMOTNOSTI

Grafické porovnání těchto tří parametrů znázorňuje rozdílné poměry mezi provozní hmotností a bodem přetížení. S rostoucí provozní hmotností roste potenciál zvýšení bodu přetížení, z grafu pak lze porovnat využití tohoto potenciálu u jednotlivých výrobců vůči jejich konkurentům.



Graf 1 : Porovnání hmotnostních parametrů smykem řízených nakladačů

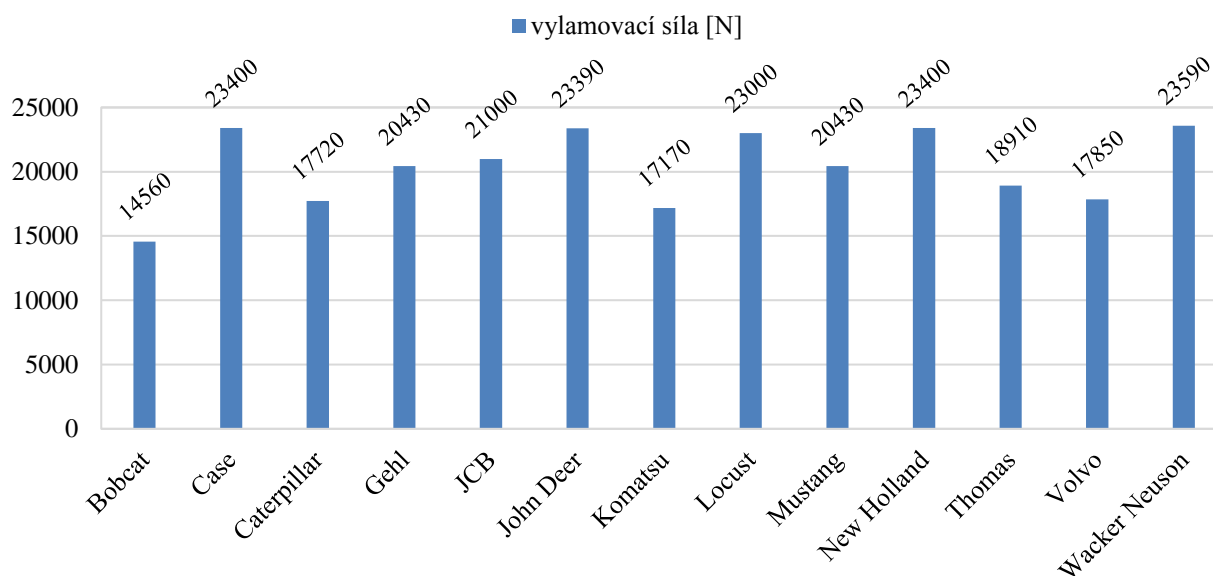
Z grafu č. 1 je zřejmé, že nejvyšší hmotnosti dosahuje nakladač Locust 753, avšak bod přetížení tohoto nakladače dosahuje ve srovnání s ostatními podprůměrné hodnoty, tomuto nakladači se hmotností přibližuje nakladač Thomas 185 dosahující podstatně vyššího bodu přetížení. Nejnižší hmotností disponuje Case SR160, kterému se přibližují nakladače New Holland L216 a Caterpillar 226D. Nejvyšší hodnoty bodu přetížení dosahuje stroj Wacker Neuson SW17, který dosáhl podstatně vyšších hodnot, než ostatní výrobci. Nejnižší bod přetížení byl zjištěn u nakladače Komatsu SK815-5. Porovnání využití potenciálu bodu přetížení v závislosti na provozní hmotnosti stroje u jednotlivých výrobců je znázorněn v grafu č. 2, kde hodnota vynesena do grafu je poměr bodu přetížení a provozní hmotnosti. [11]



Graf 2 : Poměr bodu přetížení a provozní hmotnosti nakladače

### 2.3.3 POROVNÁNÍ VYLAMOVACÍ SÍLY

V grafu č. 3 jsou znázorněny hodnoty vylamovacích sil jednotlivých nakladačů. U strojů od výrobců Kemez a Wecan nebyla tato hodnota v katalogu stroje uvedena, proto se v grafu č. 3 nevyskytují.

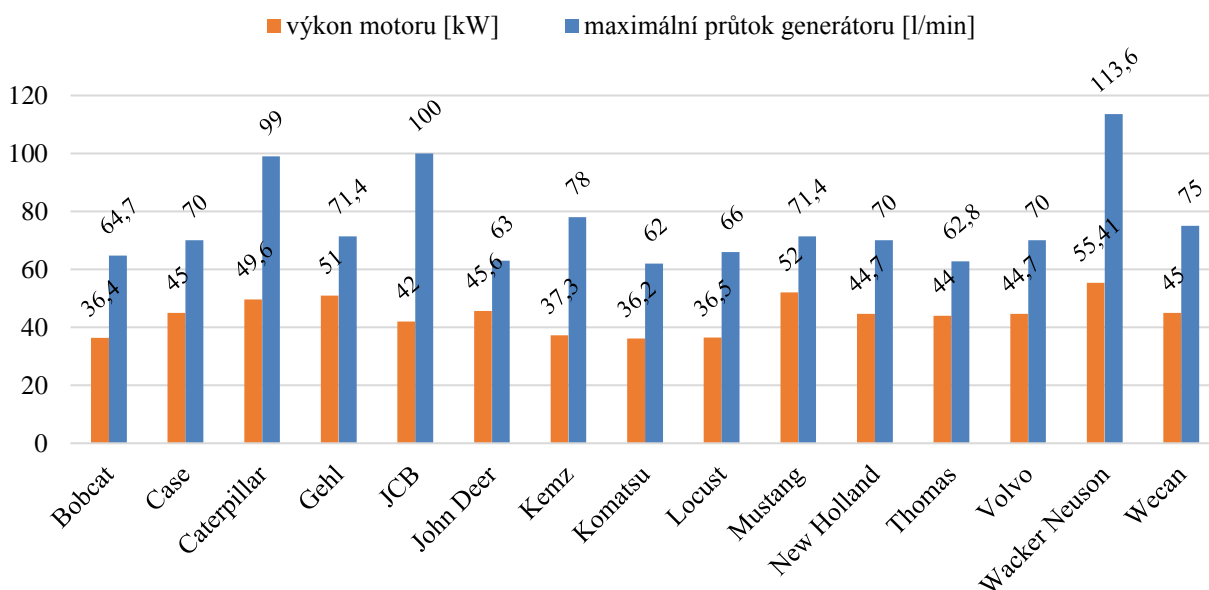


Graf 3 : Porovnání hodnoty vylamovací síly

Z porovnání vylamovací síly znázorněného v grafu č. 3 je zřejmé, že nejvyšší hodnoty tohoto parametru dosahuje stroj Wacker Neuson SW17. Velikost vylamovací síly je nejvíce závislá na kinematice výložníku, dále pak na ploše pístu přímočarého hydromotoru, sloužícího pro ovládání lopaty a tlaku pracovní hydraulické soustavy, který na tuto plochu působí.

### 2.3.4 POROVNÁNÍ VÝKONU MOTORU A MAXIMÁLNÍHO PRŮTOKU GENERÁTORU

V grafu č. 4 je znázorněno porovnání výkonu motoru a průtoku generátoru u jednotlivých strojů. Výkon motoru je závislý na průtokovém množství hydrogenerátoru, závisí však také na tlaku, který hydrogenerátor produkuje a hydraulických ztrátách, které vznikají prouděním kapaliny hydraulickým systémem. Právě rozdílné tlaky v hydraulické soustavě, které se u jednotlivých strojů liší, způsobí, že stroje s vyšším výkonem motoru mohou dosahovat menšího průtoku generátoru, než stroj s nižší hodnotou výkonu motoru.

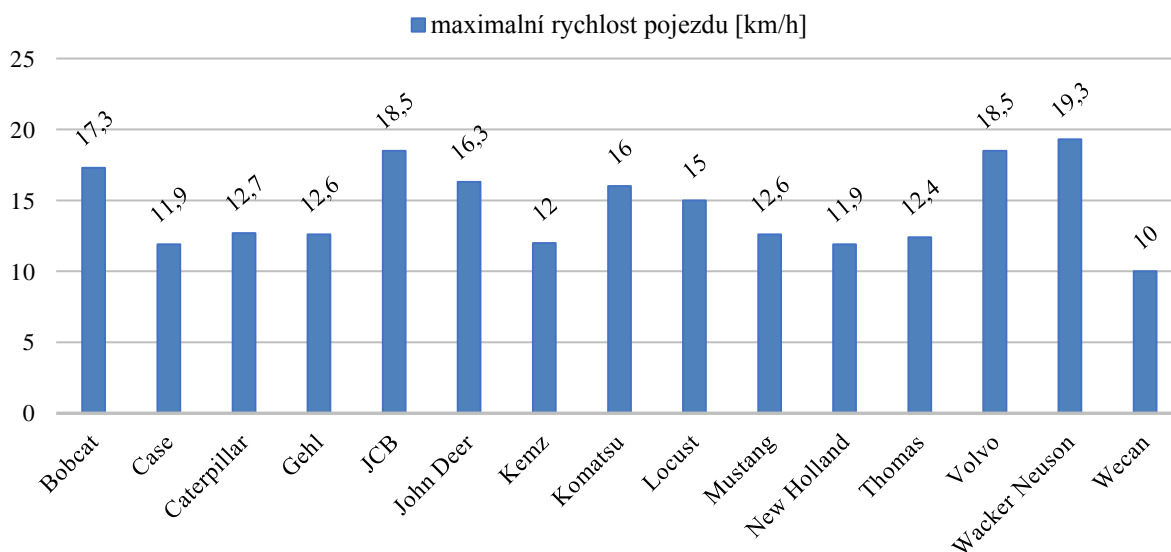


Graf 4 : Porovnání hodnoty výkonu motoru a maximálního průtoku generátoru

Z porovnání v grafu č. 4 jsou zřejmé rozdíly poměrů mezi výkonem motoru a rychlostí průtoku generátorem. To je způsobeno již zmíněnými rozdílnými tlaky u jednotlivých výrobců. Nejvíce výkonným motorem je osazen stroj Wacker Neuson SW17, tento stroj disponuje také nejvyšší rychlostí průtoku generátorem. Nejnižší výkon motoru a také nejnižší rychlost průtoku generátorem poskytuje nakladač Komatsu SK815-5.

### 2.3.5 POROVNÁNÍ MAXIMÁLNÍ RYCHLOST POJEZDU

V grafu č. 5 jsou porovnány maximální rychlosti pojezdu u jednotlivých strojů. Tato hodnota je závislá na výkonu motorové jednotky, závisí však také na převodovém poměru axiálního pístového hydromotoru a převodovém poměru řetězového převodu (viz kapitola 1.1)



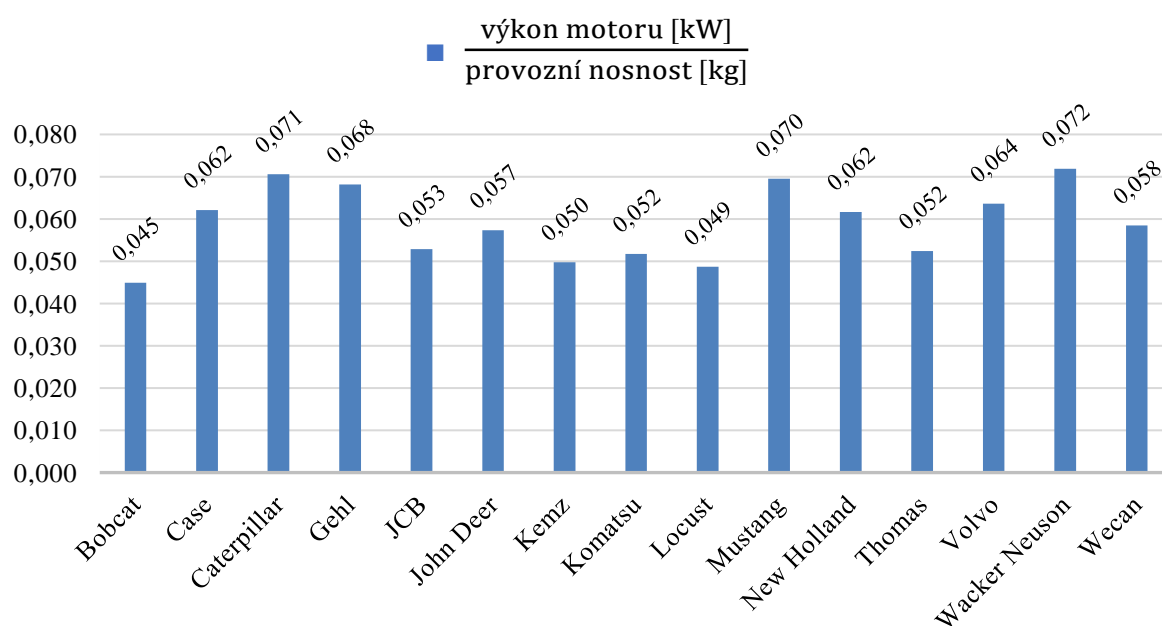
Graf 5: Porovnání maximální rychlosti pojezdu



Dle grafického porovnání v grafu č. 5 je nejrychlejším z porovnávaných nakladačů Wacker Neuson SW17, tento nakladač má také nejvyšší rychlost průtoku oleje generátorem spolu s nejvyšší hodnotou výkonu motorové jednotky, jak lze vidět v grafu č. 4. Rychlostí se mu blíží stroje JCB 175 a Volvo MC70C. Naopak nejpomalejším pojezdem je opatřen stroj Wecan 770.

### 2.3.6 POROVNÁNÍ VÝKONU PŘIPADAJÍCÍHO NA JEDEN KILOGRAM PROVOZNÍ NOSNOSTI

V grafu č. 6 je znázorněn poměr mezi hodnotou výkonu motoru a provozní nosností, tento poměr vyjadřuje využití výkonu motoru na maximální zatížení stroje, přesněji počet kilowat na jeden kilogram nákladu. Tato hodnota přímo neudává pracovní výkonnost stroje, ta je spíše stanovena velikostí vylamovací síly a strojními časy. [11]



Graf 6: Poměr mezi výkonem motoru a provozní nosnost

Z grafu č. 6 lze vyčíst že nejvyšší hodnoty tohoto porovnávacího koeficientu dosahuje stroj Wacker neuson SW17, naopak nejnižší hodnoty Bobcat S510. Jak již bylo zmíněno výše, tato hodnota není přímo vypovídající o celkové výkonnosti stroje. Pro výkonnost stroje je nutné zjistit základní údaje při pracovní činnosti, jako jsou pracovní časy, objem lopaty či rychlost pojezdu. Pomocí těchto hodnot pak lze matematicky odvodit celkovou pracovní výkonnost jednotlivých nakladačů.

### 3 VÝPOČTOVÝ NÁVRH VÝKONU MOTOROVÉ JEDNOTKY

Pro stanovení výkonu motorové jednotky je třeba spočítat potřebný výkon hydraulické soustavy při pojezdu a provádění pracovní činnosti nakladače v různých pracovních režimech. Dále je nutné do výpočtu zahrnout výkonové požadavky pro základní funkce stroje.

#### 3.1 VÝKON POTŘEBNÝ PRO CHOD HYDRAULICKÉ SOUSTAVY NAKLADAČE

U smykem řízených nakladačů se hydraulické soustavy využívá, jak pro pracovní funkce, tak pro pojezd a také pro ovládání stroje. Hydraulickou soustavu pro pojezd tvoří dvojice uzavřených hydraulických obvodů, z nichž každý obsahuje vlastní axiální regulační hydrogenerátor a radiální pístový hydromotor, nezávislost těchto okruhů umožňuje řízení nakladače viz. kapitola 1.1. V pracovní hydraulické soustavě je tlaková kapalina produkována pomocí zubového hydrogenerátoru a poté rozvaděčem rozdělena do tří sekcí. První sekce dopravuje tlakovou kapalinu pro samostatný hydromotor přídavného zařízení, druhá sekce zajišťuje přívod tlakové kapaliny do přímočarých hydromotorů sloužících pro zvedání výložníku. Třetí sekcí je tlaková kapalina dopravována do přímočarých hydromotorů sloužících pro ovládání lopaty. Pro ovládání těchto hydraulických soustav je využíván přídavný hydraulický obvod v kombinaci s elektronickým řízením. Celkový výkon hydraulické soustavy nakladače bude součtem výkonů potřebných pro chod jednotlivých hydraulických obvodů, při různých pracovních režimech. [39]

##### 3.1.1 VÝKON HYDRAULICKÉ SOUSTAVY PRO POJEZD NAKLADAČE

Aby byl nakladač schopen pohybu, výkon pro pojezd nakladače neboli hnací výkon, musí být natolik velký, aby dokázal vyvodit hnací neboli tažnou sílu, která překoná hodnotu celkového odporu působícího na nakladač. Tato síla je převáděna z hydraulické soustavy, poháněné motorovou jednotkou, na kola stroje a při posuvném pohybu stroje nesmí být větší, než síla adhezní, tedy největší možná síla, kterou jsou kola schopna přenést na podložku. Při výpočtu výkonu pro hydraulickou soustavu pojezdu je nutné určit maximální tlak a průtok těchto obvodů při maximální rychlosti nakladače. Tlak oleje stanovíme na 35 MPa, tato hodnota je běžná pro smykem řízené nakladače kategorie vyplývající ze zadání. Nakladač je schopen během používání pojezdové hydrauliky při jejím maximálním výkonu používat i hydrauliku pracovní, celkový průtok je tedy rozdělen do těchto dvou okruhů a mění se podle režimů v nichž nakladač pracuje. Celkový hydraulický výkon pro pojezd se určí z jízdních odporů a odporů při řízení nakladače. [39] [41] [42]

#### VÝPOČET JÍZDNÍHO ODPORU

Jízdní odpory jsou síly působící na nakladač proti směru jeho pohybu. Celkový jízdní odpor je součet všech druhů těchto jízdních odporů působících na nakladač. Celkový odpor tedy tvoří vždy odpor valivý a aerodynamický, při jízdě proti svahu se přidá ještě odpor proti stoupání a

při zrychlení odpor dynamický. Tyto odpory se různí dle provozních podmínek. Z důvodu maximálních rychlostí dosahujících hodnot do 20 km/h, lze odpor vzduchu zanedbat, proto ho ve výpočtu nebudeme uvažovat. Vztah pro celkový jízdní odpor tedy bude [40] [41] [42]:

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

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 potřebný pro pojezd stroje [40] [42]:

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

kde  $R_c$  [N] je celkový odpor proti pohybu stroje  
 $v$  [m · s<sup>-1</sup>] je pojezdová rychlost

### VALIVÝ ODPOR

Při výpočtech valivého odporu musíme uvažovat, jak deformaci podloží, po kterém se pneumatika odvaluje, tak deformaci pneumatiky. U tuhého podloží lze uvažovat pouze deformaci pneumatiky. Hodnota valivého odporu je závislá na huštění pneumatik, rychlosti a zatížení kol. Na tuhém podloží, při zvyšující se rychlosti valení kol, dochází k vydouvání přední části pláště pneumatiky, což zvyšuje koeficient valivého odporu, naopak s rostoucí hodnotou tlaku v pneumatice koeficient valivého odporu klesá a s rostoucím zatížením zase roste, změní se totiž tvar dosedací plochy. U plastického podloží platí stejné vztahy mimo huštění, kdy při překročení určitého tlaku v pneumatikách, se začne podloží více deformovat, to navýší hodnotu koeficientu valivého odporu. Při výpočtu je nutno uvažovat stav zatížení pneumatiky na její maximální únosnosti a při maximální dosažitelné rychlosti nakladače. Pro výpočet valivého odporu je vhodné použít Omeljanova vztahu [40] [42] [43]:

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

kde  $R_{vk}$  [N] je valivý odpor jednoho kola stroje  
 $R_t$  [N] je vnější složka valivého odporu (odpor od deformace podloží)  
 $R_p$  [N] je vnitřní složka valivého odporu (odpor od deformace kola)  
 $C_1 = 0,4$  je konstantní součinitel, doporučuje se volit  $C_1 = 0,35 - 0,5$   
 $C_2 = 0,065$  je konstantní součinitel, doporučuje se volit  $C_1 = 0,065$   
 $G_k = 23600$  [N] je únosnost přední pneumatiky [43]  
 $p = 579160$  [Pa] je tlak huštění přední pneumatiky [43]

$D = 0,775$ [m]	je průměr kola [43]
$\varepsilon$ [ $N \cdot m^{-3}$ ]	je součinitel vyjadřující vliv objemového přetvoření podloží, doporučeno:
	$\varepsilon = (2 - 4) \cdot 10^6$ - ornice
	$\varepsilon = (10 - 25) \cdot 10^6$ - louka, strniště
	$\varepsilon = (100 - 200) \cdot 10^6$ - polní cesta
	$\varepsilon \rightarrow \infty$ - tvrdý povrch

Celkový valivý odpor působící proti směru jízdy nakladače, je součtem valivých odporů jednotlivých kol [41]:

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

### DYNAMICKÝ ODPOR

Dynamický odpor vzniká při změně rychlosti vlivem působení setrvačné síly. Při zrychlování nakladače setrvačná síla působí proti směru jeho pohybu, naopak při brždění působí ve směru pohybu a nutí tak stroj v pohybu setrvat. Setrvačnou sílu tvoří dvě složky, je to složka působící při změně rychlosti u translačního pohybu nakladače a složka závislá na setrvačném momentu rotujících částí stroje při změně rychlosti rotace těchto částí. Při stanovení dynamického odporu pro smykem řízený nakladač budeme uvažovat odpor vznikající při zrychlování translačního pohybu nakladače, který je závislý na celkové hmotnosti nakladače a odpor vznikající při zrychlování rotace kol, ten je nejvíc závislý na rozložení hmoty vůči ose otáčení kol. Setrvačný moment ostatních rotačních součástí ve stroji zanedbáme, tyto technické údaje nejsou u výrobců dostupné a vůči výše uvedeným výpočetním parametrům mají zanedbatelnou hodnotu. Výsledný dynamický odpor je pak možné popsat vztahem [41] [42]:

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

kde	$J_{Ki}$ [ $kg \cdot m^2$ ]	je moment setrvačnosti kola
	$m = 3950$ [N]	je hmotnost stroje s nákladem
	$r_d = 0,359$ [m]	je poloměr zatíženého kola [43]
	$a$ [ $m \cdot s^{-2}$ ]	je návrhové zrychlení pro daný režim stroje

Setrvačný moment kola je dán součtem setrvačného momentu ráfku a pneumatiky. Při výpočtu jsou tyto součásti kola uvažovány jako rotující prstence, pro něž platí vztah [42]:

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

kde	$m_p = 31$ [kg]	je hmotnost pneumatiky [43]
	$m_r = 18,9$ [kg]	je hmotnost ráfku [44]

$r_p = 0,388 [m]$  je největší poloměr pneumatiky [43]

$r_r = 0,21[m]$  je poloměr ráfku [44]

### ODPOR PŘI STOUPÁNÍ

Odpor stoupání je způsoben složkou tíhy, která při jízdě nakladače po podélném svahu, působí proti směru jeho pohybu, kdy  $\alpha$  představuje úhel sklonu stoupání překonávaného nakladačem. [40] [41] [42]:

$$R_s = (m_s + m_z) \cdot g \cdot \sin\alpha \quad [N] \quad (7)$$

kde  $m_s = 3200 [kg]$  je hmotnost stroje

$m_z = 750 [kg]$  je maximální zatížení stroje

$g [m \cdot s^{-2}]$  je tíhové zrychlení

$\alpha [^\circ]$  je úhel stoupání překonávaného strojem

Většina distributorů nakladačů udává stoupání v procentech, proto je nutné stoupání přepočítat na stupně užitím vztahu:

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

kde  $S_s [\%]$  je stoupání v procentech

### 3.1.2 VÝKON HYDRAULICKÉ SOUSTAVY PRO ŘÍZENÍ STROJE

Řízení je provedeno pomocí regulace otáček kol na straně, která tvoří vnitřní poloměr zatáčení, viz kapitola 1.1. Při zatáčení nakladače dochází k překonání adhezni síly, dochází tedy k překonání smykových sil působících mezi podložkou a kolem. Velikost těchto sil závisí především na podloží a použitých pneumatikách. Pro stanovení potřebného výkonu, budeme uvažovat nejkritičtější situaci, která může nastat, tedy při plném průtoku hydromotorů nižšího rychlostního stupně, kdy nakladač dosahuje rychlosti  $8 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$  a otáčení kol na jedné straně v opačném smyslu vůči straně druhé, pak se nakladač otáčí na místě. Výpočet potřebného výkonu stanovíme z kroutícího momentu nutného pro překonání třecích sil, násobeného úhlovou rychlostí. Stykovou plochu pneumatiky s podložím, uvažujeme jako kruhovou plochu stanovenou normálovým napětím a tlakem v pneumatikách. Třecí síly jsou znázorněny na obrázku č. 10. [42]

Pro výpočet uvažujeme radiální pneumatiky značky SHEA o rozměru ze zadání 10-16,5 navržené pro smykem řízené nakladače, nahuštěné na tlak stanovený výrobcem, s otevřeným vzorkem pro užití v měkkém podloží, tyto pneumatiky fungují dobře i na tvrdém podloží (např. asfaltu, či betonu), který budeme při výpočtu uvažovat. [43]

Nejprve je nutné stanovit normálové síly působící na přední a zadní pneumatiky při maximálním zatížení stroje. Při výpočtu uvažujeme dokonalé rozložení materiálu v lopatě, výpočet tedy lze provést ve 2D, zatížení pneumatik pak odvodíme z momentové rovnice pro bod otáčení kol přední nápravy. Rozložení hmotnosti na nápravy nezátíženého nakladače, uvažujeme 45 % na přední nápravu a 55 % na nápravu zadní. Rozměry potřebné pro výpočet jsou znázorněny na obrázku 9.

Stanovení normálové síly  $F_{ZZN}$  působící na zadní nápravu při maximálním zatížení nakladače:

$$F_{ZZN} = g \cdot \left( m_{pr} \cdot 0,55 - \frac{m_n \cdot x_{TL}}{r_N} \right) \quad [N] \quad (9)$$

$$F_{ZZN} = 9,81 \cdot \left( 3180 \cdot 0,55 - \frac{750 \cdot 815}{1020} \right)$$

$$F_{ZZN} = \mathbf{11278,9 \text{ N}}$$

kde  $g = 9,81 [m \cdot s^{-2}]$  je tíhové zrychlení  
 $m_{pr} = 3180 [kg]$  je provozní hmotnost nakladače  
 0,55 je část provozní hmotnosti stroje působící na zadní nápravu  
 $m_n = 750 [kg]$  je maximální zatížení stroje  
 $x_{TL} = 815 [mm]$  je vzdálenost působíště maximálního zatížení stroje nápravy (viz obrázek 9)  
 $r_N = 1020 [mm]$  je rozvor náprav (viz obrázek 9)

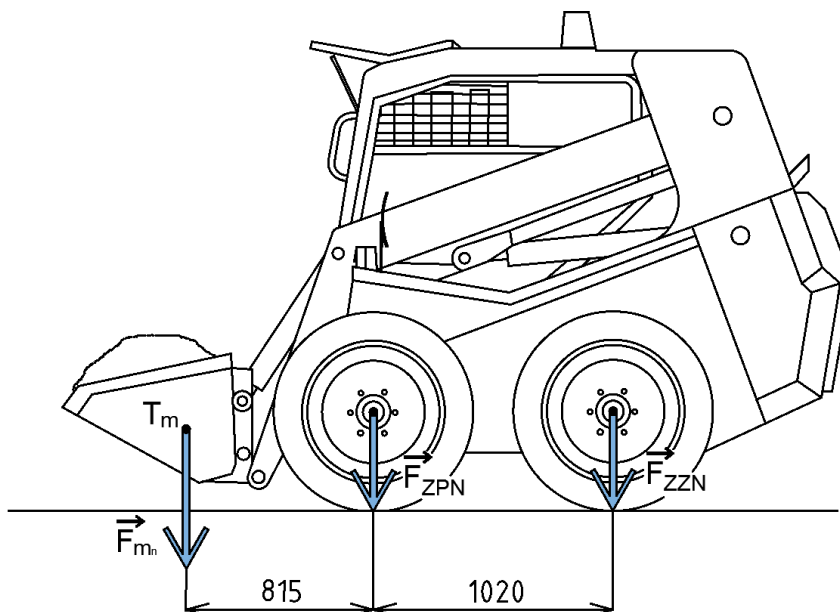
Stanovení normálové síly  $F_{ZPN}$  působící na přední nápravu při maximálním zatížení nakladače:

$$F_{ZPN} = g \cdot (m_{pr} + m_n) - F_{ZZN} \quad [N] \quad (10)$$

$$F_{ZPN} = 9,81 \cdot (3180 + 750) - 11278,9$$

$$F_{ZPN} = \mathbf{27274,4 \text{ N}}$$

kde  $g = 9,81 [m \cdot s^{-2}]$  je tíhové zrychlení  
 $m_{pr} = 3180 [kg]$  je provozní hmotnost nakladače  
 $m_n = 750 [kg]$  je maximální zatížení stroje  
 $F_{ZZN} = 11278,9 [N]$  je síla působící na zadní nápravu zatíženého nakladače



Obr. 9 Schéma sil působících na zatížený nakladač (vlastní zpracování)

Výpočet třecích sil působících při zatáčení na kola zadní nápravy:

$$F_{tz} = 2 \cdot c \cdot S_0 \cdot (1 - m_b) + F_{ZZN} \cdot f_1 = 2 \cdot c \cdot 0,27 \cdot D \cdot b_k \cdot (1 - m_b) + F_{ZZN} \cdot f_1 \quad [N] \quad (11)$$

$$F_{tz} = 2 \cdot 150000 \cdot 0,27 \cdot 0,775 \cdot 0,256 \cdot (1 - 0,5) + 11278,9 \cdot 0,9$$

$$F_{tz} = \mathbf{18186,21 \text{ N}}$$

kde	$c = 150000 \text{ [Pa]}$	je koheze podloží
	0,27	je odvozená konstanta pro stykovou plochu pneumatiky
	$D = 0,775 \text{ [m]}$	je průměr kola [43]
	$b_k = 0,256 \text{ [m]}$	je šířka pneumatiky [43]
	$m_b = 0,5$	je plnost běhounu pneumatiky [43]
	$F_{ZZN} = 11278,9 \text{ [N]}$	je síla působící na zadní nápravu zatíženého nakladače
	$f_1 = 0,9$	je součinitel vnitřního tření povrchu [42]

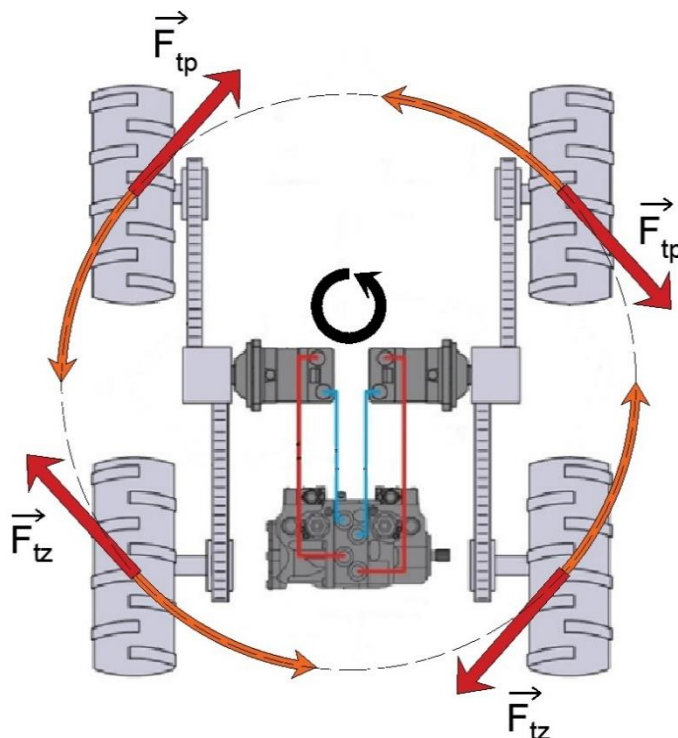
Výpočet třecích sil působících při zatáčení na kola přední nápravy:

$$F_{tp} = 2 \cdot c \cdot S_0 \cdot (1 - m_b) + F_{ZPN} \cdot f_1 = 2 \cdot c \cdot 0,27 \cdot D \cdot b_k \cdot (1 - m_b) + F_{ZPN} \cdot f_1 \quad [N] \quad (12)$$

$$F_{tp} = 2 \cdot 150000 \cdot 0,27 \cdot 0,775 \cdot 0,256 \cdot (1 - 0,5) + 27274,4 \cdot 0,9$$

$$F_{tp} = \mathbf{32582,16 \text{ N}}$$

kde	$c = 150000 [Pa]$	je koheze podloží
	0,27	je odvozená konstanta pro stykovou plochu pneumatiky
	$D = 0,775 [m]$	je průměr kola [43]
	$b_k = 0,256 [m]$	je šířka pneumatiky [43]
	$m_b = 0,5$	je plnost běhounu pneumatiky [43]
	$F_{zPN} = 27274,4 [N]$	je síla působící na přední nápravu zatíženého nakladače
	$f_1 = 0,9$	je součinitel vnitřního tření povrchu [42]



Obr. 10 Schéma třecích sil působících při řízení nakladače (vlastní zpracování dle: [6])

Výpočet krouticího momentu  $M_{kz}$ , potřebného pro překonání třecích sil, působících mezi podložkou a koly, při zatáčení nakladače:

$$M_{kz} = \frac{r_d \cdot (F_{tz} + F_{tp})}{i_h} [N \cdot m] \quad (13)$$

$$M_{kz} = \frac{0,359 \cdot (18186,21 + 32582,16)}{2,5}$$

$$M_{kz} = 7290,34 N \cdot m$$

kde	$r_d = 0,359 [m]$	je poloměr zatíženého kola [43]
	$F_{tz} = 18186,21 [N]$	je třecí síla působící na zadní nápravu
	$F_{tp} = 32582,16 [N]$	je třecí síla působící na přední nápravu
	$i_h = 2,5$	je převodový poměr řetězového převodu



Výpočet výkonu  $P_{\check{R}}$  potřebného pro zatáčení stroje vychází z násobku kroutícího momentu  $M_{kz}$ , potřebného pro překonání třecích sil a úhlové rychlosti vyjádřené pomocí podílu rychlosti stroje při zatáčení  $v_z$ , podělené poloměrem zatížené pneumatiky  $r_d$ :

$$P_{\check{R}} = M_{kz} \frac{v_z}{r_d \cdot 3,6} \quad [W] \quad (14)$$

$$P_{\check{R}} = 7290,34 \frac{8}{0,359 \cdot 3,6}$$

$$P_{\check{R}} = 45127,45 \text{ W}$$

kde	$M_{kz} = 7290,34 \text{ [N} \cdot \text{m]}$	je kroutící moment potřebný pro překonání třecích sil
	$v_z = 8 \text{ [km} \cdot \text{h}^{-1}]$	je rychlost při zatáčení stroje
	$r_d = 0,359 \text{ [m]}$	je poloměr zatíženého kola [43]
	3,6	je konstanta pro převod jednotek z $\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$ na $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$

### 3.1.3 VÝKON PRACOVNÍ HYDRAULICKÉ SOUSTAVY

Pracovní hydraulická soustava nakladače slouží ke zvedání výložníku, ovládání lopaty a k pohonu přídavného zařízení. Pro určení výkonu této soustavy je nutné zjistit maximální tlak a průtok tlakové kapaliny v hydraulickém okruhu při jednotlivých režimech. Hodnotu maximálního tlaku stanovíme na 16 MPa, je to hodnota používaná u nakladačů podobné hmotnostní kategorie. Nakladač během své pracovní činnosti většinou nevyužívá všechny funkce najednou. Nejprve nabírá materiál pomocí pohybu lopaty, případně v kombinaci se zdviháním výložníku, po nabrání materiálu je lopata pomocí zdvihu výložníku zvednuta do patřičné výšky a následně je materiál pohybem lopaty vysypán. Maximální průtok je tedy stanoven porovnáním průtoku pro zdvih výložníku a průtoku potřebného pro ovládání lopaty při různých pracovních režimech. Průtok je závislý na rozměrech hydromotoru a rychlosti pracovního cyklu dané funkce. Rozměr hydromotoru vychází z velikosti potřebného tlaku, působících sil a geometrie výložníku. Při práci nakladače může dojít zároveň ke zvedání výložníku a ovládání lopaty, to se využívá například při rozhrnování a nahrnování. V takové situaci dochází k rozdělení průtoku do hydromotorů daných funkcí, čímž dojde ke zpomalení cyklu. K nakladači je možné připojit přídavné zařízení, které je potřeba zásobovat poměrně velkým průtokem tlakové kapaliny. Dostupný tlak a průtok pro tyto přídavné zařízení jsou stejné jako pro pracovní hydrauliku. [42]

### STANOVENÍ ROZMĚRŮ HYDROMOTORŮ A PRŮTOKU PRO DOSAŽENÍ ZVEDACÍ SÍLY

Zvedací síla, je síla závislá na hmotnosti zvedaného břemene, působí vertikálně a její působíště leží v těžišti břemene (např. lopaty s materiálem). Zvedací síla dosahuje svého maxima na úrovni síly překlápěcí, při překročení této síly, dojde k překlopení nakladače přes přední nápravu. Velikost zvedací síly je závislá na typu kinematiky výložníku, délce ramene výložníku a typu připojeného zařízení. [42]

**STANOVENÍ PŘEKLÁPĚCÍ SÍLY V PŘÍMÉM SMĚRU**

Je to síla působící svisle dolů v těžišti lopaty, při dosažení této hodnoty dojde k překlopení nakladače přes přední nápravu, a tedy k narušení stability stroje. Stanoví se ve stavu, kdy zatěžující síla tvoří největší překlopný moment, to je závislé na kinematice výložníku. Pro výpočet budeme uvažovat klasickou univerzální lopatu o objemu 0,43 m<sup>3</sup>. Rozložení hmotnosti pro nakladač v nezatíženém stavu je stanoveno na 45 % pro přední nápravu a 55 % pro nápravu zadní. Rozložení sil a rozmístění těžišť je znázorněno na obrázku č. 11. [42]:

Zatížení přední nápravy nezatíženého nakladače  $F_{PN}$  [42]:

$$F_{PN} = m_{pr} \cdot g \cdot 0,45 \quad [N] \quad (15)$$

$$F_{PN} = 3180 \cdot 9,81 \cdot 0,45$$

$$F_{PN} = \mathbf{14038,11 \text{ N}}$$

kde  $m_{pr} = 3180 \text{ [kg]}$  je provozní hmotnost nakladače  
 $g = 9,81 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-2}\text{]}$  je tíhové zrychlení  
 0,45 podíl provozní hmotnosti nakladače na přední nápravě

Zatížení zadní nápravy nezatíženého nakladače  $F_{ZN}$  [42]:

$$F_{ZN} = m_{pr} \cdot g \cdot 0,55 \quad [N] \quad (16)$$

$$F_{ZN} = 3180 \cdot 9,81 \cdot 0,55$$

$$F_{ZN} = \mathbf{17157,69 \text{ N}}$$

kde  $m_{pr} = 3180 \text{ [kg]}$  je provozní hmotnost nakladače  
 $g = 9,81 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-2}\text{]}$  je tíhové zrychlení  
 0,55 podíl provozní hmotnosti nakladače na zadní nápravě

Stanovení těžiště nakladače, kde  $x_{TN}$  představuje vzdálenost mezi těžištěm a přední nápravou [42]:

$$x_{TN} = \frac{F_{ZN} \cdot r_N}{m_{pr} \cdot g} \quad [mm] \quad (17)$$

$$x_{TN} = \frac{17157,69 \cdot 1020}{3180 \cdot 9,81}$$

$$x_{TN} = \mathbf{561 \text{ mm}}$$

kde  $F_{ZN} = 17157,69 \text{ [N]}$  je zatížení zadní nápravy  
 $r_N = 1020 \text{ [mm]}$  je rozvor náprav (viz obrázek 11)  
 $m_{pr} = 3180 \text{ [kg]}$  je provozní hmotnost nakladače  
 $g = 9,81 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-2}\text{]}$  je tíhové zrychlení

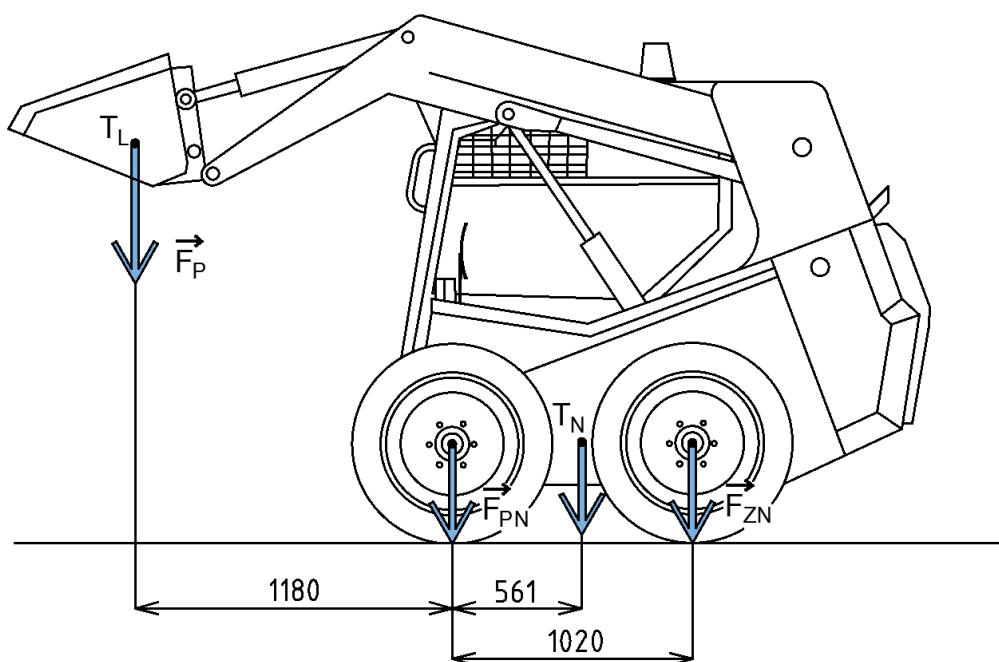
Maximální překlopná síla  $F_{PZ}$  při zdvihu výložníku je odvozena z rovnice pro překlopný moment [42]:

$$F_{PZ} = \frac{x_{TN} \cdot m_{pr} \cdot g}{x_{TL}} \quad [N] \quad (18)$$

$$F_{PZ} = \frac{561 \cdot 3180 \cdot 9,81}{1180}$$

$$F_{PZ} = F_{ZV} = \mathbf{14831,22 \text{ N} \doteq 1512 \text{ kg}}$$

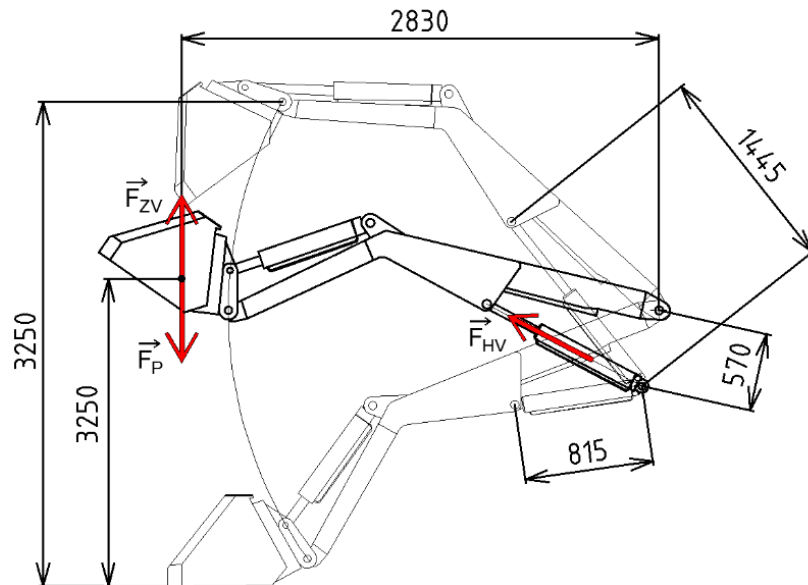
kde	$x_{TN} = 561 \text{ [mm]}$	je vzdálenost těžiště od přední nápravy (viz obrázek 11)
	$m_{pr} = 3180 \text{ [kg]}$	je provozní hmotnost nakladače
	$g = 9,81 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-2}\text{]}$	je tíhové zrychlení
	$x_{TL} = 1185 \text{ [mm]}$	je vzdálenost působíště překlopné síly od přední nápravy (viz obrázek 11)



Obr. 11 Schéma sil působících na prázdný nakladač Locust 753 (vlastní zpracování)

### VÝBĚR HYDROMOTORU Z KATALOGU, VÝPOČET SKUTEČNÉ ZVEDACÍ SÍLY A PRŮTOKU

Pro výběr požadovaného přímočarého hydromotoru je nutné znát jeho zdvih a sílu, která v něm při zvedání výložníku působí, z této síly jsou následně odvozeny rozměry hydromotoru. Ostatní rozměry potřebné pro výpočet zvedací síly jsou znázorněny na obrázku č. 12. Sílu působící v hydromotorech při zvedání výložníku vypočteme vztahem odvozeným z momentové rovnováhy. Výložník je osazen dvěma hydromotory, síla pro zvedání výložníku se mezi ně rozloží. [42]



Obr. 12 Schéma sil působících na výložník nakladače při jeho zdvihu (vlastní zpracování)

Pro určení síly  $F_{HV}$  působící v hydromotoru platí vztah [42]:

$$F_{HV} = \frac{F_{ZV} \cdot l_V}{2 \cdot r_V} \quad [N] \quad (19)$$

$$F_{HV} = \frac{14831,22 \cdot 2830}{2 \cdot 570}$$

$$F_{HV} = \mathbf{36817,85 \text{ N}}$$

kde  $F_{ZV} = 14831,22 \text{ [N]}$

$l_V = 2830 \text{ [mm]}$

$r_V = 570 \text{ [mm]}$

je zvedací síla stanovena pomocí překlápěcí síly

je vzdálenost těžiště lopaty od hlavního čepu výložníku  
(viz obrázek 12)

je vzdálenost mezi hlavním čepem výložníku a čepem  
hydromotoru (viz obrázek 12)

Výpočet průměru  $D_{HV}$  hydromotoru výložníku [42]:

$$D_{HV} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{HV}}{\pi \cdot p_{HS}}} \quad [mm] \quad (20)$$

$$D_{HV} = \sqrt{\frac{4 \cdot 36817,85}{\pi \cdot 16}}$$

$$D_{HV} = \mathbf{51,88 \text{ mm}}$$

kde  $F_{HV} = 36817,85 \text{ [N]}$

$p_{HS} = 16 \text{ [MPa]}$

je síla působící na plochu hydromotoru

je navržený tlak kapaliny v okruhu pracovní hydrauliky

Dle navrženého zdvihu 630 mm a vypočteného průměru 52 mm, volím z katalogu výrobce dvojčinný přímočarý hydromotor HM1.2 63/32/630. [45]

Pro výpočet skutečné zvedací síly  $F_{ZVS}$ , je nutné určit skutečnou sílu působící v hydromotoru  $F_{HVS}$ , tu určíme pomocí tlaku kapaliny  $p_{HS}$ , který působí na plochu  $S_{HV}$  danou vztahem:

$$S_{HV} = \frac{\pi \cdot D_{HVS}^2}{4} \quad [mm^2] \quad (21)$$

$$S_{HV} = \frac{\pi \cdot 63^2}{4}$$

$$S_{HV} = \mathbf{3117,25 \text{ mm}^2}$$

kde  $D_{HVS} = 63 [mm]$  je skutečný průměr pístu hydromotoru [45]

Výpočet skutečné síly působící v hydromotoru  $F_{HVS}$  [42]:

$$F_{HVS} = S_{HV} \cdot p_{HS} \quad [N] \quad (22)$$

$$F_{HVS} = 3117,25 \cdot 16$$

$$F_{HVS} = \mathbf{49876 \text{ N}}$$

kde  $S_{HV} = 3117,25 [mm^2]$  je plocha pístu hydromotoru  
 $p_{HS} = 16 [MPa]$  je navržený tlak kapaliny v okruhu pracovní hydrauliky

Výpočet skutečné zvedací síly  $F_{ZVS}$  [42]:

$$F_{ZVS} = \frac{2 \cdot F_{HVS} \cdot r_V}{l_V} \quad [N] \quad (23)$$

$$F_{ZVS} = \frac{2 \cdot 49876 \cdot 570}{2830}$$

$$F_{ZVS} = \mathbf{20091,39 \text{ N}}$$

kde  $F_{HVS} = 49876 [N]$  je skutečná síla působící v hydromotoru výložníku  
 $r_V = 570 [mm]$  je vzdálenost mezi hlavním čepem výložníku a čepem hydromotoru (viz obrázek 12)  
 $l_V = 2830 [mm]$  je vzdálenost těžiště lopaty od hlavního čepu výložníku (viz obrázek 12)

Hodnota vypočtené zvedací síly  $F_{ZVS}$  je podstatně vyšší než hodnota síly překlopné  $F_P$ , to je u smykem řízených nakladačů žádoucí. Jsou to univerzální stroje, užívané nejen pro nakládku

materiálu, ale také pro další činnosti, při nichž může být potřeba, aby síla vyvinutá výložníkem dosahovala vyšších hodnot, než překlopná síla stroje.

Pro výpočet průtoku nutného pro zdvih výložníku je třeba určit objem hydromotoru  $V_{HV}$  [42]:

$$V_{HV} = S_{HV} \cdot \frac{z_{HV}}{1000000} \quad [l] \quad (24)$$

$$V_{HV} = 3117,25 \cdot \frac{630}{1000000}$$

$$V_{HV} = \mathbf{1,96 \text{ l}}$$

kde  $z_{HV} = 630 \text{ [mm]}$  je zdvih hydromotoru  $z_{HV} = 1445 - 815 = 630 \text{ mm}$   
(viz obrázek 12)

$S_{HV} = 3117,25 \text{ [mm}^2\text{]}$  je plocha pístu hydromotoru výložníku  
1000000 je konstanta pro převod  $\text{mm}^3$  na litry

Průtok  $Q_V$  potřebný pro naplnění hydromotoru tlakovou kapalinou [42]:

$$Q_V = \frac{z \cdot V_{HV} \cdot 60}{t_{zV}} \quad [l \cdot \text{min}^{-1}] \quad (25)$$

$$Q_V = \frac{z \cdot 1,96 \cdot 60}{3,4}$$

$$Q_V = \mathbf{69,18 \text{ l} \cdot \text{min}^{-1}}$$

kde  $V_{HV} = 1,96 \text{ [l]}$  je objem hydromotoru výložníku  
 $t_{zV} = 3,4 \text{ [s]}$  je čas zdvihu výložníku ze spodní do nejvyšší polohy

Pomocí průtoku lze stanovit čas  $t_{DV}$  potřebný pro spuštění výložníku [42]:

$$t_{DV} = \frac{\pi \cdot (D_{HVS}^2 - d_{HVS}^2) \cdot z_{HV} \cdot 60 \cdot 2}{4 \cdot Q_V \cdot 1000000} \quad [s] \quad (26)$$

$$t_{DV} = \frac{\pi \cdot (63^2 - 32^2) \cdot 630 \cdot 60 \cdot 2}{4 \cdot 71,27 \cdot 1000000}$$

$$t_{DV} = \mathbf{2,53 \text{ s}}$$

kde  $D_{HVS} = 63 \text{ [mm]}$  je skutečný vnitřní průměr hydromotoru výložníku  
 $d_{HVS} = 32 \text{ [mm]}$  je skutečný průměr pístní tyče hydromotoru  
 $z_{HV} = 630 \text{ [mm]}$  je zdvih hydromotoru  $z_{HV} = 1445 - 815 = 630 \text{ mm}$   
(viz obrázek 12)

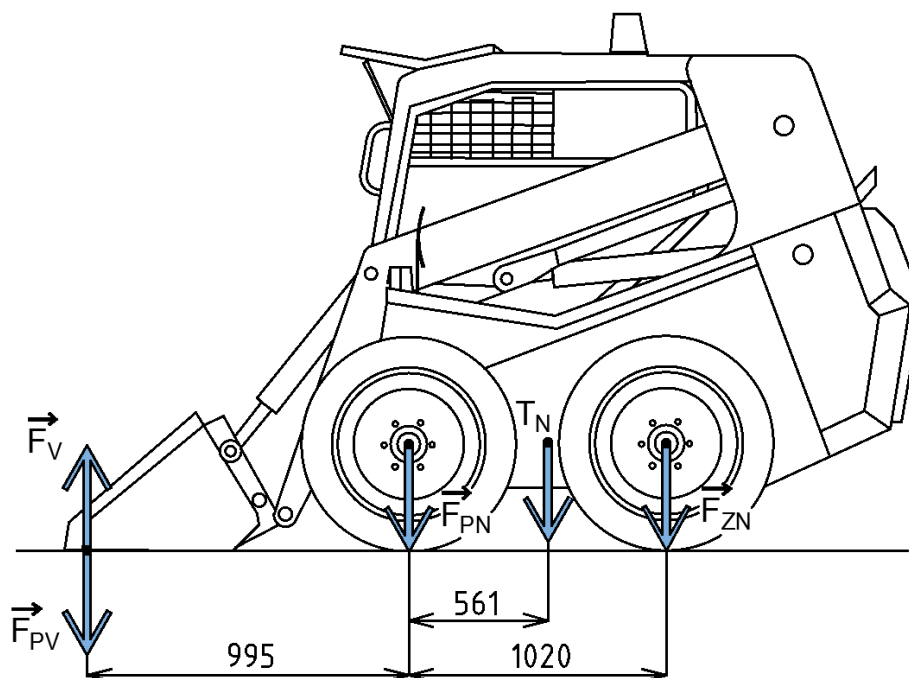
$Q_V = 69,18 \text{ [l} \cdot \text{min}^{-1}\text{]}$  je průtok pro naplnění hydromotoru tlakovým olejem

### STANOVENÍ ROZMĚRŮ HYDROMOTORŮ A PRŮTOKU PRO DOSAŽENÍ VYLAMOVACÍ SÍLY

Při výpočtu vylamovací síly, popsané v kapitole 2.2, předpokládáme užití klasické univerzální lopaty o objemu  $0,43 \text{ m}^3$ , tato lopata je k výložníku a hydromotorům připojena čepy. Velikost vylamovací síly  $F_V$  uvažujeme přibližně na úrovni síly překlápěcí  $F_{PV}$ , která je při vylamování materiálu (např. odebrání zeminy) rozdílná oproti překlápěcí síle při zdvihání výložníku, je nutné tedy tuto hodnotu vypočítat, dále je princip výpočtu obdobný jako u zvedací síly  $F_{ZV}$ . [42]

### STANOVENÍ PŘEKLÁPĚCÍ SÍLY PŘI VYLAMOVÁNÍ MATERIÁLU

Při vylamování materiálů je působiště vylamovací síly  $F_V$  na břit lopaty, odpor materiálu proti jeho vylomení tvoří reakční sílu  $F_{VR}$ . Síly  $F_V$  a  $F_{VR}$  jsou stejně velké, ale opačně orientované. Pokud je materiál natolik tuhý, že nedojde k jeho vylomení nastává stav, kdy překlápěcí síla  $F_{PV}$  je totožná se silou reakční  $F_{VR}$ , pak platí  $F_V = F_{VR} = F_{PV}$  při překročení této hodnoty dochází k překlopení nakladače přes přední nápravu. Při výpočtu překlápěcí síly pro vylamování  $F_{PV}$  budeme postupovat obdobně jako při výpočtu překlápěcí síly pro zdvih  $F_{PZ}$ , rozdíl je pouze v působišti sil. Rozměry nutné pro výpočet jsou znázorněny na obrázku č. 13.



Obr. 13 Schéma sil působících na nakladač při vylamování materiálu (vlastní zpracování)

Pro výpočet překlápěcí síly působící při vylamování platí vztah:

$$F_{PV} = \frac{x_{TN} \cdot m_{pr} \cdot g}{x_{TV}} \quad [N] \quad (27)$$

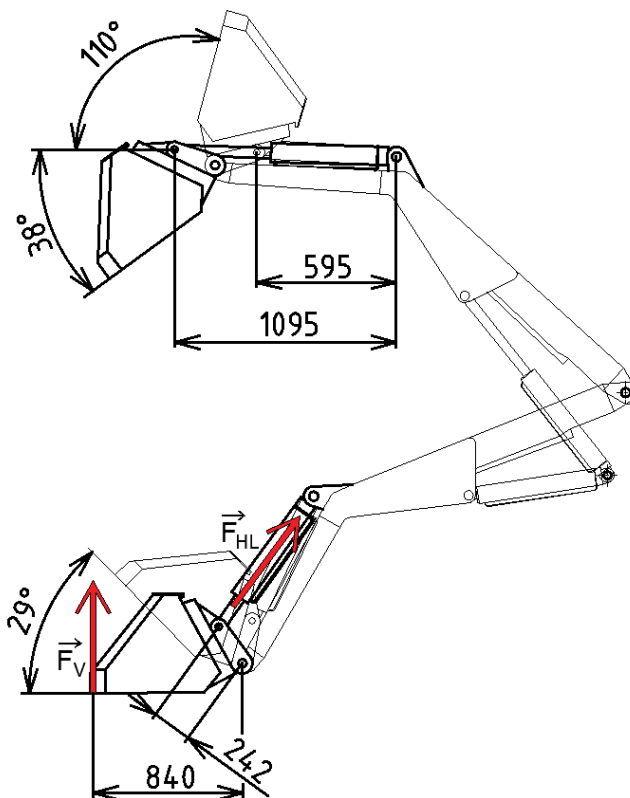
$$F_{PV} = \frac{561 \cdot 3180 \cdot 9,81}{995}$$

$$F_{PV} = F_V = 17588,79 \text{ N}$$

kde	$x_{TN} = 561 \text{ [mm]}$	je vzdálenost těžiště od přední nápravy (viz obrázek 13)
	$m_{pr} = 3180 \text{ [kg]}$	je provozní hmotnost nakladače
	$g = 9,81 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-2}\text{]}$	je tíhové zrychlení
	$x_{TV} = 995 \text{ [mm]}$	je vzdálenost působíště vylamovací síly od přední nápravy (viz obrázek 13)

#### VÝBĚR HYDROMOTORU Z KATALOGU, VÝPOČET SKUTEČNÉ VYLAMOVACÍ SÍLY A PRŮTOKU

Nejdříve stanovíme teoretickou sílu  $F_{HL}$  působící v hydromotoru pro ovládání lopaty, pomocí této hodnoty stanovíme teoretické rozměry hydromotoru a dle těchto rozměrů provedeme výběr hydromotoru z katalogu výrobce. Následně provedeme přepočty skutečné vylamovací síly  $F_{VS}$  a průtoku hydromotoru  $Q_L$ . Rozměry potřebné pro výpočet vylamovací síly jsou znázorněny na obrázku č. 14



Obr. 14 Schéma sil působících na výložník nakladače při vylamování materiálu (vlastní zpracování)



Síla  $F_{HL}$  působící na plochu pístu hydromotoru pro ovládání lopaty [42]:

$$F_{HL} = \frac{F_V \cdot l_1}{v_1} \quad [N] \quad (28)$$

$$F_{HL} = \frac{17588,79 \cdot 800}{242}$$

$$F_{HL} = \mathbf{58144,76 \text{ N}}$$

kde  $F_V = 17588,79 \text{ [N]}$  je teoretická vylamovací síla  
 $l_1 = 800 \text{ [mm]}$  je vzdálenost mezi čepem lopaty a působištem vylamovací síly (viz obrázek 14)  
 $v_1 = 242 \text{ [mm]}$  je vzdálenost mezi čepem lopaty a osou hydromotoru (viz obrázek 14)

Pomocí síly působící v ose hydromotoru můžeme stanovit průměr pístu  $D_{HL}$  [42]:

$$D_{HL} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{HL}}{\pi \cdot p_{HS}}} \quad [mm] \quad (29)$$

$$D_{HL} = \sqrt{\frac{4 \cdot 58144,76}{\pi \cdot 16}}$$

$$D_{HL} = \mathbf{68,02 \text{ mm}}$$

kde  $F_{HV} = 58144,76 \text{ [N]}$  je síla působící na plochu hydromotoru  
 $p_{HS} = 16 \text{ [MPa]}$  je navržený tlak kapaliny v okruhu pracovní hydrauliky

Dle navrženého zdvihu 500 mm a vypočteného průměru 68 mm, volím z katalogu výrobce dvojčinný přímočarý hydromotor HM1.2 80/40/500. [45]

Dále postupujeme obdobně jako při výpočtu skutečné zvedací síly  $F_{ZVS}$ . Nejdříve tedy určíme plochu pístu hydromotoru  $S_{HL}$ . Hydromotor při zavírání lopaty, tedy při pohybu ve směru vylamovací síly, působí na plochu pístu, ve které je osazena pístní tyč, což musíme zohlednit při výpočtu účinné plochy. Platí tedy vztah [42]:

$$S_{HL} = \frac{\pi \cdot D_{HLS}^2}{4} - S_{UPT} \quad [mm^2] \quad (30)$$

$$S_{HL} = \frac{\pi \cdot 80^2}{4} - 880$$

$$S_{HL} = \mathbf{4146,55 \text{ mm}^2}$$

kde  $D_{HLS} = 80 [mm]$  je skutečný průměr pístu hydromotoru [45]  
 $S_{UPT} = 880 [mm^2]$  je plocha uchycení pístní tyče do plochy pístu  
 $S_{UPT} = d \cdot E = 40 \cdot 22 = 880mm^2$  [45]

Výpočet skutečné síly působící v hydromotoru  $F_{HLS}$  [42]:

$$F_{HLS} = S_{HL} \cdot p_{HS} [N] \quad (31)$$

$$F_{HLS} = 4146,55 \cdot 16$$

$$F_{HLS} = \mathbf{66344,8 N}$$

kde  $S_{HL} = 4146,55 [mm^2]$  je plocha pístu hydromotoru bez plochy pístní tyče  
 $p_{HS} = 16 [MPa]$  je navržený tlak kapaliny v okruhu pracovní hydrauliky

Výpočet skutečné vylamovací síly  $F_{VS}$  [42]:

$$F_{VS} = \frac{F_{HLS} \cdot v_1}{l_1} [N] \quad (32)$$

$$F_{VS} = \frac{66344,8 \cdot 242}{995}$$

$$F_{VS} = \mathbf{16136,12 N}$$

kde  $F_{HLS} = 66344,8 [N]$  je skutečná síla působící v hydromotoru ovládání lopaty  
 $v_1 = 242 [mm]$  je vzdálenost mezi čepem lopaty a čepem hydromotoru (viz obrázek 14)  
 $l_1 = 995 [mm]$  je vzdálenost působišť vylamovací síly od přední nápravy (viz obrázek 13)

Hodnota skutečné vylamovací síly je větší než hodnota teoretická, a tedy i větší než síla překlopná působící při vylamování. To je u smykem řízených nakladačů žádoucí, například při rozhrnování zeminy nakladač často zdvihá část své provozní hmotnosti, takové zatížení může při určitých manévrech přesahovat sílu překlopnou, proto je také hydromotor uložen tak, že síla vyprodukovaná hydromotorem při otevírání lopaty je ještě mnohem větší, než síla vylamovací.

Při výpočtu průtoku hydromotoru  $V_{HL}$  postupujeme obdobně jako u zdvihu výložníku [42]:

$$V_{HL} = S_{HL} \cdot \frac{Z_{HL}}{1000000} [l] \quad (33)$$

$$V_{HL} = 4146,55 \cdot \frac{500}{1000000}$$

$$V_{HL} = \mathbf{2,07 l}$$

kde  $Z_{HL} = 500 [mm]$  je zdvih hydromotoru  $z_{HL} = 1095 - 595 = 500 mm$   
(viz obrázek 13)  
 $S_{HL} = 4146,55 [mm^2]$  je plocha pístu hydromotoru bez plochy pístní tyče  
1000000 je konstanta pro převod  $mm^3$  na litry

Průtok  $Q_L$  potřebný pro naplnění hydromotoru tlakovou kapalinou [42]:

$$Q_L = \frac{2 \cdot V_{HL} \cdot 60}{t_{ZL}} [l \cdot min^{-1}] \quad (34)$$

$$Q_L = \frac{2 \cdot 2,07 \cdot 60}{3,6}$$

$$Q_L = 69 l \cdot min^{-1}$$

kde  $V_{HL} = 2,07 [l]$  je objem hydromotoru ovládní lopaty  
 $t_{ZL} = 3,6 [s]$  je čas zavírání lopaty od polohy kdy je motor plně  
vysunut, až po úplné zasunutí pístní tyče hydromotoru

Pomocí průtoku lze stanovit čas  $t_{VL}$  potřebný pro vysypání lopaty [42]:

$$t_{VL} = \frac{\pi \cdot D_{HLS}^2 \cdot z_{HL} \cdot 60 \cdot 2}{4 \cdot Q_L \cdot 1000000} [s] \quad (35)$$

$$t_{VL} = \frac{\pi \cdot 80^2 \cdot 500 \cdot 60 \cdot 2}{4 \cdot 69 \cdot 1000000}$$

$$t_{VL} = 4,37 s$$

kde  $D_{HLS} = 80 [mm]$  je průměr pístu hydromotoru ovládní lopaty [45]  
 $z_{HL} = 500 [mm]$  je zdvih hydromotoru  $z_{HL} = 1095 - 595 = 500 mm$   
(viz obrázek 13)  
 $Q_L = 69 [l \cdot min^{-1}]$  je průtok pro naplnění hydromotoru tlakovým olejem

### STANOVENÍ VÝKONU POTŘEBNÉHO PRO POHON HYDROGENERÁTORU

Průtok pro zvedání výložníku  $Q_V$  a průtok pro ovládní lopaty  $Q_L$  se jen mírně liší, přičemž  $Q_V$  je mírně vyšší. Pro výpočet výkonu hydrogenerátoru  $P_H$  budeme tedy uvažovat hodnotu průtoku  $Q_{LV}$  potřebného pro zvedání výložníku zaokrouhlenou na  $70 l/min$ . Výkon stanovíme pomocí vztahu [42]:

$$P_H = \frac{p_{HS} \cdot 10^6 \cdot Q_{LV} \cdot 1,666 \cdot 10^{-5}}{\mu_{HS}} [W] \quad (36)$$

$$P_H = \frac{16 \cdot 10^6 \cdot 70 \cdot 1,666 \cdot 10^{-5}}{0,90}$$

$$P_H = 20732,44 \text{ W} \doteq 21 \text{ kW}$$

kde	$p_{HS} = 16 \text{ [MPa]}$	je tlak v pracovní hydraulické soustavě
	$Q_{LV} = 70 \text{ [l} \cdot \text{min}^{-1}\text{]}$	je navržený průtok tlakové kapaliny
	$1,666 \cdot 10^{-5}$	je konstanta pro převod jednotek z l/min na m <sup>3</sup> /s
	$\mu_{HS}$	je účinnost pracovního hydraulického systému [40]

Z výpočtu nebyl zjištěn pouze požadovaný výkon pro pohon hydrogenerátoru, ale také pracovní čas cyklu, který získáme součtem času pro zvednutí a spuštění výložníku spolu s časem pro zavření a otevření lopaty. Výsledný čas cyklu je 13,9 sekundy.

### 3.2 VÝKON POTŘEBNÝ PRO ZÁKLADNÍ FUNKCE STROJE

Moderní nakladače využívají kromě funkcí potřebných pro chod stroje, jako je hydraulické ovládání (výkon stanovíme dle vztahu 35) v kombinaci s elektronickým, chlazení provozních kapalin, či dobíjení akumulátoru, také funkce přikázané při provozování stroje, například osvětlení a výstražné prvky. Dnešní nakladače využívají také funkce pro zvýšení komfortu strojníka, například klimatizaci či palubní počítač. Vybrané funkce a jejich hodnoty, seřazené v tabulce, vychází z dat dostupných od výrobců. [42]

Tab. 3 Soupis jednotlivých výkonů pro základní funkce

Jednotlivé funkce	Požadovaný výkon [W]
Hydraulické ovládání, tlak 2,5 MPa, průtok 6 l·min <sup>-1</sup>	370
Elektronické ovládání	841
Chlazení provozních kapalin, tlak 8 MPa, průtok 4,8 l·min <sup>-1</sup>	1180
Dobíjení	340
Osvětlení stroje	860
Výstražné prvky	348
Palubní počítač	632
<b>Celkový výkon <math>P_Z</math></b>	<b>4571</b>

### 3.3 VÝKON NAKLADAČE PŘI RŮZNÝCH PRACOVNÍ REŽIMECH

Stanovení výkonu motoru při různých pracovních režimech. Potřebný výkon pro daný pracovní režim je součtem výkonů funkcí v tomto režimu využívaných.

#### 3.3.1 PROVOZ NA NEZPEVNĚNÉM PODLOŽÍ

Prvním pracovním režimem je nakládka materiálu, to znamená využití plného výkonu pracovní hydrauliky kombinovaného s výkonem hydraulické soustavy pro pojezd při pohybu po nezpevněné ploše rychlostí 6 km·h<sup>-1</sup> po rovině a 5 km·h<sup>-1</sup> do stoupání 10 %, dále je nutné

uvažovat výkon pro základní funkce stroje. Nezpevněný povrch je například ztuhlá zemina nebo šterk, které dosahují vnitřního součinitele přetvoření  $\varepsilon = (100 - 200) \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{m}^{-3}$ . [42]

### PRACOVNÍ ČINNOST NA ROVINĚ

- 1)  $P_{p11}$  = Výkon pro hydraulickou soustavu pojezdu se vypočítá dle 3.1.1  
kde:  $\varepsilon = 200 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{m}^{-3}$ ;  $v_{11} = 6 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1} = 1,6667 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ ;  
 $a_{11} = 1,4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$
- 2)  $P_H$  = Výkon pro pracovní hydraulickou soustavu dle 3.1.3
- 3)  $P_Z$  = Výkon pro chod základních funkcí stroje 3.2

Tab. 4 Stanovený výkon pro režim 1.1

Jednotlivé výkony	symbol	hodnota	jednotka
Výkon pro hydraulickou soustavu pojezdu	$P_{p11}$	23551,66	W
Výkon pro pracovní hydraulickou soustavu	$P_H$	20732,44	W
Výkon pro chod základních funkcí	$P_Z$	4571	W
<b>Celkový výkon při daném režimu</b>	<b><math>P_{11}</math></b>	<b>48855,06</b>	<b>W</b>

### PRACOVNÍ ČINNOST NA NAKLONĚNÉ ROVINĚ

- 1)  $P_{p12}$  = Výkon pro hydraulickou soustavu pojezdu se vypočítá dle 3.1.1  
kde:  $\varepsilon = 200 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{m}^{-3}$ ;  $v_{12} = 5 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1} = 1,6667 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ ;  
 $a_{12} = 1,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ ;  $S_s = 10 \%$
- 2)  $P_H$  = Výkon pro pracovní hydraulickou soustavu dle 3.1.3
- 3)  $P_Z$  = Výkon pro chod základních funkcí stroje 3.2

Tab. 5 Stanovený výkon pro režim 1.2

Jednotlivé výkony	symbol	hodnota	jednotka
Výkon pro hydraulickou soustavu pojezdu	$P_{p12}$	27827,27	W
Výkon pro pracovní hydraulickou soustavu	$P_H$	20732,44	W
Výkon pro chod základních funkcí	$P_Z$	4571	W
<b>Celkový výkon při daném režimu</b>	<b><math>P_{12}</math></b>	<b>53130,71</b>	<b>W</b>

### 3.3.2 PROVOZ NA MĚKKÉM PODLOŽÍ

Druhý pracovní režim je nakládání materiálu na měkkém podloží, takové podloží se vyznačuje nižší únosností, těmito vlastnostmi se projevuje například neudusaná zemina, či písek. Smykem řízené nakladače jsou díky své nízké světlé výšce nevhodné do těchto provozů, proto budeme

při výpočtu uvažovat hodnotu součinitele objemového přetvoření podloží o třídu tvrdší, avšak nejnižší možnou hodnotu z této třídy, tedy  $\varepsilon = 10 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{m}^{-3}$ . Dále budeme uvažovat plný výkon pracovní hydraulické soustavy a výkon potřebný pro chod základních funkcí stroje, rychlost pojezdu po rovině stanovíme na  $6 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$  a do stoupání 10 %, pak  $4 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ . [42]

### PRACOVNÍ ČINNOST NA ROVINĚ

- 1)  $P_{p21}$  = Výkon pro hydraulickou soustavu pojezdu se vypočítá dle 3.1.1  
kde:  $\varepsilon = 10 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{m}^{-3}$ ;  $v_{21} = 6 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1} = 1,6667 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ ;  
 $a_{21} = 0,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$
- 2)  $P_H$  = Výkon pro pracovní hydraulickou soustavu dle 3.1.3
- 3)  $P_Z$  = Výkon pro chod základních funkcí stroje 3.2

Tab. 6 Stanovený výkon pro režim 2.1

Jednotlivé výkony	symbol	hodnota	jednotka
Výkon pro hydraulickou soustavu pojezdu	$P_{p21}$	34799,85	W
Výkon pro pracovní hydraulickou soustavu	$P_H$	20732,44	W
Výkon pro chod základních funkcí	$P_Z$	4571	W
<b>Celkový výkon při daném režimu</b>	<b><math>P_{21}</math></b>	<b>60103,29</b>	<b>W</b>

### PRACOVNÍ ČINNOST NA NAKLONĚNÉ ROVINĚ

- 1)  $P_{p22}$  = Výkon pro hydraulickou soustavu pojezdu se vypočítá dle 3.1.1  
kde:  $\varepsilon = 4 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{m}^{-3}$ ;  $v_{22} = 4 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1} = 1,1111 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ ;  
 $a_{22} = 0,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ ;  $S_s = 10 \%$
- 2)  $P_H$  = Výkon pro pracovní hydraulickou soustavu dle 3.1.3
- 3)  $P_Z$  = Výkon pro chod základních funkcí stroje 3.2

Tab. 7 Stanovený výkon pro režim 2.2

Jednotlivé výkony	symbol	hodnota	jednotka
Výkon pro hydraulickou soustavu pojezdu	$P_{p22}$	38345,4	W
Výkon pro pracovní hydraulickou soustavu	$P_H$	20732,44	W
Výkon pro chod základních funkcí	$P_Z$	4571	W
<b>Celkový výkon při daném režimu</b>	<b><math>P_{22}</math></b>	<b>63648,84</b>	<b>W</b>

### 3.3.3 JÍZDA PO ZPEVNĚNÉ KOMUNIKACI

Třetím režimem je pohyb po zpevněných pozemních komunikacích. Nakladač se pohybuje cestovní rychlostí  $15 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$  po rovině a  $8 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$  do 15% stoupání. Výkon potřebný pro

zatăčení na rovině určíme z kapitoly 3.1.2 Při přejezdu není využíváno pracovní hydraulické soustavy, ve výpočtu je tedy nebudeme uvažovat, naopak základní funkce stroje jsou v provozu, proto je musíme do výpočtu zahrnout. [42]

### JÍZDA PO ROVINĚ

- 1)  $P_{p31}$  = Výkon pro hydraulickou soustavu pojezdu se vypočítá dle 3.1.1  
kde:  $\varepsilon \rightarrow \infty \text{ N} \cdot \text{m}^{-3}$ ;  $v_{31} = 15 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1} = 4,1667 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ ;  $a_{31} = 1,7 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$
- 2)  $P_Z$  = Výkon pro chod základních funkcí stroje 3.2

Tab. 8 Stanovený výkon pro režim 3.1

Jednotlivé výkony	symbol	hodnota	jednotka
Výkon pro hydraulickou soustavu pojezdu	$P_{p31}$	39615,8	W
Výkon pro chod základních funkcí	$P_Z$	4571	W
<b>Celkový výkon při daném režimu</b>	<b><math>P_{31}</math></b>	<b>44186,8</b>	<b>W</b>

### JÍZDA DO STOUPÁNÍ

- 1)  $P_{p32}$  = Výkon pro hydraulickou soustavu pojezdu se vypočítá dle 3.1.1  
kde:  $\varepsilon \rightarrow \infty \text{ N} \cdot \text{m}^{-3}$ ;  $v_{32} = 8 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1} = 2,2222 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ ;  $a_{32} = 1,8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ ;  
 $S_s = 15 \%$
- 2)  $P_Z$  = Výkon pro chod základních funkcí stroje 3.2

Tab. 9 Stanovený výkon pro režim 3.2

Jednotlivé výkony	symbol	hodnota	jednotka
Výkon pro hydraulickou soustavu pojezdu	$P_{p32}$	42499,62	W
Výkon pro chod základních funkcí	$P_Z$	4571	W
<b>Celkový výkon při daném režimu</b>	<b><math>P_{32}</math></b>	<b>47070,62</b>	<b>W</b>

### ZATÁČENÍ NA ROVINĚ

- 1)  $P_{\check{R}}$  = Výkon pro řízení stroje 3.1.2
- 2)  $P_Z$  = Výkon pro chod základních funkcí stroje 3.2

Tab. 10 Stanovený výkon pro režim 3.3

Jednotlivé výkony	symbol	hodnota	jednotka
Výkon pro řízení stroje	$P_{\check{R}}$	45127,45	W
Výkon pro chod základních funkcí	$P_Z$	4571	W
<b>Celkový výkon při daném režimu</b>	<b><math>P_{33}</math></b>	<b>49698,45</b>	<b>W</b>

### 3.3.4 NABÍRÁNÍ MATERIÁLU

Čtvrtý pracovní režim představuje nabírání materiálu nájezdem do hromady. Nabírání materiálu je způsobeno pouze trakční silou. Výkon motoru musí být dostatečný na to, aby došlo k překonání adhezních sil, mezi podložím a koly, tedy k prokluzu kol. Pro výpočet budeme uvažovat pevný suchý povrch (beton, asfalt), takový povrch se vyznačuje vysokou kohezí a bude tak na kola působit velkou adhezní silou. Pracovní hydraulická soustava je při této operaci v nečinnosti, proto ji ve výpočtu neuvažujeme, naopak základní funkce pro chod nakladače budou funkční, a proto jsou ve výpočtu zohledněny. [42]

Stanovení adhezní síly  $F_{PA}$  působící na přední kola [42]:

$$F_{PA} = c \cdot S_o \cdot (1 - m_b) + F_{NP} \cdot f_1 = c \cdot 0,27 \cdot D \cdot b_k \cdot (1 - m_b) + F_{NP} \cdot f_1 \quad [N] \quad (37)$$

$$F_{PA} = 150000 \cdot 0,27 \cdot 0,775 \cdot 0,256 \cdot (1 - 0,5) + 14038,11 \cdot 1$$

$$F_{PA} = \mathbf{18055,71 \text{ N}}$$

kde	$c = 150000 \text{ [Pa]}$	je koheze podloží
	0,27	je odvozená konstanta pro stykovou plochu pneumatiky
	$D = 0,775 \text{ [m]}$	je průměr kola [43]
	$b_k = 0,256 \text{ [m]}$	je šířka pneumatiky [43]
	$m_b = 0,5$	je plnost běhounu pneumatiky [43]
	$F_{PN} = 14038,11 \text{ [N]}$	je zatížení přední nápravy nezatíženého nakladače
	$f_1 = 1$	je součinitel vnitřního tření povrchu [42]

Stanovení adhezní síly  $F_{ZA}$  působící na zadní kola [42]:

$$F_{ZA} = c \cdot S_o \cdot (1 - m_b) + F_{ZN} \cdot f_1 = c \cdot 0,27 \cdot D \cdot b_k \cdot (1 - m_b) + F_{ZN} \cdot f_1 \quad [N] \quad (38)$$

$$F_{ZA} = 150000 \cdot 0,27 \cdot 0,775 \cdot 0,256 \cdot (1 - 0,5) + 17157,69 \cdot 1$$

$$F_{ZA} = \mathbf{21071,61 \text{ N}}$$

kde	$c = 150000 \text{ [Pa]}$	je koheze podloží
	0,27	je odvozená konstanta pro stykovou plochu pneumatiky
	$D = 0,775 \text{ [m]}$	je průměr kola [43]
	$b_k = 0,256 \text{ [m]}$	je šířka pneumatiky [43]
	$m_b = 0,5$	je plnost běhounu pneumatiky [43]
	$F_{ZN} = 17157,69 \text{ [N]}$	je zatížení zadní nápravy nezatíženého nakladače
	$f_1 = 1$	je součinitel vnitřního tření povrchu [42]



Výkon nutný pro překonání adhezních sil [42]:

$$P_A = (F_{PA} + F_{ZA}) \cdot \frac{v_4}{3,6} \quad [\text{W}] \quad (39)$$

$$P_A = (18055,71 + 21071,61) \cdot \frac{4}{3,6}$$

$$P_A = \mathbf{43474,8 \text{ W}}$$

kde  $v_4 = 4 \text{ [km} \cdot \text{h}^{-1}]$  je rychlost najíždění nakladače do hromady  
 $F_{PA} = 18055,71 \text{ [N]}$  je adhezní síla působící na přední kola  
 $F_{ZA} = 21071,61 \text{ [N]}$  je adhezní síla působící na zadní kola  
 $3,6$  je konstanta pro převod rychlosti z km/h na m/s

Tab. 11 Výkon pro překonání adhezních sil

Jednotlivé výkony	symbol	hodnota	jednotka
Výkon pro hydraulickou soustavu pojezdu	$P_{p4}$	43474,8	W
Výkon pro chod základních funkcí	$P_Z$	4571	W
<b>Celkový výkon při daném režimu</b>	<b><math>P_4</math></b>	<b>48045,8</b>	<b>W</b>

## 4 VOLBA MOTOROVÉ JEDNOTKY

### 4.1 STANOVENÍ VÝSLEDNÉHO VÝKONU

Hodnota výsledného výkonu je stanovena porovnáním výkonů jednotlivých pracovních režimů.

Tab. 12 Tabulka výkonů pro jednotlivé režimy

Název výkonu pro daný režim	symbol	hodnota	jednotka
Výkon pro práci na nezpevněném podloží, na rovině	$P_{11}$	48855,06	W
Výkon pro práci na nezpevněném podloží, stoupaní	$P_{12}$	53130,71	W
Výkon pro práci na měkkém podloží, na rovině	$P_{21}$	60103,29	W
Výkon pro práci na měkkém podloží, stoupaní	$P_{22}$	63648,84	W
Výkon pro jízdu na pevném podloží, na rovině	$P_{31}$	44186,80	W
Výkon pro jízdu na pevném podloží, stoupaní	$P_{32}$	47070,62	W
Výkon pro zatačení na pevném podloží, na rovině	$P_{33}$	49698,45	W
Výkon pro nabírání materiálu	$P_4$	48045,80	W

Z porovnání v tabulce č. 12 bylo zjištěno, že výkony pro jednotlivé režimy zaujímají interval 44 až 64 kW. Hodnoty výkonu v horní polovině intervalu jsou vyšší, než hodnoty výkonu motoru strojů stejné hmotnostní kategorie porovnávaných v kapitole 2.3.1, tabulce č. 2. Výkony jsou tedy mírně předimenzovány. To je důsledek současného využití maximálního výkonu pracovní hydraulické soustavy, poměrně velkého výkonu hydraulické soustavy pojezdu a stálého výkonu potřebného pro základní funkce stroje. Při reálném využití těchto všech dílčích výkonů nakladače, kdy má nastat překročení maximálního výkonu motoru, dojde například ke snížení dynamiky pojezdu, či snížení rychlosti pracovních časů. Pokles však není tak markantní, a tak je možné volit motorové jednotky s nižším výkonem. Proto lze výsledný výkon zvolit ze spodní hranice intervalu.

Volím výsledný výkon motorové jednotky  $P_m = 45 \text{ kW}$ .

### 4.2 VÝBĚR MOTOROVÉ JEDNOTKY

Někteří výrobci smykem řízených nakladačů osazují své stroje motorovými jednotkami vyvinutými přímo pod jejich značkou, ostatní využívají nabídky nezávislých výrobců. V našem případě budeme uvažovat druhou ze zmíněných možností. Při výběru motorové jednotky budeme požadovat vznětové, čtyřtákní průmyslové motory, dosahující požadovaného výkonu  $P_m$  a splňující normu stage III A/B (viz kapitola 1.5). Na základě toho bylo vybráno pět motorových jednotek od různých výrobců, běžně dostupných pro Evropský trh. Tyto motorové jednotky a jejich parametry jsou znázorněny v tabulce č. 13, kde jsou seřazeny abecedně dle jména výrobce. Parametry motorových jednotek jsou čerpány z katalogů výrobců, kde je

hodnota výkonu většinou udávána intervalem. Konkrétní hodnota výkonu a kroutícího momentu je pak vyladěna dle požadavků výrobce stroje, do nějž je motorová jednotka implementována. [46] [47] [48] [49] [50]

Tab. 13 Soupis motorových jednotek a jejich parametrů

Výrobce	Kohler	Kubota	Perkins	ISM	Yanmar
Model	KDW 2204-T	V2403-CR-TE4B	404D-22T	N844L-T	4TNV86CHT
Rozsah výkonu [kW]	42,3-49,9	48,6	36,3-45,5	37,8-46,1	48,5
Zdvihový objem [l]	2,2	2,4	2,2	2,2	2,1
Počet válců	4	4	4	4	4
Turbodmychadlo	ano	ano	ano	ano	ano
Hmotnost [kg]	300	233	194	203	210
Emisní norma	stage III B	stage III B	stage III A	stage III A	stage III B

Všech pět porovnávaných jednotek dosahuje velmi podobných parametrů, a proto je výběr konkrétní jednotky velmi obtížný. Nejvyšší hodnoty výkonu a také nejširšího rozsahu výkonu dosahuje motorová jednotka Kohler, její nevýhodou je vysoká hmotnost, která převyšuje až o 50 % hmotnosti některých konkurentů. Nežádoucí dominance v tomto parametru je mnohem výraznější než výkonnostní výhoda, a tak řadí motorovou jednotku Kohler na poslední místo. Druhé nejvyšší, téměř shodné, hodnoty výkonu dosahují motory Kubota a Yanmar. Výkonová rezerva u těchto dvou motorů, může znamenat delší životnost motoru. Naopak motor Perkins využije svůj výkonnostní potenciál téměř na maximum. Při takové shodě parametrů je nejsilnějším rozhodovacím kritériem pořizovací cena motorové jednotky, případně její dostupnost na trhu.



Obr. 15 Průmyslová diesellová motorová jednotka Perkins 404D-22T [48]

## ZÁVĚR

Cílem této bakalářské práce je popsat problematiku při návrhu motorové jednotky smykem řízeného nakladače, provedení návrhového výpočtu a následná volba motorové jednotky.

Práce je rozdělena do tří hlavních částí. První část obsahuje stručné představení smykem řízených nakladačů. Poté je znázorněno konstrukční provedení a podrobněji popsány hlavní části nakladače, které mají podstatný vliv na výkon motorové jednotky. Posledním bodem první části je rešeršní výběr smykem řízených nakladačů, které se svými parametry přibližují parametrům ze zadání, spadají tedy do stejné hmotnostní kategorie. U těchto patnácti strojů jsou graficky porovnány parametry mající podstatný vliv na hodnotu výkonu motorové jednotky a také samotná hodnota výkonu motoru u jednotlivých nakladačů.

Druhá část práce je zaměřena na výpočtový návrh výkonu motorové jednotky. Postup výpočtu byl odvozen ze studií zabývajících se obdobnou tematikou. Hodnota výsledného výkonu byla stanovena výběrem z potřebných výkonů pro čtyři uvažované pracovní režimy. Výkon pro každý režim je roven součtu výkonnostních požadavků pro jednotlivé funkce stroje využívané při tomto režimu. První pracovní režim stroje uvažuje průběh pracovního cyklu na nezpevněném podloží, jaké představuje například udusaná zemina. Další režim popisuje průběh pracovního cyklu na měkkém podloží, což může představovat například mírně podmáčená travnatá plocha. Oba tyto pracovní režimy využívají maximální výkon pracovní hydraulické soustavy a výkon potřebný pro chod základních funkcí nakladače. Oba tyto režimy jsou také nejprve zkoumány na rovině a poté do stoupání, což významně ovlivňuje jejich výkonnostní požadavky na hydraulickou soustavu pojezdu. Další z pracovních režimů znázorňuje pojíždění po pevném podloží. Nejprve je uvažováno pojíždění maximální rychlostí pojezdu po rovině, poté maximální rychlostí nižšího převodového stupně do stoupání a poslední zkoumanou variantou toho režimu je otáčení plně naloženého nakladače na místě s vysokým koeficientem tření. Při tomto režimu není využívána pracovní hydraulická soustava. Posledním pracovním režimem je náběr materiálu bez využití pracovní hydraulické soustavy, tedy uvažujeme náběr materiálu najetím do hromady, až dojde k překonání třecích sil mezi podložím a pneumatikami, tedy prokluzu pneumatik.

Zvolená hodnota výsledného výkonu je 45 kW. Vypočtené hodnoty se pohybují v intervalu 44 až 64 kW. Horní polovina intervalu dosahuje vyšších hodnot, než nakladače z rešeršní části, toto předdimenzování je způsobeno současným využitím maximálního výkonu pracovní hydraulické soustavy a velkého výkonu hydraulické soustavy pojezdu. V reálných situacích, kdy má nastat překročení maximální hodnoty výkonu motorové jednotky, dojde u smykem řízených nakladačů ke snížení dynamiky pojezdu, či k prodloužení času pracovního cyklu, tento pokles není příliš výrazný, a tak lze volit hodnotu výkonu motorové jednotky nižší, tedy ze spodní části intervalu.

Třetí část práce se zabývá výběrem vhodné motorové jednotky. Je porovnáváno pět motorových jednotek, různých výrobců, dostupných pro Evropskou unii, které dosahují požadovanou hodnotu výkonu a splňují emisní normu stage III A/B. Hodnoty porovnávaných parametrů jsou u všech jednotek velmi podobné, a tak je těžké vybrat jednu konkrétní motorovou jednotku. V takovém případě bývá nejsilnějším kritériem pro rozhodování pořizovací cena. Další možností je testování motorových jednotek a následné vyhodnocení nejvhodnější jednotky pro daný nakladač. Toto řešení je však příliš nákladné.

V této práci bylo dosaženo hodnot přibližujících se skutečným hodnotám udávaných výrobcí smykem řízených nakladačů, vše tak nasvědčuje tomu, že tato práce splnila své cíle a při její tvorbě bylo postupováno správně. Při návrhu je uvažováno užití průmyslových spalovacích vznětových motorů. Vyšší emise a spalování paliv vyráběných z ropy, jejíž zásoba rapidně klesá, nejspíše způsobí postupné vytlačení současných spalovacích motorů motory, které budou spalovat jiná media, či motory poháněné elektrickou energií, o což se již řada výrobců pokouší. Globální využití těchto elektromotorů je však, díky svým výrazným nedostatkům, stále hrdbou budoucnosti.

## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] MARŠÁL, Petr. *Stavební stroje*. První vydání. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004. 189 s. ISBN 80-214-2774-4.
- [2] HÁJEK, Ondřej. Melroe M400 – první smykem řízený nakladač na světě. In: *bagry.cz* [online]. bagry.cz: ©2004-2018, 8. 5. 2005 [cit. 23. 5. 2018]. ISSN: 1801-0768. Dostupné z:  
[http://bagry.cz/clanky/veterani/melroe\\_m400\\_prvni\\_smykem\\_rizeny\\_nakladac\\_na\\_sвете](http://bagry.cz/clanky/veterani/melroe_m400_prvni_smykem_rizeny_nakladac_na_sвете)
- [3] *LOCUST 753* [online]. Rašovec: ©2011. [cit. 15. 2. 2018]. Dostupné z:  
<http://eshop.rasovec.cz/locust-753>
- [4] VANĚK, Antonín. *Moderní strojní technika a technologie zemních prací*. První vydání. Praha: Academia, 2003. 526 s. ISBN 80-200-1045-9.
- [5] WAY INDUSTRY Inc. *Návod k obsluze a údržbě LOCUST L752*. [online]. 2. vyd. Krupina: Way Industries, a.s., [cit. 12. 5. 2018]. Dostupné z:  
<http://docplayer.cz/30736122-Navod-k-obsluze-a-udrzbe-locu-c-st-17.html>
- [6] *Hydrostatic transmissions* [online]. SACE: ©1995. [cit. 3. 3. 2018]. Dostupné z:  
<http://www.sace-srl.com/portfolio/hydrostatic-transmission/?lang=en>
- [7] YALCIN, Tugce. *Design of skid-steer loader* [online]. Middle East Technical University, 133 s., 13. 9. 2012 [cit. 20. 2. 2018]. Dostupné z:  
<https://etd.lib.metu.edu.tr/upload/12614799/index.pdf>.
- [8] HÁJEK, Ondřej. Smykem řízené nakladače Case 435 a 445 zaujmou odpruženým výložníkem. In: *bagry.cz* [online]. bagry.cz: ©2004-2018, 23. 3. 2005 [cit. 20. 2. 2018]. ISSN: 1801-0768. Dostupné z:  
[http://bagry.cz/clanky/recenze/smykem\\_rizene\\_nakladace\\_case\\_435\\_a\\_445\\_zaujmou\\_odpruzenym\\_vyloznikem](http://bagry.cz/clanky/recenze/smykem_rizene_nakladace_case_435_a_445_zaujmou_odpruzenym_vyloznikem)
- [9] *Skid Steer S630 Radius Lift* [online]. For Construction Pros: ©2011. [cit. 20. 2. 2018]. Dostupné z: <https://www.forconstructionpros.com/equipment/earthmoving-compact/article/10733059/skid-steer-lift-arm-geometry-and-its-impact-on-loader-performance#&gid=1&pid=4>

- [10] BENNINK, Curt. Skid-steer Geometry Demystified. In: *forconstructionpros.com* [online]. For Construction Pros: ©2011, 17. 7. 2018 [cit. 20. 2. 2018]. Dostupné z: <https://www.forconstructionpros.com/equipment/earthmoving-compact/article/10733059/skid-steer-lift-arm-geometry-and-its-impact-on-loader-performance>
- [11] BLAŽEK, Jaroslav. *Možnosti využití smykem řízených nakladačů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 39 s. Vedoucí práce doc. Ing. Miroslav Škopář, CSc.
- [12] *Bobcat Compact Track Loaders* [online]. Bobcat Company: ©2016. [cit. 16. 2. 2018]. Dostupné z: <https://www.bobcat.com/eu/en/attachments/compact-track-loader-attachments#lightbox>
- [13] *4TNV88-BDSA* [online]. ©Yanmar CO., Ltd. [cit. 3. 2. 2018]. Dostupné z: <https://www.yanmar.com/us/product/4tnv88-bdsa/>
- [14] *Bobcat Engine: Bobcat Engine Introduction in Europe* [online]. Bobcat Company: ©2016. [cit. 3. 2. 2018]. Dostupné z: <https://www.bobcat.com/eu/learn/bobcat-engine/overview>
- [15] VAŠKO, Roman. *Plnění emisních norem u traktorových motorů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 59 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Radim Dundálek, Ph.D.
- [16] MIKULÁŠEK, Jan. *Emise vozidlových motorů*. Brno: Mendelova univerzita v Brně, Agronomická fakulta, 2011. 64 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Pevl Sedlák, CSc..
- [17] FRIES, Jiří. *Zemní stroje*. [online]. První vydání. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2012. 229 s. [cit. 8. 4. 2018]. Dostupné z: [http://www.person.vsb.cz/archivcd/FS/ZS/TEXT/Zemni\\_stroje\\_340-0333\\_www.pdf](http://www.person.vsb.cz/archivcd/FS/ZS/TEXT/Zemni_stroje_340-0333_www.pdf)
- [18] GREGOR, Miroslav. České pneumatiky Mitas pro těžební techniku. In: *stavebnitechnika.cz* [online]. 7.7. 2014 [cit. 8. 4. 2018]. Dostupné z: <https://www.stavebnitechnika.cz/clanky/ceske-pneumatiky-mitas-pro-tezebni-techniku>
- [19] ISO 14397-1:2007. *Earth-moving machinery – Loaders and backhoe loaders – Part 1: Calculation of rated operating capacity and test method for verifying calculated tipping load*.
- [20] ISO 7131:2009. *Earth-moving machinery – Loaders – Terminology and commercial specifications*.

- [21] HORT, Jan. O práci s kloubovým nakladačem aneb umíte nakládat? První část: Vymezení pojmů. In: *Bagry.cz* [online]. 16. 7. 2010 [cit. 1. 5. 2018]. ISSN: 1801-0768. Dostupné z: [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)
- [22] ISO 6015:2006. *Earth-moving machinery – Hydraulic excavators and backhoe loaders – Methods of determining tool forces.*
- [23] ISO 1585:1992. *Road vehicles – Engine test code – Net power.*
- [24] BOBCAT [online katalogový list]. *S510 SKID-STEER LOADER SPECIFICATIONS.* ©2018. [cit. 11. 5. 2018]. Dostupné z: [http://chibupamaquinaria.com/wp-content/uploads/2014/02/S510\\_Machine\\_Specs.pdf](http://chibupamaquinaria.com/wp-content/uploads/2014/02/S510_Machine_Specs.pdf)
- [25] CASE Construction Inc. [online katalogový list]. *SR160.* ©2013. [cit. 11. 5. 2018]. Dostupné z: <https://cdn-assets.colemanequip.com/specsheets/sr160.pdf>
- [26] CATERPILLAR [online katalogový list]. *Cat 226D SKID STEER LOADER.* ©2016. [cit. 11. 5. 2018]. Dostupné z: <https://s7d2.scene7.com/is/content/Caterpillar/C10504937>
- [27] GEHL [online katalogový list]. *SKID LOADERS GEHL.* ©2017. [cit. 11. 5. 2018]. Dostupné z: [http://www.gehl.com/docs/default-source/skid-loader-documents/gehl-skid-loaders\\_full-product-line\\_\(06-2017\).pdf](http://www.gehl.com/docs/default-source/skid-loader-documents/gehl-skid-loaders_full-product-line_(06-2017).pdf)
- [28] JCB [online katalogový list]. *JCB SKID STEER LOADER RANGE.* [cit. 11. 5. 2018]. Dostupné z: <http://www.jcb.ee/wp-content/uploads/160-180.pdf>
- [29] DEERE & COMPANY [online katalogový list]. *G-SERIES SMALL FRAMES John Deere.* ©Deere & Company 2011-2016 [cit. 11. 5. 2018]. Dostupné z: [http://www.deere.com/en\\_US/docs/html/brochures/publication.html?id=8911856e#1](http://www.deere.com/en_US/docs/html/brochures/publication.html?id=8911856e#1)
- [30] JSC, KOVROV ELECTROMECHANICAL PLANT“ [online katalogový list]. *Ant.* [cit. 11. 5. 2018]. Dostupné z: <http://www.kemz.org/eng/ant.pdf>
- [31] KOMATSU Ltd. JAPAN [online katalogový list]. *Skid Steer Loader SK815-5.* ©2018. [cit. 11. 5. 2018]. Dostupné z: <https://webassets.komatsu.eu/displayBrochure.ashx?id=75382>
- [32] WAY INDUSTRIES Inc. [online katalogový list]. *LOCUST 753.* ©WAY INDUSTRIES Inc. [cit. 11. 5. 2018]. Dostupné z: [http://www.locustloaders.com/sites/all/themes/locustloaders/downloads/locust-753\\_en.pdf](http://www.locustloaders.com/sites/all/themes/locustloaders/downloads/locust-753_en.pdf)



- [33] MUSTANG Inc. [online katalogový list]. *SKIS STEER LOADERS radial & vertical lift*. ©2017. [cit. 11. 5. 2018]. Dostupné z: [http://www.mustangmfg.com/docs/librariesprovider2/brochures/mustang-full-line-skid-steer-loaders\\_\(07-2017\)\\_web.pdf?sfvrsn=177d316a\\_2](http://www.mustangmfg.com/docs/librariesprovider2/brochures/mustang-full-line-skid-steer-loaders_(07-2017)_web.pdf?sfvrsn=177d316a_2)
- [34] NEW HOLLAND CONSTRUCTION [online katalogový list]. *Skid steer loaders and compact track loaders*. ©2016. [cit. 11. 5. 2018]. Dostupné z: [https://assets.cnhindustrial.com/nhce/NAR\\_Downloads/Equipment/Skid-Steer-Loaders/200\\_Series\\_SSL\\_CTL\\_Brochure.PDF](https://assets.cnhindustrial.com/nhce/NAR_Downloads/Equipment/Skid-Steer-Loaders/200_Series_SSL_CTL_Brochure.PDF)
- [35] THOMAS EQUIPMENT Inc. [online katalogový list]. *Thomas 185: The High-Lift Workhorse*. ©2012. [cit. 11. 5. 2018]. Dostupné z: [https://www.thomasloaders.com/upload\\_files/manuals/Model%20185.PDF](https://www.thomasloaders.com/upload_files/manuals/Model%20185.PDF)
- [36] VOLVO CONSTRUCTION EQUIPMENT [online katalogový list]. *MC70C, MC85C, MC100C, MC105C*. ©2017. [cit. 11. 5. 2018]. Dostupné z: [https://www.volvoce.com/-/media/volvoce/global/products/skid-steer-loaders/brochures/brochure\\_mc70c\\_mc85c\\_mc100c\\_mc105c\\_en\\_na\\_22\\_voe2210009433.pdf?v=5DU8Pw](https://www.volvoce.com/-/media/volvoce/global/products/skid-steer-loaders/brochures/brochure_mc70c_mc85c_mc100c_mc105c_en_na_22_voe2210009433.pdf?v=5DU8Pw)
- [37] WACKER NEUSON SE [online katalogový list]. *SW17*. ©2018. [cit. 11. 5. 2018]. Dostupné z: [http://www.wackerneuson.us/index.php?wackerneuson\\_productsfe%5BgetPiPdf%5D=1&id=7107&L=0&MP=311-251&wackerneuson\\_productsfe%5Bproductid%5D=8419&wackerneuson\\_productsfe%5Btype%5D=InfoMaterial&wackerneuson\\_productsfe%5BpdfLanguage%5D=0](http://www.wackerneuson.us/index.php?wackerneuson_productsfe%5BgetPiPdf%5D=1&id=7107&L=0&MP=311-251&wackerneuson_productsfe%5Bproductid%5D=8419&wackerneuson_productsfe%5Btype%5D=InfoMaterial&wackerneuson_productsfe%5BpdfLanguage%5D=0)
- [38] SHANDONG WECAN TECHNOLOGY CO., Ltd. [online katalogový list]. *770 Skid Steer Loader*. © 2012. [cit. 11. 5. 2018]. Dostupné z: <http://www.wecanfactory.com/Product.asp?SortID=0001001100010004&ItemID=113>
- [39] BEČKA, Pavel. *Revize a návrh úprav chladícího systému smykem řízených nakladačů B861, B961*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 77 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Miroslav Škopáň, CSc.
- [40] PACAS, Blahoslav. *Teorie stavebních strojů*. 2. vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1986. 244 s.
- [41] PRACHAŘ, Roman. *Jízdní odpory vozidel*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Ústav soudního inženýrství, 2010. 85 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Tomáš Rochla

- [42] VANĚK, David. *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.
- [43] SEHA [online katalogový list]. *2017 product catalogue*. ©2016. [cit. 26. 4 2018] Dostupné z: <https://tyre.seha.com.tr/sehatyre.pdf>
- [44] *Kolo disk. 8,25x16,5 6/205/161 A2 ET-30 LOCUST-752* [online]. ATP Motor: ©2018. [cit. 26. 4 2018]. Dostupné z: [http://shop.atpmotor.cz/index.php?sekce=detail\\_polozky&id\\_produktu=164070-kolo-disk.-8%2C25x16%2C5-6%2F205%2F161-a2-et%E2%80%9330-locust%E2%80%93752](http://shop.atpmotor.cz/index.php?sekce=detail_polozky&id_produktu=164070-kolo-disk.-8%2C25x16%2C5-6%2F205%2F161-a2-et%E2%80%9330-locust%E2%80%93752)
- [45] ELO [online katalogový list]. *ELO katalog hydraulických válců*. ©ELOtechnik.cz. [cit. 4. 5. 2018] Dostupné z: [https://www.elotechnik.cz/files/products\\_files/e/elo\\_katalog\\_hydraulicky\\_valcu.pdf](https://www.elotechnik.cz/files/products_files/e/elo_katalog_hydraulicky_valcu.pdf)
- [46] KOHLER CO. [online katalogový list]. *KDW 1603 2204 2204/T*. © 2016 Kohler Co. [cit. 4. 5. 2018]. Dostupné z: <https://power.kohler.com/na-en/engines/product/kdw2204t>
- [47] KUBOTA ENGINE AMERICA CORPORATION. [online katalogový list]. *Kubota 03 series*. ©1996-2018 [cit. 4. 5. 2018]. Dostupné z: <HTTP://www.kubotaengine.com/products/engines/vertical-diesel/kubota-03-m-series>
- [48] PERKINS ENGINES CO. [online katalogový list]. *404D-22T Industrial Diesel Engine*. ©2018. [cit. 4. 5. 2018]. Dostupné z: [https://www.perkins.com/en\\_GB/products/new/perkins/industrial/industrial/1000002623.html](https://www.perkins.com/en_GB/products/new/perkins/industrial/industrial/1000002623.html)
- [49] IHI SHIBAURA MACHINERY CORPORATION. [online katalogový list]. *Diesel Engine Tier 4 Final Product Line*. ©IHI Shibaura Machinery Corporation. [cit. 4. 5. 2018]. Dostupné z: <http://www.ih-shibaura.com/english/product/engine/>
- [50] YANMAR CO: [online katalogový list] *4TNV86CHT*. ©YANMAR. [cit. 4. 5. 2018]. Dostupné z: <http://www.yanmarindustrial.eu/Diesel-Engines/4TNV86CHT-111/>

## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$\alpha$	$^{\circ}$	úhel stoupání překonávaného strojem
$a_{11}$	$N \cdot m^{-2}$	návrhové translační zrychlení stroje pro režim 1.1
$a_{12}$	$m \cdot s^{-2}$	návrhové translační zrychlení stroje pro režim 1.2
$a_{21}$	$m \cdot s^{-2}$	návrhové translační zrychlení stroje pro režim 2.1
$a_{22}$	$m \cdot s^{-2}$	návrhové translační zrychlení stroje pro režim 2.2
$a_{31}$	$m \cdot s^{-2}$	návrhové translační zrychlení stroje pro režim 3.2
$b_k$	$m$	šířka pneumatiky
$c$	$Pa$	koheze podloží
$C1$		konstantní součinitel valivého odporu pro podloží
$C2$		konstantní součinitel valivého odporu pro pneumatiku
CEGR		Cooled Exhaust Gas Recirculation
CO		oxid uhelnatý
$D$	$m$	průměr kola
$D_{HL}$	$mm$	průměr pístu hydromotoru pro ovládání lopaty
$D_{HLS}$	$mm$	skutečný průměr pístu hydromotoru pro ovládání lopaty
$D_{HV}$	$mm$	průměr pístu hydromotoru pro zvedání výložníku
$D_{HVS}$	$mm$	skutečný průměr pístu hydromotoru pro zvedání výložníku
$d_{HVS}$	$mm$	skutečný průměr pístní tyče hydromotoru pro zvedání výložníku
DPF		Diesel Particulate Filter
$\varepsilon$	$N \cdot m^{-3}$	součinitel vyjadřující vliv objemového přetvoření podloží

$f_1$		součinitel vnitřního tření povrchu
$F_{HL}$	$N$	síla působící na plochu pístu hydromotoru pro ovládání lopaty
$F_{HLS}$	$N$	skutečná síla působící na plochu pístu hydromotoru pro ovládání lopaty
$F_{HV}$	$N$	síla působící na plochu pístu hydromotoru pro zvedání výložníku
$F_{HVS}$	$N$	skutečná síla působící na plochu pístu hydromotoru zvedání výložníku
$F_{PA}$	$N$	adhezní síla působící na přední kola
$F_{PN}$	$N$	zatížení přední nápravy nezatíženého nakladače
$F_{PV} = F_V$	$N$	překlápěcí síla pro vylamování
$F_{PZ}$	$N$	maximální překlopná síla při zdvihu výložníku
$F_{tp}$	$N$	třecí síla působící při zatačení na kola přední nápravy
$F_{tz}$	$N$	třecí síla působící při zatačení na kola zadní nápravy
$F_V$	$N$	vylamovací síla stanovená pomocí překlápěcí síly
$F_{VS}$	$N$	skutečná vylamovací síla
$F_{ZA}$	$N$	adhezní síla působící na zadní kola
$F_{ZN}$	$N$	zatížení zadní nápravy nezatíženého nakladače
$F_{ZPN}$	$N$	normálová síla působící na přední nápravu při max. zatížení nakladače
$F_{ZV}$	$N$	zvedací síla stanovená pomocí překlápěcí síly
$F_{ZVS}$	$N$	skutečná zvedací síla
$F_{ZZN}$	$N$	normálová síla působící na zadní nápravu při max. zatížení nakladače
$g$	$m \cdot s^{-2}$	tíhové zrychlení
$G_k$	$N$	únosnost přední pneumatiky
HC		nespálené uhlovodíky

$i_n$		převodový poměr řetězového převodu
$J_{Ki}$	$kg \cdot m^{-2}$	moment setrvačnosti kola
$l_1$	$mm$	vzdálenost mezi čepem lopaty a působišťem vylamovací síly
$l_v$	$mm$	vzdálenost těžiště lopaty od hlavního čepu výložníku
$m$	$kg$	hmotnost stroje s nákladem
$m_b$		součinitel plnosti běhounu pneumatiky
$M_{kz}$	$N \cdot m$	kroučící moment při zatačení
$m_n$	$kg$	maximální zatížení stroje
$m_{pr}$	$kg$	provozní hmotnost nakladače
$m_p$	$kg$	hmotnost pneumatiky
$m_r$	$kg$	hmotnost ráfku
$m_s$	$kg$	hmotnost stroje
$m_z$	$kg$	maximální zatížení stroje
$NO_x$		oxidy dusíku
$P_Z$	$W$	výkon pro chod základních funkcí
$p$	$Pa$	tlak huštění pneumatiky
$P_m$	$W$	výsledný výkon motorové jednotky
$P_{11}$	$W$	celkový výkon při režimu 1.1
$P_{12}$	$W$	celkový výkon při režimu 1.2
$P_{21}$	$W$	celkový výkon při režimu 2.1
$P_{22}$	$W$	celkový výkon při režimu 2.2
$P_{31}$	$W$	celkový výkon při režimu 3.1

$P_{32}$	$W$	celkový výkon při režimu 3.2
$P_A$	$W$	výkon nutný pro překonání adhezních sil
$P_H$	$W$	výkon hydrogenerátoru pracovní hydraulické soustavy
$P_{p11}$	$W$	výkon pro hydraulickou soustavu pojezdu v režimu 1.1
$P_{p12}$	$W$	výkon pro hydraulickou soustavu pojezdu v režimu 1.2
$P_{p21}$	$W$	výkon pro hydraulickou soustavu pojezdu v režimu 2.1
$P_{p22}$	$W$	výkon pro hydraulickou soustavu pojezdu v režimu 2.2
$P_{p31}$	$W$	výkon pro hydraulickou soustavu pojezdu v režimu 3.1
$P_{p32}$	$W$	výkon pro hydraulickou soustavu pojezdu v režimu 3.2
$P_{\check{R}}$	$W$	výkon motoru potřebný pro řízení stroje
PM		pevné částice
$P_p$	$W$	celkový výkon potřebný pro pojezd stroje
$Q_L$	$l \cdot \text{min}^{-1}$	průtok pro naplnění hydromotoru lopaty tlakovou kapalinou
$Q_{LV}$	$l \cdot \text{min}^{-1}$	navržený průtok tlakové kapaliny
$Q_V$	$l \cdot \text{min}^{-1}$	průtok pro naplnění hydromotoru výložníku tlakovou kapalinou
$r_d$	$m$	poloměr zatíženého kola
$r_N$	$mm$	rozvor náprav
$r_v$	$mm$	vzdálenost mezi hlavním čepem výložníku a čepem hydromotoru
$R_c$	$N$	celkový odpor proti pohybu stroje
$R_d$	$N$	celkový dynamický odpor
$r_d$	$m$	poloměr zatíženého kola
$R_p$	$N$	vnitřní složka valivého odporu (odpor od deformace kola)

$r_p$	$m$	největší poloměr pneumatiky
$r_r$	$m$	poloměr ráfku
$R_s$	$N$	odpor stoupání
$R_t$	$N$	vnější složka valivého odporu (odpor od deformace podloží)
$R_v$	$N$	celkový valivý odpor
$R_{vk}$	$N$	valivý odpor jednoho kola stroje
$S_{HL}$	$mm^2$	plocha pístu hydromotoru
$S_{HV}$	$mm^2$	plocha pístu hydromotoru výložníku
$S_{UPT}$	$mm^2$	plocha uchycení pístní tyče na ploše pístu
SCR		Selective Catalytic Reduction
$S_s$	%	stoupání
$t_{DV}$	s	čas potřebný pro spuštění výložníku
$t_{VL}$	s	čas potřebný pro vysypání lopaty
$t_{ZL}$	s	čas zavírání lopaty od polohy, kdy je motor plně vysunut
$t_{ZV}$	s	čas zdvihu výložníku ze spodní do nejvyšší plochy
$v$	$m \cdot s^{-1}$	je pojezdová rychlost
$v_1$	$mm$	vzdálenost mezi čepem lopaty a osou hydromotory
$v_{11}$	$km \cdot h^{-1}$	rychlost v režimu 1.1
$v_{12}$	$km \cdot h^{-1}$	rychlost v režimu 1.2
$v_{21}$	$km \cdot h^{-1}$	rychlost v režimu 2.1
$v_{22}$	$km \cdot h^{-1}$	rychlost v režimu 2.2
$v_{31}$	$km \cdot h^{-1}$	rychlost v režimu 3.1

$v_{32}$	$km \cdot h^{-1}$	rychlost v režimu 3.2
$v_4$	$km \cdot h^{-1}$	rychlost najíždění nakladače do hromady materiálu
$V_{HL}$	$l$	průtok hydromotoru
$V_{HV}$	$l$	objem hydromotoru
$v_z$	$km \cdot h^{-1}$	rychlost při zatačení stroje
$x_{TL}$	$mm$	vzdálenost působíště maximálního zatížení stroje
$x_{TL}$	$mm$	vzdálenost působíště překlopné síly od přední nápravy
$x_{TN}$	$mm$	vzdálenost mezi těžištěm a přední nápravou
$x_{TV}$	$mm$	vzdálenost působíště vylamovací síly od přední nápravy
$Z_{HL}$	$mm$	zdvih hydromotoru pro ovládání lopaty
$Z_{HV}$	$mm$	zdvih hydromotoru pro zvedání výložníku
$\mu_{HS}$		účinnost pracovního hydraulického systému
0,27		odvozená konstanta pro stykovou plochu pneumatiky
0,45		podíl provozní hmotnosti nakladače působící na přední nápravu
0,55		podíl provozní hmotnosti nakladače působící na zadní nápravu
3,6		konstanta pro převod jednotek z $km \cdot h^{-1}$ na $m \cdot s^{-1}$
$1,666 \cdot 10^{-5}$		konstanta pro převod jednotek z $l \cdot min$ na $m^3 \cdot s^{-1}$