

VŠB-TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA
FAKULTA STROJNÍ
KATEDRA VÝROBNÍCH STROJŮ A KONSTRUOVÁNÍ



**Modernizace univerzálního nakládacího
stroje**

Modernization of Universal Loading Machine

Student:

Bc. Petr Konopka

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Tomáš Kubín, Ph.D.

Ostrava 2014

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Petr Konopka**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 20 Výrobní stroje a zařízení
Téma: **Modernizace univerzálního nakládacího stroje
Modernization of Universal Loading Machine**

Zásady pro vypracování:

Na stávajícím nakládacím stroji navrhnete modernizaci těchto provázaných částí: nosiče lopaty a samotné lopaty pro provedení s teleskopickým ramenem a rychloupínačem. Pro nové konstrukční řešení zkontrolujte stávající otočné rameno. Objemový parametr lopaty je 0,7-0,8 m³. Zpracujte rešerši stávajícího stavu a používaných řešení. Navrhnete variantní řešení a provedte konstrukční návrh vybrané varianty. Kontrolními výpočty ověřte správnost návrhu. Zpracujte výkresovou dokumentaci (upřesní vedoucí práce).

Seznam doporučené odborné literatury:

- KALAB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části spojovací*. 1. vydání VŠB-TU Ostrava, 2007, 91s. ISBN 978-80-248-1290-8
- KALAB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části pohonu strojů*. 1. vydání VŠB-TU Ostrava, 2007, 91s. ISBN 978-80-248-1860-3
- DEJL, Z.: *Konstrukce strojů a zařízení I. Spojovací části strojů. Návrh. Výpočet. Konstrukce*. Montanex a.s. Ostrava, 2000, ISBN 80-7225-018-3
- MORAVEC, V., HAVLÍK, J.: *Výpočet a konstrukce strojních dílů*. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2005, ISBN 80-248-0878-1
- NĚMČEK, M.: *Řešené příklady ČaMS Spoje*. 2. vydání. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8
- LEINVEBER, J., VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky*. 1. vydání. Úvaly: Albra-pedagogické nakladatelství, 2003, ISBN 80-86490-74-2

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Tomáš Kubín, Ph.D.**

Datum zadání: 13.12.2013

Datum odevzdání: 19.05.2014



doc. Dr.Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě:.....

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užití díla v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užití své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby

V Ostravě:.....

.....

podpis studenta

Bc. Konopka Petr

Těrlicko 360, 735 42

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

KONOPKA, Petr. Modernizace univerzálního nakládacího stroje. Ostrava, 2014. Diplomová práce. VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování. Vedoucí práce Kubín, T.

Diplomová práce se zabývá návrhem nové nakládací lopaty pro teleskopické rameno stroje NSU 1E – P1 firmy DUVAS-UNI dle zadaných požadavků. V úvodní části jsou shrnuty legislativní parametry. V teoretické části práce jsou uvedeny mimo jiné různé typy nakládacích lopat, rychloupínačů i dalších důlních nakladačů. V další části práce jsou popsány jednotlivé konstrukční uzly navržené sestavy, kinematika a výpočtová část. Ve výpočtové části je provedena kontrola hydraulických válců na rameni stroje, dále kontrola otoče ramene a vybraných konstrukčních uzlů sestavy. Krajní situace při provozu je spočítána pomocí metody konečných prvků. Práce je doplněna o výkresovou dokumentaci.

ANNOTATION OF THESIS

KONOPKA, Petr. *Modernization of Universal Loading Machine*. Ostrava, 2014. Diploma Thesis. VŠB – Technical University Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Designing. Leader Kubín, T.

In my diploma thesis I've designed new loader shovels intended to use with a NSU 1E – P1 machine's telescopic arm. The introduction overviews legislative conditions. The theoretical part of this work describes different types of loader shovels, fast clamps and mining loaders. Then I'm describing each of the construction parts and a kinetic behaviour. The computation part checks hydraulics cylinders on the telescopic arm, a turning ability of the arm and selected construction parts. Extreme situations are computed by the finite element method. The complete design documentation is attached to this diploma thesis.

Obsah

Seznam použitých značek	- 8 -
Úvod	- 10 -
1. Požadavkový list	- 12 -
2. Teorie nakládací techniky.....	- 14 -
2.1 Nakladače.....	- 14 -
2.2 Důlní nakladače ve světě.....	- 15 -
2.3 Typy lopat.....	- 17 -
2.4 Výrobci a typy rychloupínačů	- 20 -
2.5 Nakladač NSU 1E	- 23 -
3. Konstrukční uzly	- 28 -
3.1 Hydraulický <i>rychloupínač</i>	- 28 -
3.2 Sestava	- 29 -
3.3 Hydraulický válec výsypu lopaty	- 30 -
3.4 Konzola.....	- 32 -
3.5 Čep	- 33 -
3.6 Nosič.....	- 35 -
3.7 Lopata.....	- 38 -
3.8 Začepování lopaty k nosiči	- 45 -
4. Kinematika	- 48 -
5. Kontrolní výpočty	- 50 -
5.1 Stanovení hustoty nakládaného materiálu	- 50 -
5.2 Kontrola objemu lopaty	- 51 -
5.3 Kontrola hydraulického válce výsypu lopaty a výpočet reakčních sil sestavy	- 51 -
5.4 Kontrola hydraulického válce výsuvu ramene	- 54 -
5.5 Stanovení reakčních sil na otoči ramene	- 55 -
5.6 Kontrola ložisek ramene	- 59 -
5.7 Kontrola rozpěrného pouzdra	- 62 -
5.8 Kontrola čepů	- 63 -
5.9 Kontrola svaru	- 66 -
5.10 MKP výpočet	- 68 -
6. Závěr.....	- 73 -
Seznam použité literatury a zdrojů	- 74 -
Seznam příloh.....	- 76 -

Seznam použitých značek

C_0	statická únosnost ložiska	[N]
F_a	axiální síla ložiska	[N]
F_A, F_B, F_C	síla v čepu	[N]
F_D, F_E	síla v ložisku	[N]
F_{HV}	síla hydraulického válce	[N]
F_N	tažná síla podvozku stroje	[N]
F_r	radiální síla ložiska	[N]
F_s	síla působící na svar	[N]
F_Z	odpor proti zajíždění do materiálu	[N]
G	tíhová síla	[N]
M	moment k bodu	[N·m]
M_O	ohybový moment	[N·m]
P	ekvivalentní zatížení ložiska	[N]
R_A, R_B	reakční síly	[N]
R_e	mez kluzu materiálu	[Pa]
R_m	mez pevnosti materiálu	[Pa]
S	plocha pístu hydraulického válce	[m ²]
T	přenesený točivý moment	[N·m]
W_O	modul průřezu v ohybu	[m ³]
Y_0	koeficient axiálního zatížení ložiska	[-]
d	průměr pístu hydraulického válce	[m]
$d_č$	průměr čepu	[m]
d_{min}	minimální průměr čepu	[m]
g	gravitační zrychlení	[m/s ²]
h	šířka svaru	[m]
k_N	součinitel nakypření	[-]
k_{RED}	redukováná bezpečnost	[-]
k_S	koeficient bezpečnosti	[-]
l	vzdálenost síly k bodu	[m]
$l_č$	délka čepu	[m]
l_s	délka svaru	[m]
m	hmotnost materiálu	[kg]
p	pracovní tlak válce	[Pa]
p_s	tlak na čep	[Pa]

p_{SRED}	tlak v součásti redukováný provozním součinitelem	[Pa]
s_0	bezpečnost ložiska	[-]
α, β, γ	úhel sklonu hydraulického válce	[°]
π	Ludolfovo číslo	[-]
ζ_H	hustota horniny	[kg/m ³]
σ_{DO}	dovolené napětí	[Pa]
σ_O	ohybové napětí	[Pa]
σ_{ORED}	napětí v ohybu kolíku redukováné provozním součinitelem	[Pa]
τ	smykové napětí	[Pa]
τ_{DS}	dovolené smykové napětí	[Pa]
τ_{SRED}	smykové napětí v kolíku redukováné provozním součinitelem	[Pa]

Úvod

Těžba uhlí je v moravsko-slezském regionu jedním z nejhlavnějších motorů místní ekonomiky. Uhlí je totiž dodnes nejvýznamnějším pevným palivem a jedním z nejvýznamnějších zdrojů elektrické energie. V České republice se z uhlí získává přibližně polovina veškeré vyrobené elektřiny. Uhlí se také využívá k zušlechťování na koks a také v plynárenském, hutnickém a chemickém průmyslu.

Historie těžby uhlí v této oblasti je bohatá. Právě z Ostravska pocházejí archeologické důkazy o tom, že uhlí zde využíval už pravěký člověk. Možná právě přítomnost tohoto nerostu jej přiměla se zde usadit a vytvořit umělecký skvost světového významu - Landeckou Venuši.

Cílevědomá těžba a využití této suroviny však je mnohem mladšího data - dokonce podstatně mladší než těžba a zpracování kovových rud. Masovější poptávka po uhlí vznikla až s nutností nahradit dřevo v počátcích průmyslové revoluce.

Důležitým prvkem pro produktivní těžbu jsou důlní stroje. Zejména v 90. letech 20. století se v této oblasti udělal velký pokrok. Do té doby se rubání horniny dělalo zejména ručně, např. vrtání děl pro odstřelování horniny. Právě v 90. letech nastoupili do dolů moderní kombajny a víceúčelové stroje pro ražení chodeb.

Jednou z firem zabývajících se konstrukcí těchto důlních strojů, je firma DUVAS-UNI s.r.o. sídlící v Pržně na frýdecko-míšecku. Jedním z produktů této firmy je nakládací stroj NSU 1E, který se dodává ve dvou provedeních: P1- teleskopické rameno s hydraulickým rychloupínačem a příslušenstvím (probírkovou lopatou 0,35m³, nebo s hydraulickým bouracím kladivem) jako přibírkový, P3- pevné rameno s lopatou pro boční výsyp 1,2m³, - jako nakládací. Cílem této diplomové práce je zvýšit účelovost NSU 1E P1, tím, že se ke zmíněnému teleskopickému ramenu dá kromě bouracího kladiva a přibírkové lopaty připojit také lopata nakládací. Konstruktivní řešení této menší nakládací lopaty je předmětem této diplomové práce.

Stroj NSU 1E je konstruován pro provoz v důlních podmínkách v prostorech s nebezpečím výbuchu plynu a prachu I M2.

Princip v šachtách je takový, že se neustále postupně zvětšuje chodba o nárysné ploše cca. 15-19 m². Nejprve se do pracovní plochy navrtá cca. 100 děl délky kolem 2 m, do kterých se poté umístí trhavina. Po následném odstřelu se hornina nabere nakládací lopatou na dopravní zařízení, které horninu odveze do zásobníku.

Jako dopravní zařízení se dá použít buď kolejová doprava s vozíky, nebo pomocí dopravníků. Efektivní způsob je, že v první fázi se hornina nakládá na hřeblový dopravník, na kterém je umístěn drtič kamene. Následně přes přesyp hřeblového dopravníku spadá

materiál na pásový dopravník. Jak se chodba prodlužuje při ražení, musí se pásový dopravník neustále prodlužovat.

Jak je všechna hornina odvezena, na rychloupínač nakládacího stroje se může umístit zvedací plošina pro stavbu důlních obloukových výztuží (tzv. "hajcmanů"), nebo svorníkovací zařízení, které zpevní horninu nad chodbou, případně bourací kladivo pro úpravu povrchu.

Postupem času ale nastává problém s bobtnáním počvy, kdy se zvedá spodek chodby, a to vlivem tlaku horniny na boky a zvýšenou vlhkostí horniny počvy.

V takovém případě se nasadí bourací kladivo, kterým se počva rozruší, a následně se přibírkovou lopatou zarovná spodek chodby v prostoru mezi boky chodby, tedy i pod dopravníkem. [1]

1. Požadavkový list

Cílem této diplomové práce je modernizovat důlní nakladač NSU 1E - P1 přidáním nakládací lopaty o objemu 0,8 m³. Při návrhu této lopaty jsem se měl snažit použít co nejvíce unifikovaných dílů, navrhnout na lopatě prvky pro snadnější montáž a držet se základních požadavků firmy i požadavků daných normami a technickými specifikacemi.

Firemní požadavky

Firma zadala tyto základní požadavky pro konstrukci sestavy:

- možnost připojení k stávajícímu rychloupínači nakladače NSU 1E
- možnost přivaření adaptéru 1MG10FC firmy STAVTECH k lopatě
- objem lopaty 0,8 m³
- nakládat se bude rubanina při ražení chodeb na hřeblový dopravník, nebo do důlních vozů
- boční výklop lopaty napravo, nebo nalevo
- volit materiál s ohledem na otěr (abrazivní materiál)
- volit materiál s ohledem na namáhání
- volit materiál s ohledem na důlní prostředí I M2

Lopata se bude používat v prostředí s nebezpečím výbuchu metanu do I M2 dle ČSN EN 13463-1, včetně dolů s nebezpečím otřesů, průtrží hornin a plynů., s omezením obsahu metanu v atmosféře do hodnoty, stanovené příslušným předpisem v zemi uživatele. (V ČR v prostorách se zvýšeným nebezpečím výbuchu metanu SNM do 1,5 % metanu a v prostředích s nebezpečím i nižších stupňů, podle § 232 vyhlášky ČBÚ č 22/1989 Sb. ve znění pozdějších předpisů. Splňuje technické požadavky uvedené v NV 23/2003 Sb. v platném znění skupiny I kategorie M 2).

Legislativní požadavky

Zde jsou vybrané požadavky stanovené normami a technickými specifikacemi, které musí stroj NSU 1E splňovat:

Číslo	Název
ČSN EN 12100-2	Bezpečnost strojních zařízení: technické směrnice
ČSN EN 12100-1	Bezpečnost strojních zařízení: základní pojmy
ČSN EN 1127-2+A1:2010	Prevence a ochrana proti výbuchu
ČSN EN 13463-1:2010	Neelektrická zařízení pro prostředí s nebezpečím výbuchu. Část 1: Základní předpoklady a požadavky.

ČSN EN 982	Požadavky na bezpečnost hydraulických a pneumatických systémů a jejich součástí.
ČSN EN 418	Zařízení pro nouzové zastavení a hlediska funkčnosti.
ČSN EN 1050	Zásady pro posouzení rizika
ČSN EN 60079-0:2009	Elektrická zařízení pro prostředí s nebezpečím výbuchu. Všeobecné požadavky.
ČSN EN 60079-1:2010	Elektrická zařízení pro prostředí s nebezpečím výbuchu. Ohnivzdorný závěr „d“.
ČSN EN 60079-25	Elektrická zařízení pro prostředí s nebezpečím výbuchu. Jiskrově bezpečné provedení „i“.
ČSN EN 50303	Zařízení skupiny I, kategorie M1 pro nepřetržitý provoz v prostředí s nebezpečím výbuchu metanu a/nebo uhelného prachu.
ČSN EN 954-1	Strojní zařízení. Bezpečnost. Bezpečnostní části řídicích systémů.

Stroj prošel certifikačním řízením v akreditovaném certifikačním orgánu na výroby Technických laboratoří Opava, viz. příloha 1.

2. Teorie nakládací techniky

V této kapitole jsem udělal krátkou rešeršní zprávu o zařízeních, kterých se tato diplomová práce týká. Po obecném rozdělení nakladačů jsem uvedl 2 příklady důlních nakladačů ve světě, dále různé typy nakládacích lopat, něco málo o rychloupínačích a také popis všech prvků nakladače NSU 1E.

2.1 Nakladače [2]

Nakladač je samohybný stroj pásový nebo kolový s integrovanou vpředu namontovanou nosnou konstrukcí lopaty a pákovou soustavou, který nabírá, těží nebo rýpe materiál prostřednictvím pohybu stroje dopředu a který zdvihá, přepravuje a vysypá materiál. (ISO 9156, ČSN ISO 7131).

Moderní nakladače, zejména s motorem o výkonu nad 100 kW, se řadí mezi stroje pro zemní práce, protože mohou horninu nejen nakládat, ale i těžít a přepravovat.

Základní stroj je nakladač popsaný ve specifikaci výrobce. Stroj musí být vybaven potřebnými montážními úchytkami a spojovacími prvky pro připevnění pracovního zařízení.

Pracovní zařízení je soubor komponentů, který je namontován na základním stroji a slouží k vykonávání určených základních činností. Výložník tvoří základní prvek pracovního zařízení. Nese jeho ostatní části. Konstrukce musí být ohybově i torzně tuhá.

Lopata umožňuje naložení materiálu a jeho udržení během transportu. V průběhu zvedání lopaty do vysypací polohy musí být automaticky zajištěno setrvání lopaty v poloze, aby nedocházelo k vysypání materiálu.

Rozdělení nakladačů

Rozdělení podle podvozku

- a) Nakladač na pásovém podvozku
- b) Nakladač na kolovém podvozku

Rozdělení podle umístění motoru

- a) Nakladač s motorem vpředu
- b) Nakladač s motorem vzadu

Rozdělení podle systému řízení

- a) S řízením předních kol
- b) S řízením zadních kol
- c) S řízením všech kol
- d) S řízením kloubovým

- e) Řízení s prokluzem kol – smykem řízený nakladač
- f) Řízení s nezávislým otáčením kol
- g) Řízení s prokluzem pásu
- h) Řízení s nezávislým pohybem pásů

Rozdělení podle systému pohonu pojezdu

- a) Pohon předních kol
- b) Pohon zadních kol
- c) Pohon všech kol

Rozdělení nakladačů podle nosnosti:

- a) Malé - s nosností do 5 kN (500 kg)
- b) Lehké - od 5 kN do 20 kN
- c) Střední - 20 - 50 kN
- d) Těžké - 50 - 100 kN
- e) Velmi těžké - nad 100 kN

2.2 Důlní nakladače ve světě

Firem, zabývajících se výrobou důlních nakladačů, existuje ve světě více. Uvedu zde alespoň dva příklady strojů od dvou různých firem.



Obrázek 1 - DH L1200 [3]

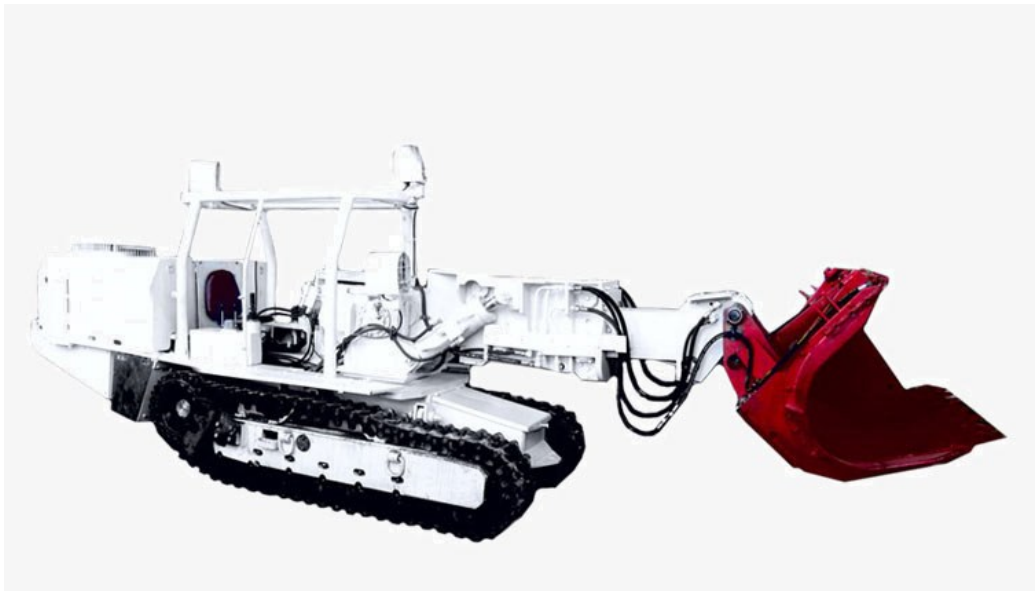
Nakladač DH L1200 s kapacitou lopaty 1,2 m³ je univerzální stroj pro vysoké výkony pro střední a velké průřezy chodeb.

Vyšší jízdní výkon a hydraulický systém, pracuje na principu, který umožňuje krátké nakládací cykly, zejména na prudkých sklonech. Použití velmi robustních a časem

prověřených komponentů zajišťuje vysokou dostupnost, stejně jako nízké provozní náklady, dokonce i v nejtěžších pracovních podmínkách. Modulární konstrukce zajišťuje rychlou montáž na místě a usnadňuje údržbu. Nízká výška stroje umožňuje nabírání vespod pracovních plošin.

Hydraulické ovládání brzdových ventilů pedálem zajišťuje hladký a stabilní manipulační výkon, automatické omezení rychlosti na svahu, dlouhou životnost provozních pohonů a vysokou provozní spolehlivost.

- lopata kapacita 1,2 m³
- pohonná jednotka pracuje podle zásady snímání zatížení
- 900 mm měřicí teleskopické rameno umožňuje vysouvání a spouštění ze stálé pozice
- plochá konstrukce
- hydraulické ovládání brzdových ventilů pedálem [3]



Obrázek 2 - MKP 1600 [4]

Důlní nakladač s vrtacím modulem MPK 1600 (MPK 1300) je určen pro vrtání otvorů a pro nakládání rozbité skály při jízdě horizontální a nakloněné o ± 18 stupňů. Pracuje v dolech, včetně prostředí s velkým zastoupením plynu a prachu. Průřezy chodeb můžou být 10,4 až 18,3 m².

Teleskopická nakládací jednotka umožňuje efektivně zajíždět do skalního podkladu bez pohonu pásů podvozku, a umožňuje výsyp na pásový dopravník. Umožňuje přesun hornin o hustotě 1,6 - 2,2 t / m³.

Vyměnitelný vrtací modul umožňuje vrtat otvory vysokých průměru až do 42 mm a až 2,7 m hluboké s tvrdostí skály až 120 MPa. Vyměnitelný vrták je vybaven hydraulickou

vrtací hlavou (výkon - 18,5 W), a může být nahrazen lopatou během několika minut. Úhel natočení podavače v průřezové rovině je 360 stupňů, který umožňuje vrtat otvory pro instalaci kotev při jakémkoli úhlu. [4]

2.3 Typy lopat [5,6]

Jelikož jedním z hlavních cílů této práce je konstrukce lopaty, uvádím zde několik příkladů různých typů lopat. Každá z nich je pro jiný druh přepravovaného materiálu a různý je i pracovní princip.



Obrázek 3 – Typy lopat. [5]

a) nakládací lopata s bočním posuvem; b) boční výklopná lopata; c) míchací lopata na beton

Prvním typem lopaty je nakládací lopata s bočním posuvem, sloužící např. k čištění krajnic vozovky. Princip je, že stroj stojí a lopata se pomocí hydrauliky posouvá ve vedení do boku mimo podélnou osu stroje. Nakládaný materiál je vesměs zemina nebo tráva.

Boční výklopná lopata se používá se jako pracovní nástroj pro traktobagry a kolové nakladače. Používá se pro práci ve stísněných prostorech, nasypávání štěrku a písků do

výkopů, ošetřování krajnic komunikací a k rovnoměrnému rozsypaní materiálu. Zešikmená bočnice zajišťuje plynulý výsyp materiálu. Nehodí se k rozrušování a těžení.

Míchací lopata na beton je opatřena šnekem. Nezávisle na připojení na el. energii namíchá potřebné množství betonu (i suchého).



Obrázek 4 – Typy lopat. [5]

d) nakládací lopata s přidržovačem; e) skalná lopata; f) třídicí lopata

Nakládací lopata s přidržovačem je určena k nakládání a překládání odpadního materiálu, např. dřevin. Odstranění bočních stěn lopaty je možný přesun dlouhých předmětů, např. větví, jak vidíte na obrázku.

Skalná lopata je tzv. HD (Heavy duty) lopata. Má zesílené dno i boční stěny. Je extrémně pevná a je dimenzována pro práci s kamenivem a silně abrazivním materiálem. Používá se pro nakladače v lomech nebo důlním průmyslu k těžení zvětralé nebo odstřelené skály.

Třídicí lopata se používá pro třídění, mletí, míchání kypření a nakládání různých hmot.



Obrázek 5 – Typy lopat. [5]

g) velkoobjemová lopata; h) lopata na plnění velkoobjemových pytlů; i) vysokovýklopná lopata

Velkoobjemová lopata slouží k přemísťování většího množství surovin. V závislosti na objemu optimalizuje využití času a pohonných hmot. Je vhodná především pro lehké materiály hustoty $0,8-1,2 \text{ t/m}^3$ (uhlí, koks), nebo pro velmi lehké materiály a zemědělské produkty (např. obilí). Není příliš vhodná pro dolování hornin a zemin, protože má menší vylamovací sílu díky odlehčené konstrukci.

Lopata na plnění velkoobjemových pytlů se používá na plnění big-bagů sypkým materiálem. Je hydraulicky ovladatelná a je použitelná pro stavebniny, pro prodejny štěrků, písku atd.

Vysokovýklopná lopata je určena k manipulaci se sypkými materiály, jako jsou dřevní štěpka, piliny, kůra, obiloviny atd. většinou do nákladního auta. Vysokovýklopná lžíce je konstruována pro zvýšení výsypné výšky nakladače.

2.4 Výrobci a typy rychloupínačů [7]

Ačkoliv u nás stále ještě vidíme rypadla se lžicemi upevněnými k násadě přímo čepy, čím dál častěji jsou tyto stroje vybavovány rychloupínači, ať již ručně nebo hydraulicky ovládanými. Tento moderní trend jednoznačně šetří čas a tím pádem i zlepšuje celkovou ekonomiku provozu rypadla.

Bohužel jako u většiny technických zařízení začal každý výrobce vyvíjet svůj systém, a tak neexistuje jednotný standard. Ve výsledku tím trpí hlavně koncový uživatel, tedy majitel stroje či strojník.

Původně byly rychloupínače pouze manuální, tzn. s ručním ovládním, kdy strojník musel při odjišťování či zajišťování lžice vystoupit z kabiny. Po té se začaly objevovat různé poloautomatické rychloupínače, kdy bylo potřeba opustit kabinu např. jen při odjišťování lžice, zajištění proběhlo již automaticky „zaklapnutím“ lžice pomocí pružinového mechanismu. Poloautomatickými jsou také nazývány rychloupínače, kdy je nutné po automatickém upnutí nástroje manuálně zajistit upínací systém proti nechtěnému otevření. Dnes jsou tyto manuální a poloautomatické rychloupínače na ústupu (s výjimkou minibagrů) a používají se hlavně hydraulicky ovládané rychloupínače, kdy strojník již nemusí kabinu stroje vůbec opustit.

Většina výrobců dnes standardně vybavuje svoje rychloupínače jeřábovým hákem, který zvyšuje univerzálnost rypadla. Bezpečnost hydraulických rychloupínačů je zajištěna hydraulickým zámkem zabraňujícím samovolnému otevření rychloupínače např. při poškození hydraulické hadice. Někteří výrobci začínají pro další zvýšení bezpečnosti vybavovat svoje rychloupínače dvojitým jistícím mechanismem (např. Twinlock firmy Miller UK Ltd.).

V současnosti většina výrobců nabízí či pracuje na vývoji systému hydraulických rychlospojek integrovaných do rychloupínačů. Tyto systémy pak umožňují výměnu hydraulických nástrojů (např. hydraulického kladiva, různých drapáků, rotátorů, fréz atd.) bez jakéhokoliv ručního zásahu strojníka. Systémy bývají doplněny často i konektory pro napojení kabelů elektricky ovládaného příslušenství.

O rychloupínači, který je použit na stroji NSU 1E, jsem se věnoval v kapitole 3.1.

Vybrané typy rychloupínačů

Pick Up Pin

Začneme jedním z nejrozšířenějších systémů, a to systémem Pick Up Pin, což by se dalo volně přeložit jako „zvednout za čepy“. Principem je, že na lžicích zůstane původní upnutí s vloženými čepy. Rypadlo se doplní rychloupínačem, který upíná lžice za tyto

původní čepy. Možnost zachování původních lžic, případně dalších nástrojů bez jakýchkoliv úprav, je velkou výhodou tohoto systému.



Obrázek 6 - Klínový rychloupínač Triga MF - varianta typu Pick Up Pin [7]

Severský standart S

Tento skandinávský systém je do určité míry podobný systému Pick Up Pin. Jde však o unikátní standard, a to tím, že se na něm společně dohodli všichni hlavní skandinávští výrobci a tím, že tento standard je veřejný. To znamená, že jsou volně dostupné technické výkresy včetně všech rozměrů a tolerancí. Standard obsahuje 11 velikostí upnutí a to S30 až S120 (číslo označující konkrétní typ standardu znamená průměr čepů) pro stroje o hmotnosti 1 až 100 tun.



Obrázek 7 - Rychloupínač severského S-standardu od firmy Steelwrist AB velikost S45 [7]

Liebherr

Tento standard vyvinula firma Liebherr Construction Equipment pro své stroje. Standart se mimo stroje značky Liebherr nerozšířil. Dnes je systém vylepšen o verzi s hydraulickými rychlospojkami pod názvem Liebherr Likufix.



Obrázek 8 - Rychloupínač Liebherr [7]

Verachtert

Tento standard rychloupínače je na západ od našich hranic celkem rozšířený, hlavně díky jejich upřednostněnému používání na strojích Catepillar. Rychloupínače jsou nabízeny ve dvou řadách a to normální verze a úzká verze, obě řady jak v mechanicky, tak hydraulicky ovládané.

NEKR



Obrázek 9 - Rychloupínače NEKR. a) pružinový, b) mechanický, c) hydraulický, d) pro naklápěcí a rotační hlavy [8]

Jako českého výrobce rychloupínačů uvádím firmu NEKR. Vyrábí pružinové, mechanické, hydraulické rychloupínače a také rychloupínače pro naklápěcí a rotační hlavy. Pružinové rychloupínače slouží ke snadné výměně pracovního zařízení u rýpadel do hmotnosti cca 10 tun. [8]

2.5 Nakladač NSU 1E [9]

Jak již bylo zmíněno v úvodu, nakladač NSU 1E se vyrábí a dodává ve dvou provedení:

P1- teleskopické rameno s hydraulickým rychloupínačem a příslušenstvím (probírkovou lopatou 0,35m³, nebo s hydraulickým bouracím kladivem jako přibírkový)

P3 - pevné rameno s lopatou pro boční výsyp 1,2m³, - jako nakládací. Pohon stroje je elektrohydraulický s příkonem elektromotoru 55 kW, hydraulický pohonný systém v provedení „LSS“ – ekonomicky úsporný systém. Ovládací hydraulický systém umožňuje plynulou regulaci všech funkcí stroje rozsahu 0 – max. Uspořádání podvozku s použitím článkových pásů tankového typu zaručuje vysokou životnost i v prostředí s vysokou abrazivností hornin. Pracovní úklon stroje je zaručen v rozsahu $\pm 20^\circ$, maximální úklon stroje při jízdě je $\pm 22^\circ$. Max. povolený příčný úklon stroje je $\pm 10^\circ$.

Použití stroje NSU 1E

V provedení P1- přibírkou slouží k mechanizaci přibírky počvy, tj. k rozpojování, nabírání rozpojené horniny, a k jejímu výsypu na odtěžovací zařízení na odtěžovací zařízení, nebo do vozu. Rozpojování a nabírání horniny se provádí pojezdem při zasunutém vnitřním ramenu nebo vysouváním ramene a usnadňuje se úběrovým pohybem lopaty. Vyprazdňování je prováděno vytlačení horniny pomocí desky výsuvu. Nastavení lopaty do místa výsypu usnadňuje boční natáčení ramene stroje. Kromě přibírkové lopaty může být pomocí hydraulického rychloupínače nasazené, hydraulické bourací kladivo, kterým lze rozrušit velké kusy horniny, pracovní plošina, nebo vrtací zařízení. V provedení P3-nakládací slouží jako nakladač s bočním výsypem k nakládání rozpojené kusovité horniny při ražení důlních děl a jejímu výsypu na odtěžovací zařízení nebo do vozu. Nakládání se provádí pomocí pojezdu stroje a úběrového pohybu lopaty. Vyprázdnění lopaty se provádí jejím bočním výsypem. V provedení P3 se můžou v nakládací lopatě převážet břemena nepřesahující hmotnost 1800 kg nepřesahující rozměry nakládací lopaty. Se strojem v provedení P3, vybaveným stavěčem výztuže, se mohou zvedat hroní oblouky důlní ocelové výztuže. Stroj v provedení P3 lze rovněž používat k zabudování výztuže pouze při použití originální plošiny se zábradlím. Se

strojem v provedení P1 i P3 se můžou přesouvat břemena. Pro uchycení řetězu se použijí oka na zadní části stroje. Přesouvání břemen se bude provádět dle podmínek konstrukcí, které zpracuje uživatel stroje a schválí výrobce. Ke stroji je možné připojit jiné vnější zařízení malé mechanizace, např. hydraulický utahovák, hydraulická stříhačka řetězů apod.

Podvozek úplný

Je tvořen nosným rámem, ke kterému jsou připojeny ostatní části podvozku. Nosná skříň je svařovaná konstrukce. Vnitřní část skříně tvoří hlavní nádrž pracovního média. Po bocích vytvořeno vedení pro napínací kola a pojezdové kladky. V zadní části skříně jsou pevně uchyceny převodovky pojezdu. Napínací kolo je vůči skříni polohováno pomocí tukového napínání a talířových pružin, jež zachycují rázy v pásech. Vedení napínání ve skříni je kluzné po bronzových lištách. Tíha stroje se přenáší na každé straně do šesti pojezdových kladek, hnacího a napínacího kola. Horní větev pásu je podepřena opěrnou lyžinou. Pásky jsou tankového typu se zavulkanizovanými čepy. Hnací kolo je pevně sešroubováno s převodovkou pojezdu, která zajišťuje přenos kroutícího momentu hydromotoru na hnací kolo. Pro zajištění stroje v klidové poloze jsou převodovky pojezdu vybaveny automatickými parkovacími lamelovými brzdami, ovládanými hydraulicky řídicím tlakem. V přední části podvozku je vytvořen úchyt pro upevnění otoče ramene, umožňující odklánění ramene od podélné osy stroje do stran. Závěs přímočarého hydromotoru (PHM) je na spodní části otoče ramene upevněn rozpínacím pouzdrem. Na horní části podvozku je umístěna sedačka strojníka potažena certifikovaným materiálem „VINITOL“. Podlahu podvozku tvoří podlahový plech umístěný v prostoru strojníka mezi bočnicemi stroje. Na podlaze jsou umístěny dva nožní hydraulické ovladače.

Teleskopické rameno

Je teleskopické konstrukce, umožňující vysunutí přední části s hydraulickým rychloupínačem a lopatou o 700 mm. Vnější rameno svařované skříňové konstrukce je dvěma bočnicemi uloženo v úchytu otoče ramene. Základní průřez vnějšího ramene je obdélníkový, 350x400, na výšku. Jeho uzavřený truhlík je svařen ze tří částí z nízkolegované oceli vysoké pevnosti z plechu tl. 8 mm, vzadu jsou připojeny dvě bočnice úchytu tl. 15 mm ze stejné oceli. Truhlík je vpředu a vzadu vyztužen příčnými vnějšími žebry ve tvaru podkovy, ve kterých jsou v horní části otvory pro zachycení zvedacích háků při manipulaci. Vnitřní rameno je truhlík průřezu 284x339 mm, na výšku, klasické konstrukce, svařeno ze dvou stojin a dvou pásnic tl. 8 mm ze stejné oceli. Je vyztuženo

příčnými žebry s otvory a v přední části prodlouženo krakorcem svařeným ze dvou bočnic z plechu tl. 15 mm a horní pásnice z plechu tl. 10 mm. Vedení obou ramen jsou tvořena celkem 12 kluznými plastovými deskami z tecamidu plněného grafitem. Kluzné desky jsou přístupné v přední i zadní části ramene a uchyceny vždy 4 šrouby pro snadné vymezování vůle pomocí plechových podložek. Na spodní straně vnějšího ramene je vepředu závěs zvedacího PHM ramene, který je druhým koncem upevněn ve vidlici spodní části otoče ramene. Zhruba uprostřed délky vnitřního ramene jsou začepovány jednak PHM vysouvání vnitřního ramene, opírající se v zadní části o svislá žebra vnějšího ramene, jednak PHM pro úběrový pohyb hydraulického rychloupínače s přibírkovou lopatou.

Skříň

Tvoří zadní přídatnou část konstrukce stroje. Je zavěšena a upevněna na zadní části podvozku, je vytvořena základní svařovanou konstrukcí a odnímatelnými kryty vnitřních částí. Ve střední části skříně je uložen poháněcí elektromotor, který přes spojku pohání hlavní hydrogenerátor a zubový hydrogenerátor obvodu chlazení. Po levé straně elektromotoru je umístěn nevýbušný elektrický rozvaděč RM7, který tvoří základní část elektrického vybavení. Na pravé straně je umístěn chladič pracovního média. Chladicí účinek je vyvozen od určeného průchodu vzduchu chladicí soustavou a protékajícím množstvím pracovního média. Ventilátor je poháněn samostatným hydromotorem. V zadní části prostoru na pravé straně je na konzolu uchycen odpadní filtr pro filtraci pracovního média. V zadní spodní části skříně jsou dva úchyty, pro připojení lana vrátku se zapleteným úvazkem \varnothing 20 mm. Pomocí tažného vrátku je lze mimořádně použít pro usnadnění couvání nakladače nebo odtažení porouchaného stroje.

Pomocná nádrž

Je tvořena svařovanou skříní, umístěnou na střední část podvozku stroje. Vlastní pomocná nádrž je umístěna v přední části skříně, zakrytovaný prostor za nádrží slouží pro umístění hydraulických prvků stroje. Na bočních stranách je nádrž vybavena průzory pro kontrolu hladiny pracovního média. Horní strana je na krajích opatřena šroubovanými víky. Pod levým víkem je umístěn vzdušný filtr. Uprostřed horní strany nádrže je umístěn plovákový hlídač hladiny, zapojený v jistově bezpečném obvodu, jež je určen pro automatické vybínání elektrického motoru stroje (a tím i hydrogenerátoru) v případě poklesu hladiny pracovního média pod stanovenou mez. Vstupní otvory do nádrže slouží pro svedení odkapů od hydraulických prvků. Na zadní straně nádrže je uchycen osmi-sekční hydraulický rozvaděč.

Ovládací panely

Jsou svařované konstrukce a slouží pro uchycení hydraulických ručních ovladačů a rozvaděče malé mechanizace, které jsou umístěny po obou stranách vedle sedadla strojníka. Ovládací panely jsou umístěny na blatnících podvozku.

Přední panel

Je svařovaná konstrukce, umístěna na přední části podvozku a tvoří rám pro uchycení elektrických prvků. Vpředu po stranách jsou umístěny dva světlometry v nevýbušném provedení. V prostřední části jsou umístěny elektrické ovladače chodu stroje.

Hydraulický obvod

Je řešen jako systém otevřený vysokotlaký, doplněný nízkotlakým obvodem řídicího tlaku a samostatným obvodem chlazení s filtrací. Zásobníkem pracovního média je olejová nádrž v podvozku a navazující nádrž pomocná.

Vysokotlaký obvod tvoří vysokotlaký hydrogenerátor (dále HG 1), osmi-sekční rozvaděč, dva rotační hydromotory pro jízdu stroje a hydromotory přímočaré pro výkon technologických funkcí. Pohon hydrogenerátoru HG 1 je proveden elektromotorem s vloženou spojkou. Prováděné technologické funkce a pojezd stroje jsou proporcionálně ovladatelné. Ovládání funkcí je provedeno pomocí nožních a ručních ovladačů.

Obvod řídicího tlaku tvoří hydraulický elektro-ventil (blokovací), nožní ovladače pro řízení pojezdu stroje a ruční ovladače pro řízení ostatních technologických funkcí. Rozvod kapaliny je veden z osmi-sekčního rozvaděče ke všem ovladačům a elektroventilu, což umožňuje souběžně provedení jednotlivých funkcí stroje. Současně s ovládáním rozvaděče pro jízdu stroje je ovládáno odbrzdění lamelové brzdy pojezdu. V případě odpojení stroje od elektrické sítě, elektroventil vypustí olej z obvodu řídicího tlaku a tím se technologické funkce zablokují.

Obvod chlazení s filtrací je proveden jako samostatný systém. Z odpadu osmi-sekčního rozvaděče je pracovní médium vyvedené do odpadního filtru vybaveného elektrickou signalizací znečištění, voštinového vzduchového chladiče (zde se ochlazuje) a zpět do nádrže. Vzduchový chladič je vybavený ventilátorem, který je poháněn zubovým hydromotorem. Zdrojem kapaliny je zubový hydrogenerátor HG 2, napojený mechanicky na vysokotlaký hydrogenerátor HG 1. Doplnění nádrže olejem ze sudů, se provádí pomocí ruční pumpy, která je umístěna v zadní části stroje a je napojena na odpadní filtr pro

zachycení nečistot v oleji. Uspořádání obvodu je provedeno tak, aby zajišťovalo dokonalou čistotu pracovního média v nádrži, tj. průtok je veden přes odpadní filtr obvodu chlazení. Plnění nádrže novým médiem je možno provádět pouze při zastavení hnacího elektromotoru stroje, je-li stroj v klidu.

Hydromotory rotační i přímočaré jsou speciálně upraveny a uspořádány tak, aby zajišťovaly všechny jízdní režimy stroje a jeho technologické funkce.

Blokování funkce obvodu je provedeno třemi elektrickými čidly a elektro-ventilem. Jedná se o signalizaci poklesu úrovně hladiny pracovního média, signalizaci teploty pracovního média, zanesení odpadního filtru, dosáhnou-li sledované veličiny (minimální výška hladiny, teplota 80 °C a znečištění filtru) nežádoucí hodnoty, je blokován chod hnacího elektromotoru, dokud není příčina odstraněna.

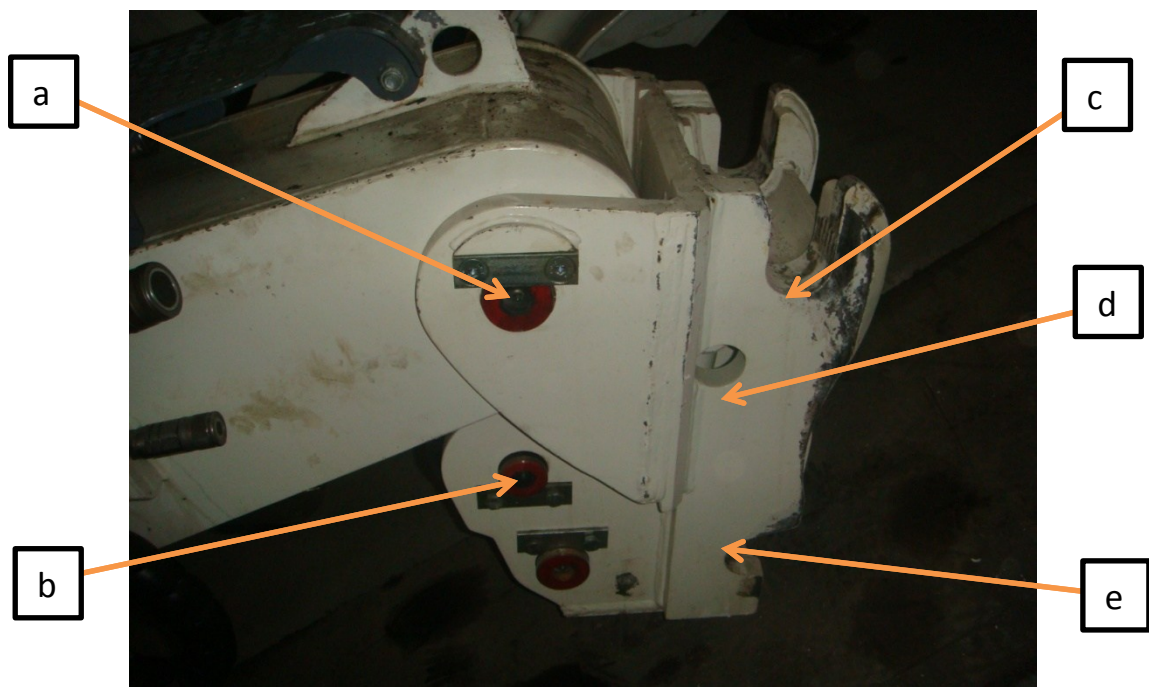
3. Konstrukční uzly

Tato kapitola se věnuje popisu konstrukce sestavy lopaty. Po krátkém popisu rychloupínače použitého na stroji jsem uvedl popis celé navržené sestavy, poté jsou uvedeny všechny podsestavy i jejich prvky.

3.1 Hydraulický rychloupínač

Hydraulický upínač je pro konstrukční návrh sestavy lopaty velmi důležitý prvek. Nosič lopaty totiž musí být navrhnut tak, aby jeho úchopová část přesně k rychloupínači zapadala.

Rychloupínač, který firma Duvas-UNI používá na důlním nakladači NSU 1E je zhruba 580 cm vysoký, 250 mm široký svařenec, sloužící ke snadnému upnutí plošiny, bouracího kladiva, nebo nosiče lopaty k ramenu nakladače. Na obrázku 10 vidíte fotografii tohoto rychloupínače.



Obrázek 10 - Popis hydraulického rychloupínače

- a) čep pro uchycení výsuvné části ramene; b) čepové uložení válce úběru; c) horní uchycení k nosiči lopaty; d) hydraulický válec; e) dolní uchycení k nosiči lopaty

Je trvale začepován na špičce vnitřního teleskopického ramene a jeho naklápění kolem vodorovné osy zajišťuje hydraulický válec úběru. Slouží pro rychlou výměnu příslušenství a je ovládán hydraulicky. V zapnuté poloze je funkce navíc zajištěna ručně zasunutým čepem. Odpadá tak pracné upínání pomocí axiálně zasouvaných čepů.

V zadní části rychloupínače jsou 2 čepy. Horní čep slouží k přichycení výsuvného vnitřního ramene k rychloupínači. Spodní čep slouží k uchycení oka válce úběru k rychloupínači.

Z přední strany upínače jsou uchycení právě k nosiči lopaty. Do horního uložení se volně vloží horní úchyt nosiče. Hydraulický válec uvnitř rychloupínače je v tu chvíli ve své dolní úvratí. Spodní úchyt nosiče se přiloží ke spodnímu protikusku na rychloupínači, hydraulický válec se dostane do horní úvratí, a úchyt se k rychloupínači přichytí. Podrobněji se k úchytům věnoval v kapitole konstrukční uzly, nosič.

3.2 Sestava

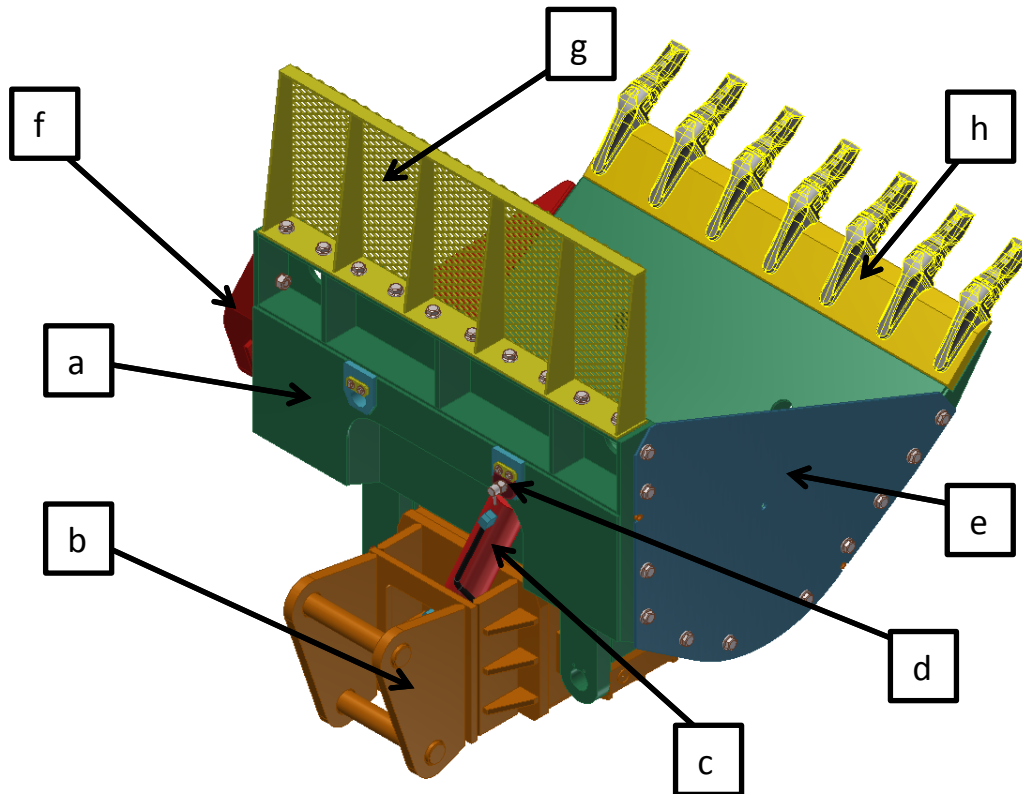
Základními prvky navrhované sestavy jsou nosič lopaty, hydraulický válec výsypu lopaty a vlastní lopata. Model celé sestavy s hlavními prvky je znázorněn na obrázku 11.

Nosič lopaty musí mít úchyty kompatibilní s používaným rychloupínačem. Je na něm umístěn úchyt pro začepování hydraulického válce pro boční výsyp lopaty, úchyty pro začepování k lopatě a nosná plocha, na které lopata v dolní úvratí hydraulického válce výsypu lopaty leží.

Hydraulický válec je začepován jak k nosiči, tak k lopatě a vysouvání pístu zajišťuje boční vysypávání materiálu z lopaty na dopravník.

Nejdůležitější částí sestavy je již zmíněná lopata. Skrze břit se zuby se materiál nabírá. Na straně dopravníku je na těleso lopaty namontovaná přídatná výsypná část, z druhé strany krycí boční deska.

Jako materiál pro většinu dílů sestavy jsem zvolil konstrukční ocel 11 523 pro relativně vysokou pevnost a zaručenou svařitelnost. Mechanické vlastnosti tohoto materiálu jsou: mez pevnosti $R_m=520$ až 628 MPa, mez kluzu $R_e=333$ MPa, tvrdost= $\max.274$ HB. U namáhaných prvků lopaty (např. otláčení, otěr, atd.) je volen jiný materiál, který jsem později u příslušných prvků uvedl. [10]



Obrázek 11 - Celkový model sestavy

a) těleso lopaty; b) nosič lopaty; c) hydraulický válec výsypu lopaty; d) konzole s čepem; e) boční deska; f) boční výsyp; g) ochranné zařízení; h) břit se zuby

3.3 Hydraulický válec výsypu lopaty

Kvůli unifikaci dílů volím stejný hydromotor, který je použit na velké nakladačové lopatě v provedení stroje P1, tedy PHM 90/50-320 firmy Hydraulics (viz. příloha 2), jehož model vidíte na obrázku 12.

Díky hydraulickému válci je zajištěna kinematika soustavy. Oko na plášti válce je vždy začepováno do konzoly čepu na nosiči lopaty, oko na pístní tyči se podle strany výsypu začepuje k jednomu ze dvou konzol na lopatě.

Uchycení hydraulický válec výsypu lopaty k vidlicové konzoly je zajištěno speciálním čepem, o kterém bude zmíněno v další kapitole.

Aby na válec působila v konzolách pouze axiální síla, je v každém oku zabudováno kloubové naklápěcí ložisko GE40 o vnitřním průměru 40 mm, k čemuž jsem navrhl čep i konzoli. Ložisko musí být mazáno a pro naklápění musí být v konzole určitá vůle.

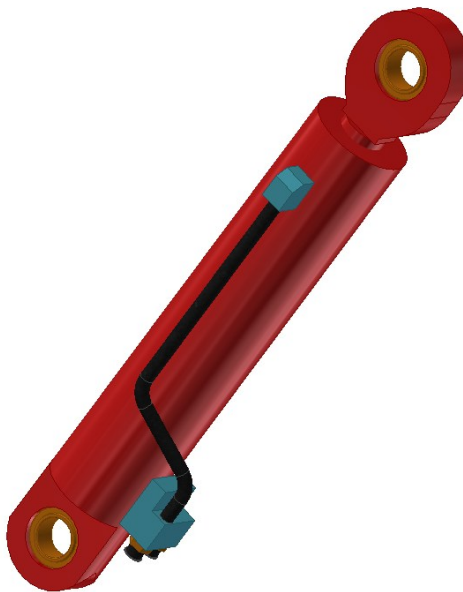
Výsuv pístu hydraulického válce volím tak, aby v dolní úvratí byl takový, že lože lopaty budou rovnoměrně ležet na nosné ploše nosiče (88 mm), a horní úvratí by měla být taková, aby příčné roviny lopaty a nosiče byly v úhlu kolem 30° (280 mm). Tento úhel

volím na základě dynamického sypného úhlu vlhké zeminy s jílem, který je 25°. [11]
Nastavení úvratí na hydraulickém válci se provádí vložkováním.

Popis hydraulického válce s rozměry:

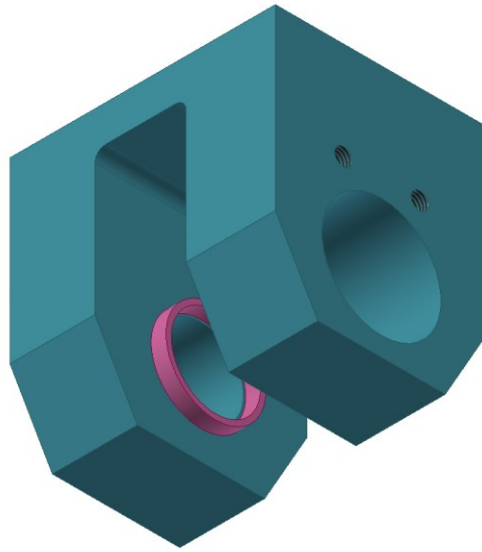
Základní částí hydraulického válce je plášť o celkové délce 545 mm. Na jedné straně je oko HV s vnitřním průměrem 62 mm a šířkou 35 mm, ve kterém je umístěno kloubové ložisko. Z druhé strany pláště je válcová část, ve které se pohybuje píst. Vnější průměr této části je 105 mm. Na plášti je znázorněn i rozvod hydrauliky.

Druhou částí válce je píst. Z jedné strany je oko se stejnými základními rozměry jako v plášťové části. Samotný píst má délku 350 mm a průměr 50 mm.



Obrázek 12 - Hydraulický válec výsypu lopaty

3.4 Konzola



Obrázek 13 - Uložení čepu

Pro uložení čepu volím vidlicovou konzoly o výšce 119 mm, délce 125 mm a šířce 100 mm, vybrání má šířku 45 mm. Na přední straně konzoly je díra průměru 56 mm pro čep a 2 díry pro příchytku. Z druhé strany konzoly je díra pro zúženou část čepu o průměru 40 mm. Z vnitřní strany je kolem této díry navařen kroužek o vnějším průměru 47 mm a vnitřním průměru 42 mm, který bude v kontaktu s kloubovým ložiskem a slouží k vymezení vůle mezi hydraulickým válcem a stěnou konzoly. Model konzoly vidíte na obrázku 13.

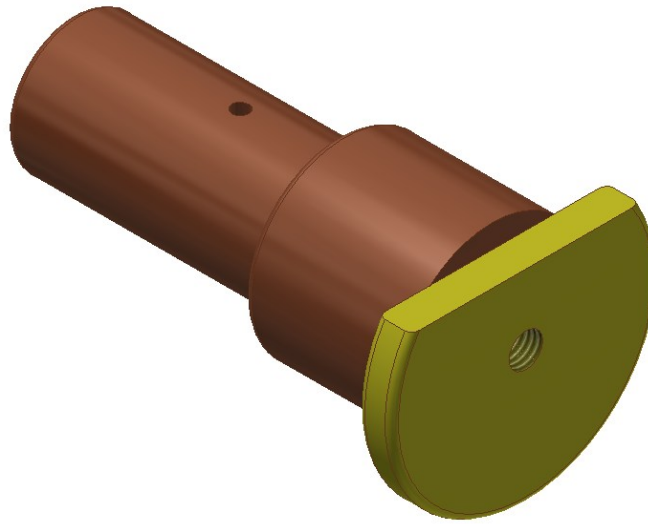
Upevnění konzol

Horní konzole je přivařena k zadní desce, liště, a bočnímu žeburu s výřezem. Rovněž je podepřeno zadní krycí deskou. Spodní konzole je navařena ke kontaktní desce a ke spodní desce úložiště. Ta je navařena k bočním výtuhám a k desce s výřezem.

Materiál konzoly

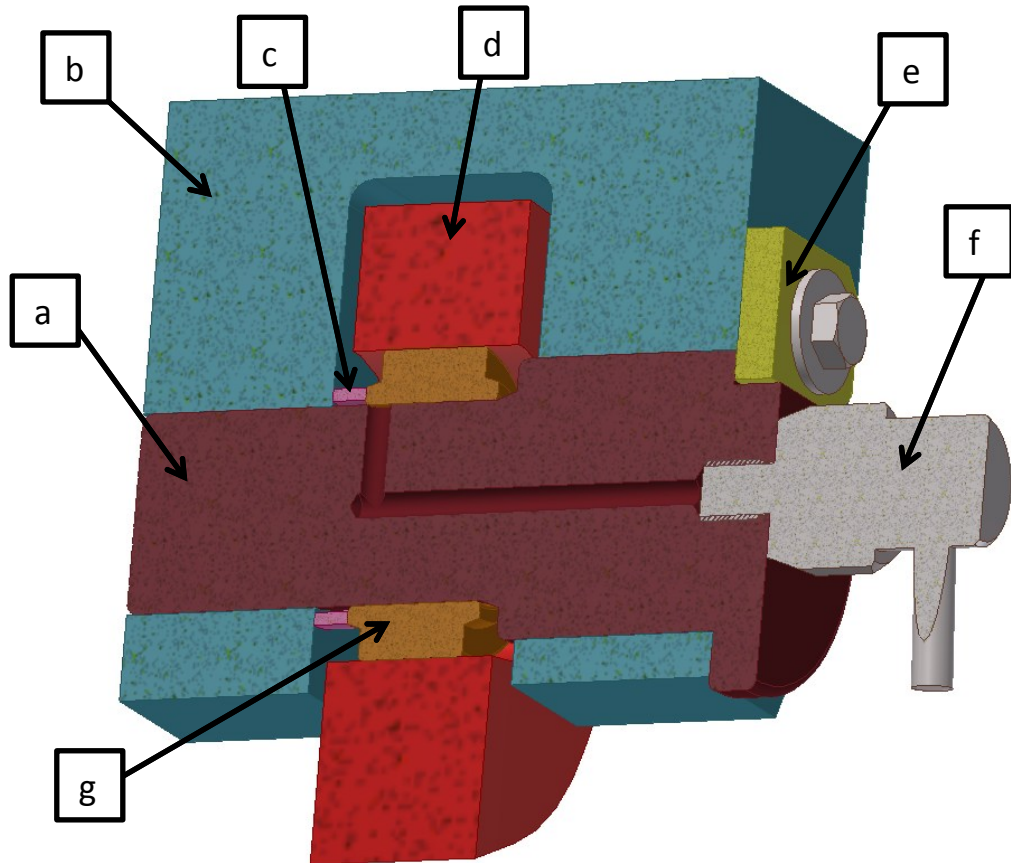
Volím materiál švédské firmy SSAB Oxelösund AB, který se jmenuje WELDOX 700E. Weldox je vysokopevnostní plech s výbornou svařitelností i obrobiteľností. Oproti konstrukčním ocelím např. třídy 11 mají vyšší pevnost kluzu i pevnosti, zatímco např. tažnost a vrubová houževnatost jsou na stejné úrovni. Mechanické vlastnosti: mez pevnosti $R_m=780$ až 930 MPa, mez kluzu $R_e=700$ MPa. [12]

3.5 Čep



Obrázek 14 - Čep

Navrhuji osazený stupňovaný čep se třemi průměry, jehož model vidíte na obrázku 14. Osazení čepu zajišťuje snadnější montáž a demontáž a vymezuje vůle mezi konzolí a ložiskem. První stupeň (hlava čepu) má průměr 80 mm a šířku 10 mm. 21 mm nad středem kruhové plochy je díl seříznutý kvůli uchycení čepu ke konzole. Přichycení je provedeno pomocí destičky o délce 70 mm, šířky 30 mm a tloušťky 8mm, které je přišroubována k úložišti dvěma šrouby se šestihrannou hlavou M8x40. Mezi destičkou a seříznutou hranou je malá vůle (asi 1mm), a to z důvodu zabránění možného zapečení šroubů k vidlicové konzoly. Z přední plochy je do čepu navrtaná díra pro rozvod mazání a závitová díra M14 s délkou 15 mm pro umístění mazničky. Uložení čepu v konzele je znázorněno na obrázku 15.



Obrázek 15 - Uložení čepu

a) čep; b) konzola; c) kroužek; d) oko hydraulického válce výsypu lopaty; e) přichytka se šroubem s podložkou; f) maznička; g) naklápěcí ložisko

Druhý stupeň čepu má průměr 56 mm a délku 43 mm. Bude umístěn v přední straně konzoly. V přechodu mezi 2. a 3. stupněm je zkosení, aby se mohlo ložisko naklápět. Třetí stupeň čepu má průměr 40 mm a bude uložen v naklápěcím ložisku a v zadní straně úložiště. V místě kontaktu s naklápěcím ložiskem je do čepu navrtaná díra pro rozvod mazání.

Vyjmutí čepu se provádí na celém stroji nasazením stahovacího zařízení do závitové díry pro mazničku. Jednodušší možností vyjmutí čepu je vytlučení. Aby bylo vytlučení možné, musí být volná cesta k zadní straně čepu. Na straně lopaty je pro ten účel v zadní desce lopaty na ose čepu vyvrtaná díra o průměru 30 mm.

Ze strany nosiče lopaty je vytloukání složitější. Aby byla cesta k zadní straně volná, navrhuju přes celou délku nosiče trubku, kvůli níž bude díra v zadní desce, v žeburu i v plechu. Stávající stav u jiných firemních lopat je takový, že se používá obdobný systém s trubkou, ale trubka zůstává holá a dostávají se do ní nečistoty, které se udusají a jsou kompaktní, takže se při generálce, kdy je třeba čep vytlouct, musí složitě vyvrtávat. Pokusy s maticovou zátkou se firmě neosvědčily, protože se kvůli otěru matice poničila, kvůli tomu nešla odšroubovat a musela se na ní navařit při generálce nová matice. Z toho

důvodu navrhuju přidělat na trubku plastovou válcovou zátku relativně malé tloušťky 8 mm, aby mohlo být při generálce lehce provrtaná. Jelikož se bude vrtat, otěry nebudou hrát velkou roli. Navíc bude přední plocha zapuštěná a relativně malá, takže by otěry neměly být tak silné jako na jiných stykových plochách s horninou.

Materiál čepu

Jelikož je čep namáhán na ohyb, stříh a otláčení, volím konstrukční ocel 15 230. Má velkou mez pevnosti, tvrdost, dobrou obrobitelnost po zušlechtní. Mechanické vlastnosti: mez pevnosti $R_m=980$ až 1180 MPa, mez kluzu $R_e=835$ MPa, tvrdost 300 až 359 HB. [10]

Variantní řešení čepu

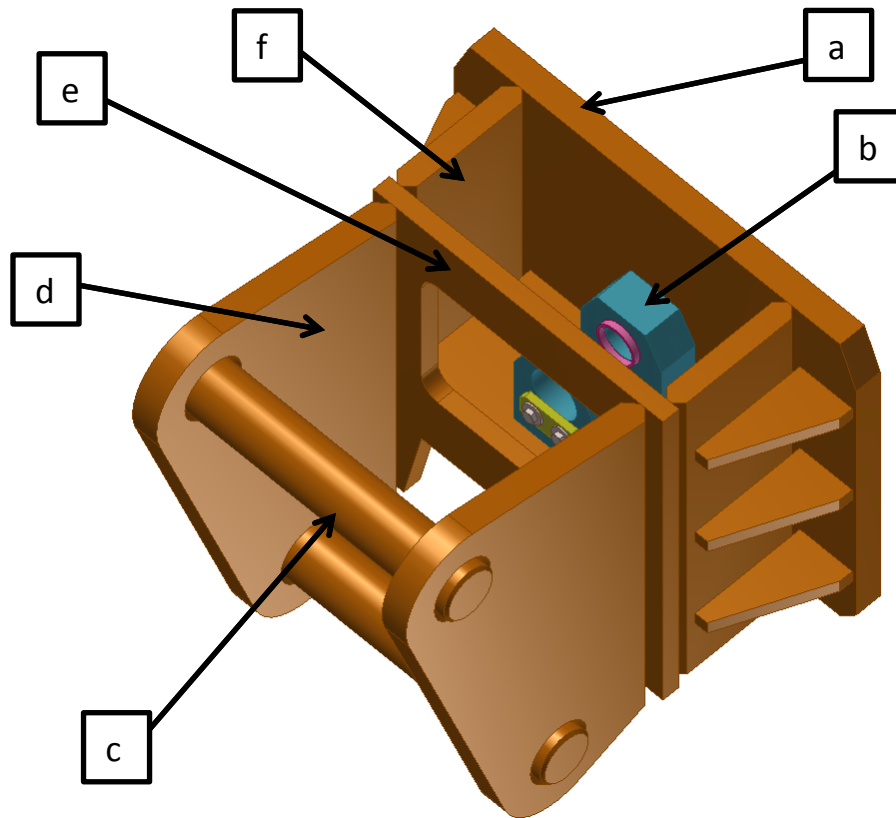
Původně jsem navrhoval čepy se zvětšenou hlavou tak, aby se přímo na hlavu daly umístit šrouby, které by zabráňovaly pootočení čepu i axiálnímu posuvu. Nejprve s větším průměrem hlavy, ale tím by muselo být širší úložiště, což by nebylo vhodné. Lepším řešením by byl čep s vyvýšenou plochou. To by na rozměr úložiště nemělo vliv. Jenže podle provozních zkušeností by toto řešení z důvodu snah čepu o axiální posunutí a pootočení zapříčiňovalo zapečení příchytných šroubů k čepu a ke konzoly. Zapečení by způsobilo, že by šly šrouby povolit jen velmi těžko. Proto jsem nakonec zvolil metodu s příchytnou destičkou s vůlí.

3.6 Nosič

Základním prvkem nosiče je kontaktní deska, která má obdélníkový průřez s rozměry 500x400 mm, a tloušťkou 30 mm. Z jedné strany této desky je příchytná část nosiče, z druhé strany nosná část.

Příchytná část

Jak již bylo řečeno v kapitole 4.4., na kontaktní desku je navařena konzola se základní deskou a boční výztuhy. Základní deska a boční výztuhy jsou ještě zpevněny ke kontaktní desce navařením žeber. Celá příchytná část s jednotlivými prvky je znázorněna na obrázku 16.



Obrázek 16 – Přichytná část nosiče lopaty

- a) kontaktní deska; b) konzola; c) úchytné desky; d) úchytné kulatiny;
e) deska s výřezem; f) boční výztuha

Boční výztuhy jsou obdélníkového průřezu 150x400 mm a tloušťkou 25 mm, podélné hrany mají z důvodu svařování zkosení 10 mm. Základní deska je rovněž obdélníkového průřezu s rozměry 310x150 mm a tloušťkou 20 mm.

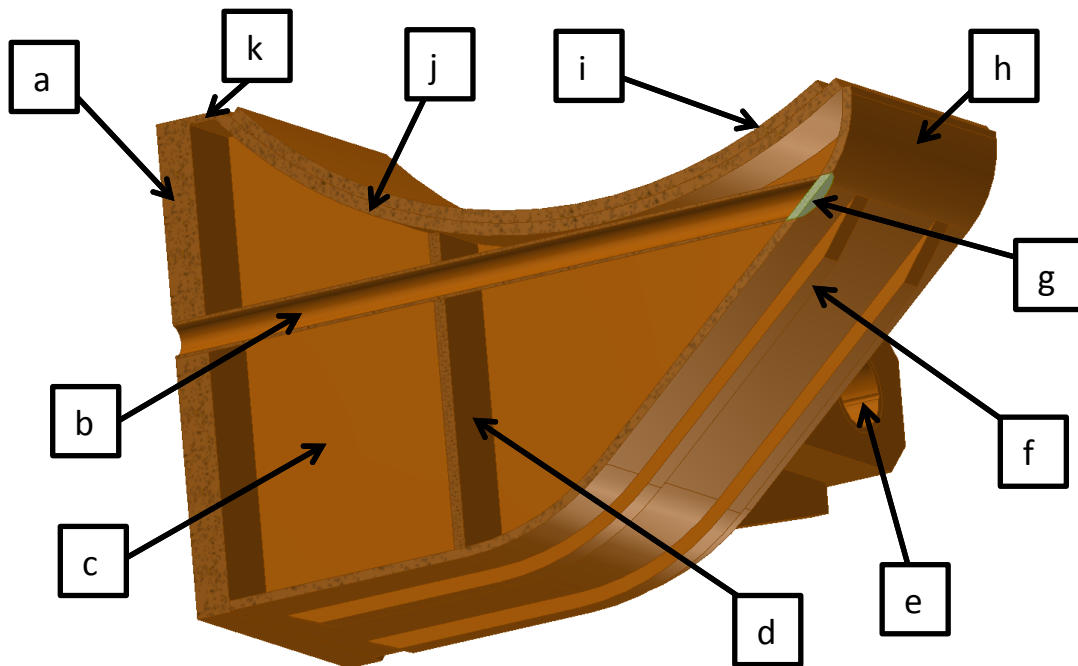
Na bočních výztužích a na základní desce je navařena deska s výřezem, která slouží k upevnění základní desky úložiště a je spojovací článek k navaření úchytů. Má tloušťku 20 mm a obdélníkový výřez s rozměry 170x240 mm slouží k pohodlné manipulaci s čepem a přichytnými částmi.

Na desku s výřezem jsou navařeny úchyty na rychloupínač. Úchytné desky jsou od sebe v takové vzdálenosti (280 mm), aby se mezi ně přesně vlezl rychloupínač. V úchytných deskách jsou vyvrtány díry pro úchytné kulatiny. Podle úchytných ploch na rychloupínači jsem zvolil průměr kulatin 70 mm. Nasazení nosiče na rychloupínač probíhá tak, že se horní kulatina ze shora nasadí do úchytné plochy na rychloupínači, spodní kulatina poté zepředu, a když dojde do dosedací plochy, zajistí se proti posunutí pomocí hydraulicky řešeným upínacím zařízením.

Nosná část

Model nosné části nosiče vidíte na obrázku 17. Velmi důležitým prvkem nosné části nosiče jsou čtyři 20 mm silná žebra. Ty jsou navařeny na kontaktní desku a vzdálenost mezi nimi je 120 mm. Tvar kruhové úseče na horní části žebra jsem zvolil s ohledem na kontaktní plochu s lopatou.

Tyto žebra jsou příčně vyztužena jednou řadou žebér obdélníkového průřezu 120x240 mm. Tloušťka těchto žebér je 10 mm. V prostředním žebro je navrtaná díra pro trubku k vytlučení čepu.



Obrázek 17 - Poloviční řez nosné části nosiče lopaty

- a) kontaktní deska; b) trubka; c) podélné žebro; d) příčné žebro; e) kostka; f) kontaktní žebro; g) zátka; h) krycí plech; i) lože; j) nosný plech; k) spojovací destička

Na spodní části podélných žebér je navařen krycí plech silný 8 mm z materiálu HARDOX 500, který má velmi dobré otěruvzdorné vlastnosti a také dobrou svařitelnost. Mechanické vlastnosti tohoto materiálu jsou: mez pevnosti $R_m=1550$ MPa, mez kluzu $R_e=1300$ MPa, tvrdost 470-540 HB. [13] Tento plech slouží k tomu, aby se do prostoru mezi žebry nedostávala zbytečně hornina. Také do tohoto plechu je navrtaná díra pro trubku. Zespoda jsou na tento plech navařeny 4 menší žebra. Na boky krajních podélných žebér jsou navařeny kostky, které slouží k podpoře lopaty při výsypu. Do kostky se navrtá díra pro nalisování pouzdra pro čepy, které kvůli unifikaci dílů volím stejné jako u velké nakládací lopaty firmy, tedy pouzdro z hliníkového bronzu s vnějším průměrem 70 mm a

s vnitřním průměrem 60 mm. Toto pouzdro se do kostky vkládá pro velmi dobré kluzné vlastnosti bronzu. Kostky jsou podepřeny třemi žebry.

Začepování probíhá vždy na straně výsypu. Čepy propojí díry na patkách lopaty s dírou v kostce. O těchto čepech bude řeč později.

Na horní část podélných žebor bude navařen nosný plech o tloušťce 10 mm, na který se navaří lože z kvalitnějšího materiálu HARDOX 500. Na tyto lože pak přijde protikus ze stejného materiálu, který již bude navařen na lopatě.

Na podélná žebra, mezi nosný plech a kontaktní desku je krycí spojovací destička tloušťky 6 mm a šířky 23 mm.

3.7 Lopata

Základními prvky tělesa lopaty jsou zadní deska a dno lopaty, jejichž spojením vznikne pracovní prostor, ve kterém se nahromadí hornina. Délky těchto těles jsem zvolil 1260 mm.

Zadní deska

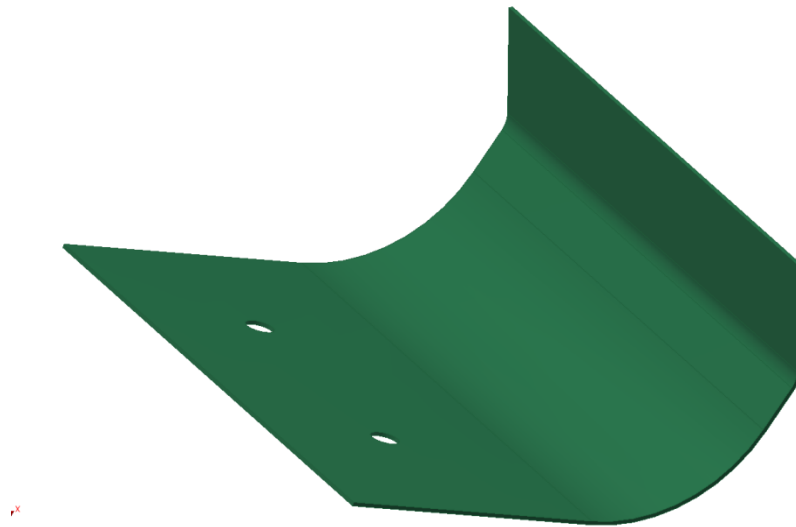
Zadní deska má výšku 670 mm a její tloušťka je 12 mm. Ve vzdálenosti 410 mm pod horním okrajem zadní desky je navařeno dno lopaty. U horního okraje jsou vyvrtány 2 díry o průměru 80 mm z důvodu možné manipulace s lopatou, např. ukotvení na jeřáb. Nad hranou navařeného dna lopaty jsou 2 menší díry pro demontáž čepu hydraulického válce výsypu lopaty.

Žebrování zadní desky

K horní hraně zadní desky je zezadu navařena horní lišta délky 108 mm a tloušťky 8 mm. V této liště je navrtáno 10 děr o průměru 22 mm pro možné přišroubování buď nastavné plochy pro zvětšení objemu lopaty, nebo ochranného zařízení. Z obou bočních okrajů zadní desky je navařena bočnice šířky 120 mm, délky 670 mm a šířky 15 mm. Na spodní hraně bočnice je seříznutí pro zarovnání s krycí deskou. Na bočnici jsou navrtány 4 díry se stejným rozměrem jako u horní lišty pro možné našroubování nastavné plochy, boční desky, nebo bočního výsypu. Ve vzdálenosti 208 mm pod okrajem horní lišty je navařena střední lišta se stejnými rozměry jako horní lišta. Tato lišta ze shora zpevňuje konzole pro uchycení čepu válce výsypu lopaty. Mezi touto lištou a horní lištou jsou navařeny 3 výztuhy šířky 108 mm a tloušťky 15 mm. Ve vzdálenosti 310 od obou bočnic pod střední lištou jsou navařeny zadní žebra. Sahají až ke spodní hraně zadní desky se

stejným úkosem jako u bočnic. Na tyto žebra jsou také navařeny konzoly pro uchycení čepu válce výsypu lopaty. V místě vybrání konzoly je do žebra vyřezána díra, aby nehrozila kolize s okem válce. Z čelních stran střední lišty, bočnic a zadních výztuh je navařena krycí deska o tloušťce 8 mm, která slouží jako výztuha žeber. Uprostřed desky od spodní hrany je vybrání, díky kterému se může hydraulický válec výsypu lopaty volně pohybovat.

Dno lopaty

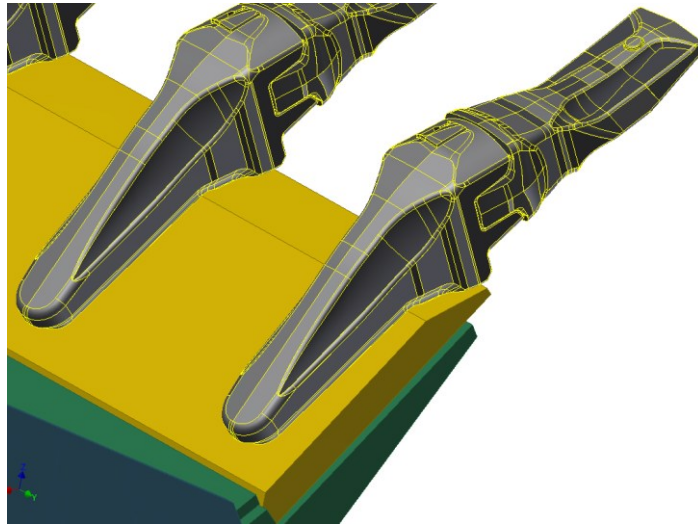


Obrázek 18 - Dno lopaty

Profil dna lopaty tvoří 3 úsečky a 2 kruhové úseče. Tloušťka tělesa je 8 mm. Hrana profilu u zadní desky k ní má úklon 18° . V největší ploše profilu jsou navrtány 2 úchytové díry o průměru 60 mm. Protože bude dno lopaty vystaveno velkým otěrům od nakládané horniny, volím jako materiál ocel HARDOX 500.

Břit se zuby

K přední hraně profilu dna lopaty je navařen břit obdélníkového průřezu 200x1280 mm s tloušťkou 25 mm. Břit je nejčastěji v kontaktu s nakládaným materiálem, proto jako materiál volím ocel HARDOX 500.



Obrázek 19 – Břit se zuby

Zuby jsem dostal zadané a byly pro účel této konstrukce vymodelované. Sestava se skládá z adaptéru 1MG10FC firmy Stavtech, které se navaří na břit a úkos břitu je jim přizpůsobený. Do adaptéru se vloží korunka zubu MG 10L stejné firmy s pojistkou. Vzdálenost mezi zuby jsem zvolil 200 mm. Jak jsou zuby přidělány k břitu vidíte na obrázku 19.

Žebrování dna lopaty s břitem

Hlavní žebra dna lopaty s břitem jsou 2 přední bočnice a 11 předních žeber. Horní hrany těchto žeber kopíruje dno lopaty s břitem. Na levé straně obrázku je plocha, která spojuje zadní desku a dno lopaty. Spodní hrana lopaty je kruhová úseč s poloměrem 410, na kterou se navaří lože o tloušťce 17,5 mm z materiálu HARDOX 500, které jsou protikusem k loži na nosiči. Šířka žebra v tomto místě je 50 mm. Poté mimo lože je šířka žebra zesílena na 80 mm. Žebra, která jsou v místě umístění patek, jsou zkráceny k přední hraně patky.



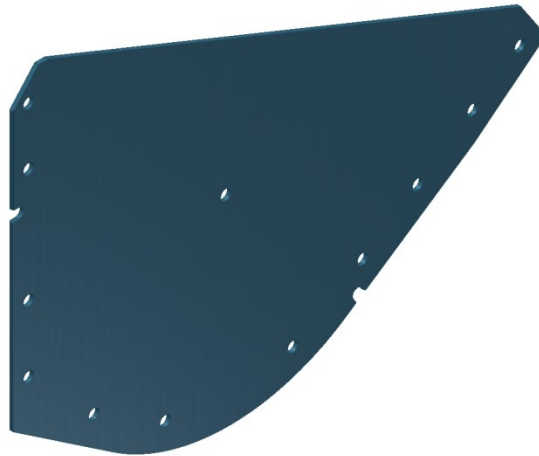
Obrázek 20 - Žebro dna lopaty

V místech pod břitem je zkosení žebra kvůli lepšímu vnikání do materiálu. Vzdálenost mezi žebry je 95 mm. Šířka žebra je 15 mm. V bočnici je navrtáno 7 děr průměru 22 mm pro přišroubování nastavné plochy pro zvětšení objemu, boční desky, nebo bočního výsypu.

Jako výztuhy mezi žebry jsem zvolil čtvercový profil o rozměru 45 mm. Jedna řada těchto výztuh je navařen na velké kruhové ploše dna lopaty, druhá řada na velké rovné ploše. Mezi dnem lopaty a břitem jsou zespoda mezi žebry navařeny ještě obdélníkové výztuhy délky 150 mm a tloušťky 5 mm, který by měl zabránit vylamování břitu.

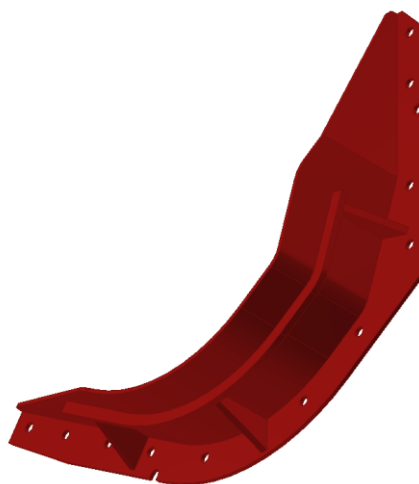
Patky

Na dno lopaty jsou navařeny 2 větší a menší patky, jejichž navrtané díry musí být při kontaktů lopaty s nosičem v rovině s dírami vyvrtané v kostce nosiče. Boční plochy horních částí patek jsou přivařeny k žebřům. Vzdálenost mezi větší a menší patkou je 327,5 mm. Tloušťka patek je 45 mm. Šířka spodní části patek je 130 mm. Průměr díry je 60 mm. Při návrhu jsem musel dát pozor, aby při vysouvání pístu patky nekolidovali s nosičem. Výztuhy, které by zároveň měli zajistit přímočarost mezi plochami patek, mají tloušťku 30 mm a horní hrana výztuhy kopíruje spodní část dna lopaty. Mezi patkami jsou vždy 2 tyto výztuhy a mají mezi sebou vzdálenost 80 mm.

Boční deska

Obrázek 21 - Boční deska

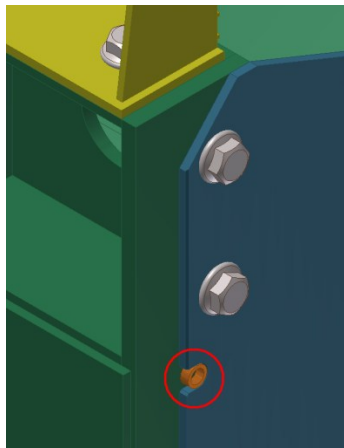
Boční deska je přídatná stěna zabraňující vypadnutí materiálu z lopaty z druhé strany od dopravníku. Horní hrana desky vede od horního okraje horní desky po spodní okraj břitu. Z montážních důvodů vede materiál desky přes velké plochy bočnic zadní desky i dna lopaty, aby jej bylo možno k těmto komponentům zašroubovat. Má po obvodu celkem 11 děr o průměru 22 mm pro zašroubování k lopatě. Další díra stejného rozměru je nad těžištěm desky, kam se může umístit šroub sloužící k manipulaci.

Boční výsyp

Obrázek 22 - Boční výsyp

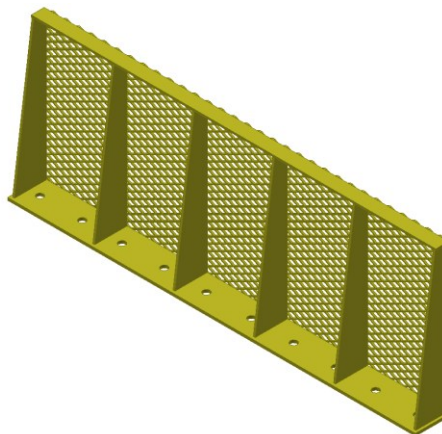
Boční výsyp mírně přidává na objemu lopaty, aby se hornina, která se nabírá přes celou délku břitu, nevysypávala ven z lopaty ještě před vysypáním na dopravník. Má celkovou šířku 246 mm, z obou stran je zkosený. Ve vzdálenosti 93 mm od vnějšího okraje výsypu je navařena výztuha, která kopíruje spodní profil výsypu. Mezi výztuhou a přichytnou plochou, která kopíruje přichytnou plochy boční desky, jsou navařena 3 žebra. Také v tomto dílu je vyvrtáno 11 děr o průměru 22 mm pro přišroubování k lopatě.

Pro pohodlnější montáž boční desky i bočního výsypu jsem navrhl navařit na bočnice desky i dna lopaty celkem 4 kroužky průměru 20 mm a výšky 8 mm, jak vidíte na obrázku 23. V boční desce i bočním výsypu jsou výřezy pro tyto kroužky. Tím odpadne nutnost přidržovat díl při montáži prvních šroubů a při demontáži posledních šroubů nebude díl padat dolů.



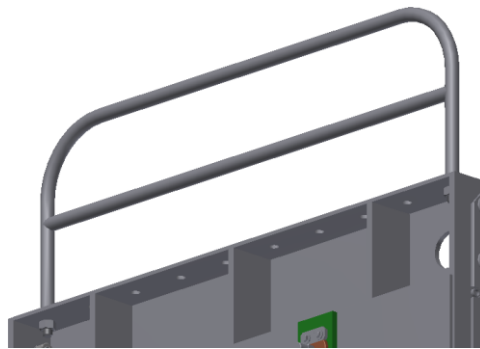
Obrázek 23 - Navařený kroužek

Ochranné zařízení



Obrázek 24 - Ochranné zařízení

Jelikož se v provozu stávalo, že např. při jízdě do kopce a při velkém naklopení lopaty se přes horní okraj materiálu dostávala hornina, a např. velké kusy kamene ohrožovali obsluhu stroje, navrhl jsem ochranné zařízení, které vidíte na obrázku 24. Spodní díl je úplně stejný jako horní lišta u lopaty, se stejnými rozměry děr. Na tuto lištu je navařeno 6 výztuh vysokých 450 mm s tloušťkou 6mm. Na horní strany těchto výztuh je navařena lišta šířky 40 mm a tloušťky 6 mm. Z čelní strany této konstrukce se bodově navaří tahokov.



Obrázek 25 - Variantní řešení ochranného zařízení

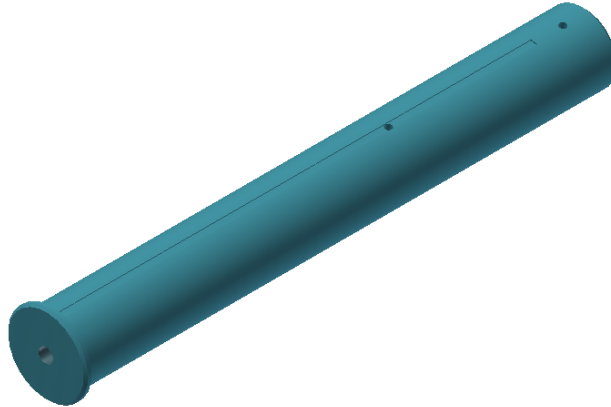
Mým prvním návrhem byla tato 400 mm vysoká konstrukce kruhového profilu, na jejíchž koncích by byly závitové části rozměru M20, které by přesně zapadaly do krajních děr navrtaných v horní liště, a zespoda pojištěny maticí. Tato konstrukce by ale zachytával jen největší kusy horniny, menší kusy by propadávaly. Zahuštěním mříže bych velikost propadaných kusů omezil, ale pořád by docela velké kusy propadávaly a vyrobitelnost by byla stále náročnější. Proto jsem se nakonec rozhodl pro variantu s tahokovem.

Šroubové spoje

Pro jednotnost volím pro upevnění ochranného zařízení, bočního výsypu, i boční desky s lopatou hrubé šrouby se šestihrannou hlavou M20x45. Šestihranná hlava šroubu je s přírubou pro lepší dotažení. Matice volím se šestihrannou hlavou ISO 4032 M20. Podložku volím kruhovou ISO 7091 ST 20-100HV. Pevnostní třídu šroubů volím 8.8, jelikož tato třída je použita u všech šroubů na stroji. Utahovací momenty určím podle tabulky. Lehce naolejované závity mají koeficient tření 0,12. Pro šroub M20 tedy bude utahovací moment 391 Nm. (viz. příloha 3) Na stroji se používají momentové klíče firmy TONA.

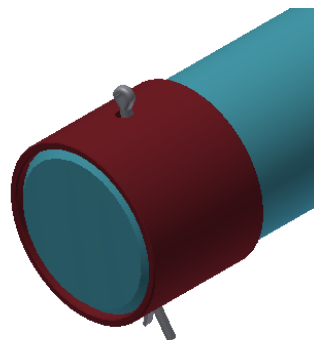
3.8 Začepování lopaty k nosiči

Původní řešení - dlouhý čep



Obrázek 26 - Dlouhý čep

Jako první variantu pro začepování lopaty k nosiči jsem zvolil dlouhý čep, sloužící ke spojení děr ve velké a malé patce na lopatě a na kostce nosiče vždy na straně výsypu na hřeblový dopravník. Čep má průměr 60 mm a celkovou délku 472,5 mm. Hlava čepu má průměr 70 mm a šířku 5 mm. Uprostřed hlavy čepu je vyvrtaná díra M12 s délkou 15 mm, která přechází do díry o průměru 6 mm pro rozvod mazání. Díra pro vývod na povrch čepu je navrtaná ve vzdálenosti 290 mm od hlavy čepu. Ve stejném místě je vyfrézovaná drážka délky 417,5 mm a šířky 6 mm. Drážka je hluboká 1 mm a slouží k rozvodu maziva po celé délce čepu. Ve vzdálenosti 25 mm od zadní plochy čepu je skrze celý průměr čepu navrtaná díra průměru 6 mm pro umístění závlačky. Sestavu s pouzdem a závlačkou vidíte na obrázku 27.

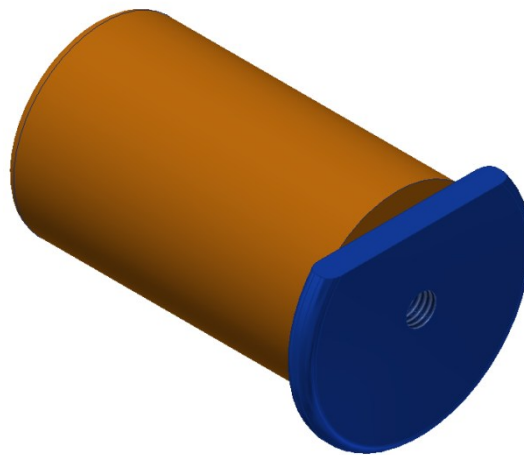


Obrázek 27 - Pouzdro se závlačkou

Pro snadnější vložení závlačky se na konec čepu nasadí pouzdro délky 50 mm také provrtané dírou průměru 6 mm. Díry na čepu i na pouzdru nastavíme proti sobě a vložíme závlačku ISO 1234 4x80.

Čep

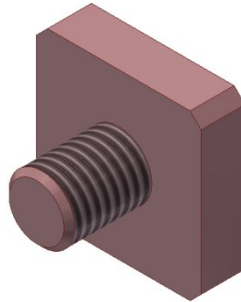
Jelikož mají reakční síly v dírách patek lopaty (kapitola 5.3.) vůči sobě různou velikost i různý směr, docházelo by po celé délce dlouhého čepu ke zkrutu. Proto jsem nakonec zvolil variantu s jedním kratším čepem z obou čelních stran patek lopaty.



Obrázek 28 - Spodní čep

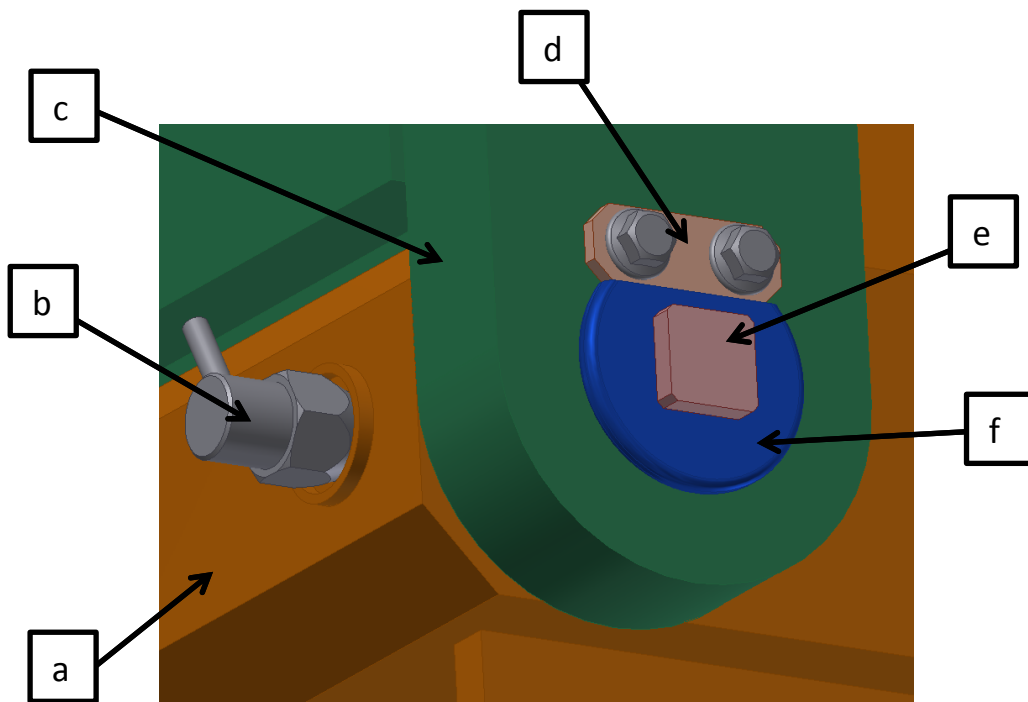
Hlava čepu má šířku 8 mm a průměr 76 mm. Seříznutí hlavy je ve vzdálenosti 23 mm od středu. Zajištění proti axiálnímu posunutí a proti otočení je podobné jako u čepů pro hydraulický válec výsypu lopaty. Delší válcová část čepu má průměr 60 mm a délku 100 mm. Také materiál čepu je shodný s čepem pro uchycení hydraulického válce výsypu lopaty (kapitola 3.5.).

Do středu hlavy čepu je navrtaná díra M12 pro stahovací zařízení. Mazničku není vhodné do této díry umísťovat, protože by na vzdálenější straně od přichytné části nosiče mohlo docházet k opotřebovávání nebo vylomení mazničky od nakládaného materiálu. Aby se do díry nedostávaly nečistoty, navrhl jsem plastovou záslepku se závitovou plochou a hlavou čtvercového průřezu, kterou vidíte na obrázku 29.



Obrázek 29 - Plastová záslepka

Mazání bude v tomto případě zajištěno z boku kostky. Díry pro mazničky jsou ve vzdálenosti 45 mm od obou čel kostky. Díra M12 přechází do průměru 6 mm pro rozvod maziva. Tato díra je prochází i skrz bronzové pouzdro až k čepu. Celkové uložení spodního čepu vidíte na obrázku 30.

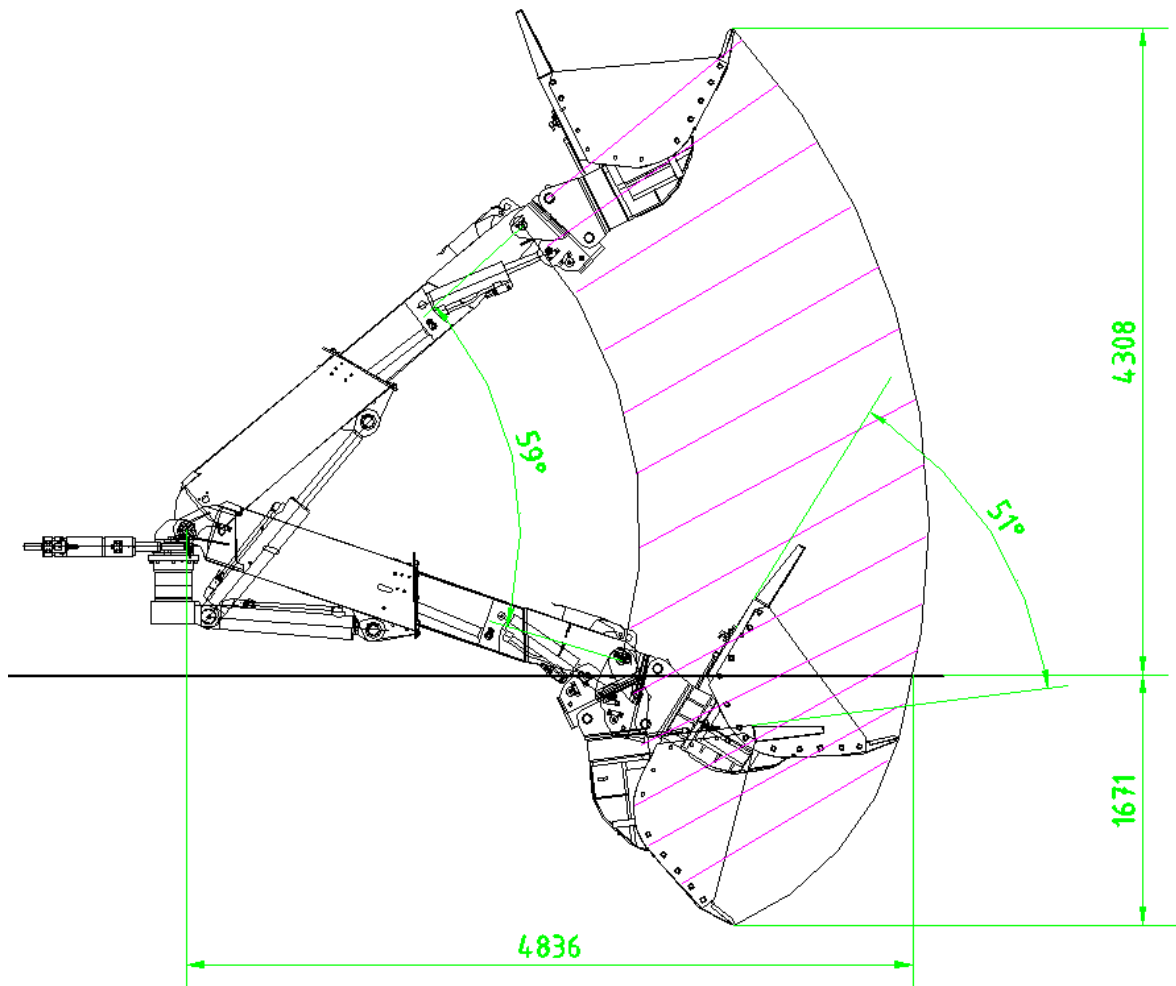


Obrázek 30 - Uložení spodního čepu

a) kostka; b) maznička; c) patka; d) příchytka se šrouby; e) záslepka; f) čep

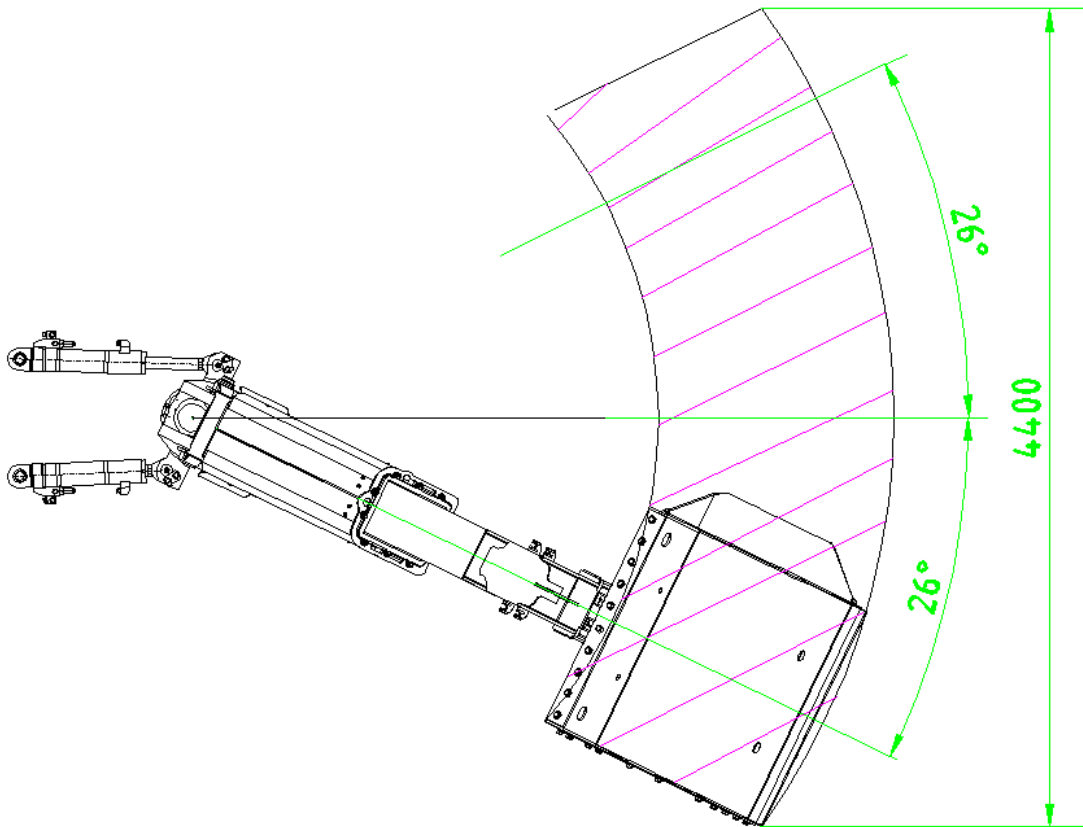
4. Kinematika

Zdvih celého ramene probíhá vysouváním pístu hydraulického válce zdvihu ramene, které je v pozdějším výpočtu zkontrolováno. Výsuv pístu tohoto válce z dolní do horní úvratí umožní rozsah zdvihu až 59° . Dalším kinematickým prvkem ramene je válec úběru, jehož jedno oko je začepováno ve výsuvné části ramene, druhé v rychloupínači. Vysouváním pístu tohoto válce se tedy ovládá polohu rychloupínače se sestavou lopaty vůči ramenu. Jak vidíte na nákresu, úhel sklopení mezi oběma úvrati tohoto pístu je 51° . Válcem výsuvu se ovládá vysouvání pohyblivé části ramene. Na obrázku jsou označeny polohy při vysunutém pístu. Kinematiku samotné sestavy lopaty jsem popsal již v předchozí kapitole. Dále z obrázku vidíte, že maximální vzdálenost od stroje k břitu je 4849 mm, poté že se lopata může dostat do hloubky 1671 mm, a do maximální výšky 4308 mm.



Obrázek 31 - Kinematika - bokorysný pohled

Na obrázku 32 vidíte mechanismus zajišťující otáčení ramene do stran. Probíhá pomocí dvou pomocných plunžrových hydraulických válců, jejichž jedny oka jsou začepovány ve stroji, druhé na otoči ramene. Když je rameno vytočené do krajní polohy, je píst válce na straně vytočení ve své dolní úvrati, naopak píst druhého pomocného válce je v horní úvrati. Dále z obrázku vidíte, že úhel vytočení může být až 26° , a maximální stranový dosah je 4400 mm.



Obrázek 32 - Kinematika - půdorysný pohled

5. Kontrolní výpočty

Jelikož stroj NSU 1E v provedení P1 není konstruovaný tak, aby unesl velké nakládací lopaty nad 1 m^3 , tak se dosud na tomto stroji používala pouze přibírková lopata $0,35 \text{ m}^3$ na úpravu podlahy chodby. Bylo tedy nutné přepočítat, jestli vydrží stávající otoč ramene a také hydraulické válce zdvihu ramene a výsuvu ramene zatížení od nakládací lopaty o objemu $0,8 \text{ m}^3$.

V navržené sestavě jsem provedl kontrolu hydraulického válce výsypu lopaty, zda při zadaném pracovním tlaku uzvedne tíhu lopaty s nakládaným materiálem. Dále jsem provedl kontrolu čepů, a to jak v konzolách pro uchycení hydraulického válce výsypu lopaty, tak dlouhého čepu pro spojení lopaty s nosičem. Zkontroloval jsem také nejvíce namáhaný svar v sestavě.

5.1 Stanovení hustoty nakládaného materiálu

Pro výpočet bude nutné znát hmotnosti všech komponentů celého ramene včetně sestavy lopaty, tedy i hmotnost nakládaného materiálu. Objem materiálu je zadán v požadavkovém listu, musím znát ale i hustotu nakládaného materiálu.

Stroj se bude využívat hlavně v černouhelných dolech. Hlavními horniny, které se v chodbách vyskytují, jsou jílovec (břidlice), pískovec, bazalt a černé uhlí. Jiné horniny jsou v dolech zastoupeny jen v malých procentech.

Hustota černého uhlí je 905 kg.m^{-3} , ostatní horniny mají hustotu $2600\text{--}2900 \text{ kg.m}^{-3}$. Jelikož je mocnost uhlí v chodbách kolem 50%, stanovil jsem průměrnou hustotu spojené horniny ρ_{SH} na 2400 kg.m^{-3} . Hornina se ale nakládá až po rozbourání horniny, čímž dochází k nakypření. [14]

Kypřitelnost

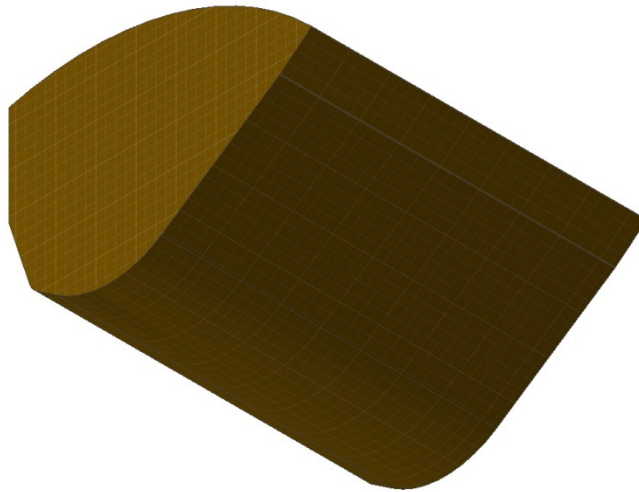
Při rozpojování hornin dochází vždy ke zvětšování jejich původního objemu. V běžné praxi je zaveden pojem součinitele nakypření k_n , který vyjadřuje poměr objemu rozpojené horniny k původnímu objemu horniny v rostlém stavu. Hodnota součinitele nakypření k_n závisí na druhu horniny a také na způsobu těžby. Jeho průměrná hodnota se pohybuje v rozmezí 1,1 až 1,5. Ve stejném poměru, v jakém zvětší vytěžená hornina svůj objem, sníží se její hustota. Z hlediska spotřeby energie může mít zvětšování objemu těžené horniny v případě, kdy odřezaná tříska nemá možnost volného odsunu k povrchu horniny, za následek zvýšení tření v místě rozpojování, a tedy tomu odpovídající zvýšení spotřeby energie. [2]

Zvolím tedy střední hodnotu součinitele nakypření a vypočtu hustotu rozpojené horniny ρ_{RH} .

$$\rho_{RH} = \frac{\rho_{SH}}{k_n} = \frac{2400}{1,3} = \underline{\underline{1846,2 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}}} \quad (6.1)$$

5.2 Kontrola objemu lopaty

Pro kontrolu objemu jsem v programu Inventor 2013 vymodeloval výplň navrhované plné lopaty, jejíž spodní hrany kopírují povrch dna lopaty až k břitu a zadní desky k horní liště. Model vidíte na obrázku 33. Objem výplně je podle programu 0,832 m³.



Obrázek 33 - Model výplně lopaty

Hustotu u tohoto modelu jsem zadal přibližně stejnou jako vypočtenou hodnotu v kapitole 5.1., a tím jsem si výrazně ulehčil stanovení těžišť, které jsem použil v následujících výpočtech.

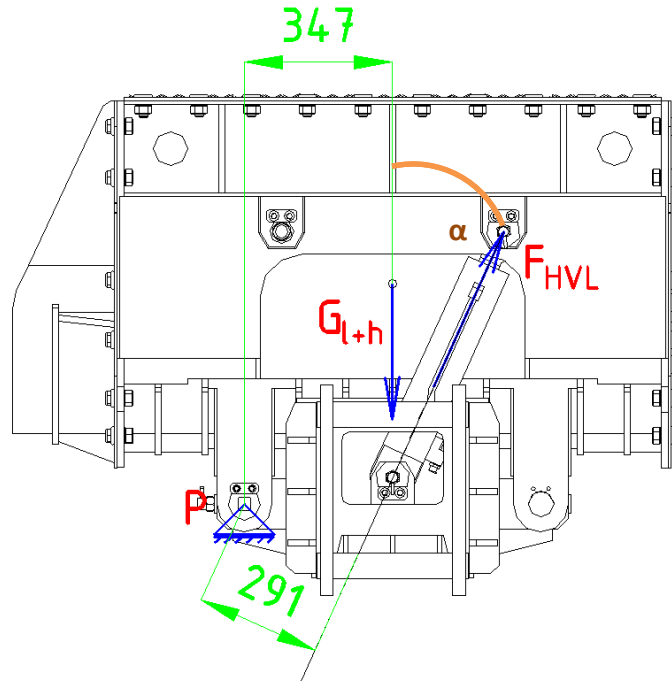
5.3 Kontrola hydraulického válce výsypu lopaty a výpočet reakčních sil sestavy

Největší zatížení vzniká v momentě, kdy se lopata začne zvedat a materiál vysypávat. Nejprve provedu kontrolu hydraulického válce výsypu lopaty, jestli toto zatížení překoná.

Sílu tohoto hydraulického válce F_{HVLmax} vypočtu z průřezu pístu S , kterou jsem zjistil z katalogu, a ze zadaného pracovního tlaku válce. Všechny válce na rameni mají pracovní tlak $p=18 \text{ MPa}$.

$$F_{HVLmax} = p \cdot S = p \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 18 \cdot \frac{\pi \cdot 90^2}{4} = \underline{\underline{114511,1 N}} \quad (6.2)$$

Dále vypočtu z momentové rovnice sílu válce potřebnou ke zvednutí lopaty.



Obrázek 34 - Síly působící na lopatu

Lopata se vůči nosiči bude při zvedání otáčet kolem bodu P. Sestavím tedy k bodu P momentovou rovnici (viz. obrázek 34). Parametry síly G_{l+h} (těžiště lopaty s horninou a hmotnost) jsem získal z programu Inventor 2013. Získané hodnoty jsou: $m_l = 716,179$ kg, $m_h = 1476,96$ kg.

$$G_{l+h} = m_l \cdot g + m_h \cdot g = 716,179 \cdot 9,81 + 1476,96 \cdot 9,81 = 7025,7 + 14488,9 = \underline{\underline{21514,6 N}} \quad (6.3)$$

$$\sum M_P = -G_{l+h} \cdot 347 + F_{HV} \cdot 291 = 0 \quad (6.4)$$

$$F_{HVL} > \frac{G_{l+h} \cdot 347}{291} = \frac{21514,6 \cdot 347}{291} = \underline{\underline{25654,9 N}}$$

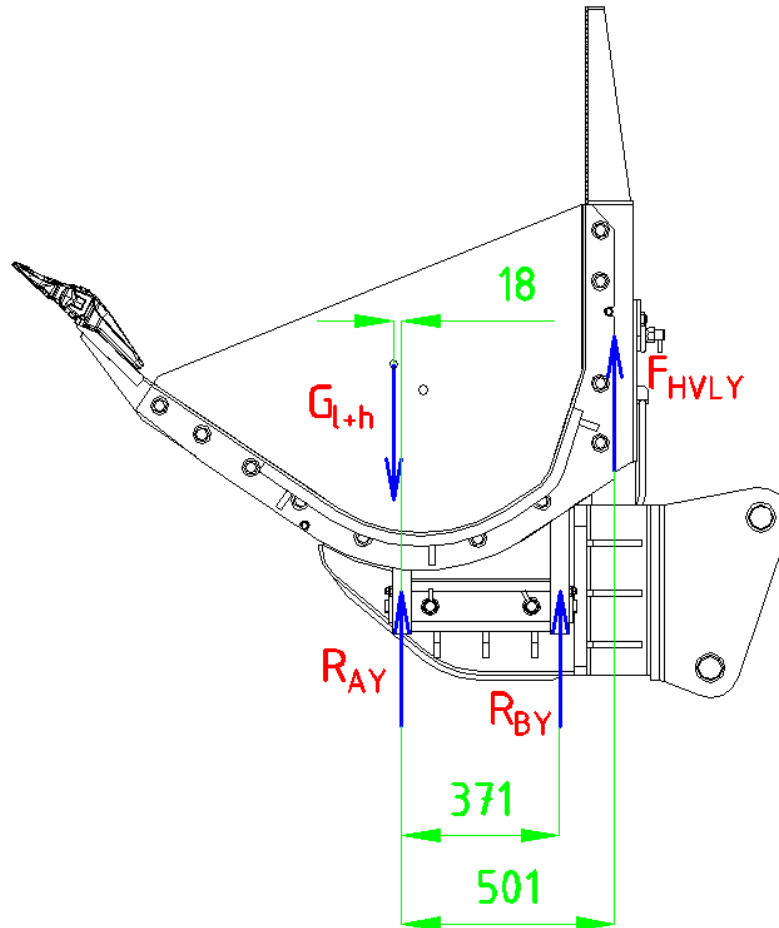
$35342,9 \geq 33645,1 \Rightarrow$ **válec vyhovuje**

Pro pozdější kontrolu dlouhého čepu bude nutné znát reakční síly v místech, kde je dlouhý čep v kontaktu s lopatou. Kontakt je ve dvou místech – A a B. Jelikož v této sestavě nepůsobí žádné síly ve směru z , vypočtu celkové reakční síly ze směrů x a y . Nejprve jsem vypočetl reakční síly ve směru y . Prvním krokem bylo rozložení vypočtené síly hydraulického válce F_{HV} do složek x a y .

$$F_{HVX} = F_{HV} \cdot \sin \alpha = 25654,9 \cdot \sin 24^\circ = \underline{\underline{10434,8 N}} \quad (6.5)$$

$$F_{HVY} = F_{HV} \cdot \cos \alpha = 25654,9 \cdot \cos 24^\circ = \underline{\underline{23436,9 \text{ N}}} \quad (6.6)$$

Poté jsem si sestavil momentovou rovnici k bodu A, z níž jsem vypočetl reakční síly R_{AY} a R_{BY} (viz. obrázek 35).



Obrázek 35 - Síly působící na lopatu - směr y

$$\sum M_{AY} = G_{l+h} \cdot 18 + R_{BY} \cdot 371 + F_{HVY} \cdot 501 = 0 \quad (6.7)$$

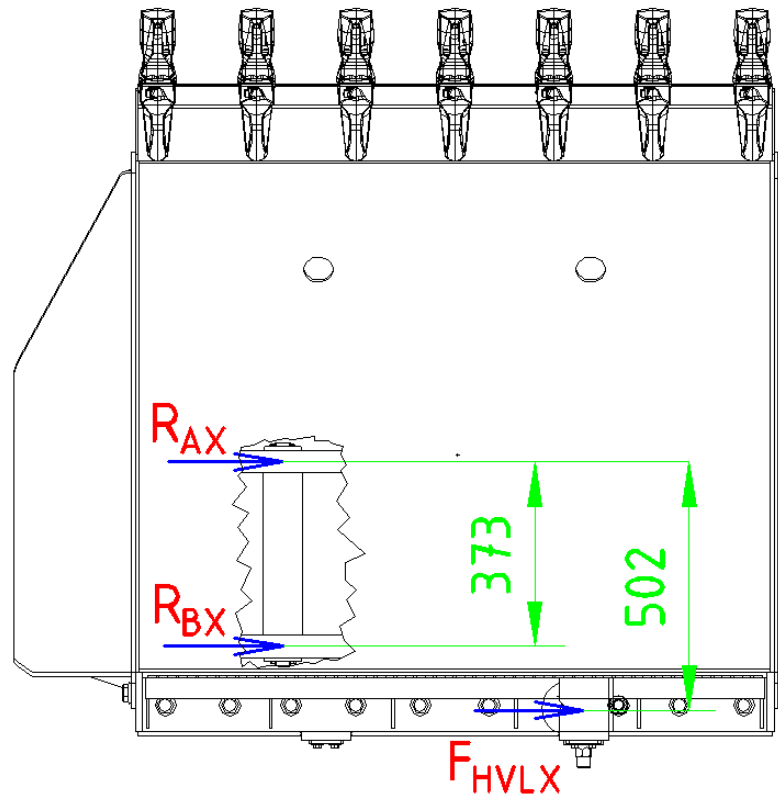
$$R_{BY} = \frac{-G_{l+h} \cdot 18 - F_{HVY} \cdot 501}{371} = \frac{-21514,6 \cdot 18 - 23436,9 \cdot 501}{371} \\ = \underline{\underline{-32693,1 \text{ N}}}$$

Pro výpočet R_{AY} jsem sestavil rovnici pro síly směru \underline{y} .

$$\sum F_Y = -G_{l+h} + R_{AY} - R_{BY} + F_{HVY} = 0 \quad (6.8)$$

$$R_{AY} = G_{l+h} + R_{BY} - F_{HVY} = 21514,6 + 32693,1 - 23436,9 = \underline{\underline{30770,8 \text{ N}}}$$

Zcela analogicky jsem postupoval pro směr \underline{x} (viz. obrázek 36).



Obrázek 36 - Síly působící na lopatu - směr x

Momentová rovnice k bodu A

$$\sum M_{AX} = R_{BX} \cdot 371 + F_{HVX} \cdot 501 = 0 \quad (6.9)$$

$$R_{BX} = \frac{F_{HVX} \cdot 501}{371} = \frac{-10434,8 \cdot 501}{371} = \underline{\underline{-14091,2 \text{ N}}}$$

Rovnováha sil ve směru x

$$\sum F_X = R_{AX} - R_{BX} + F_{HVX} = 0 \quad (6.10)$$

$$R_{AX} = R_{BX} - F_{HVX} = 14091,2 - 10434,8 = \underline{\underline{3656,4 \text{ N}}}$$

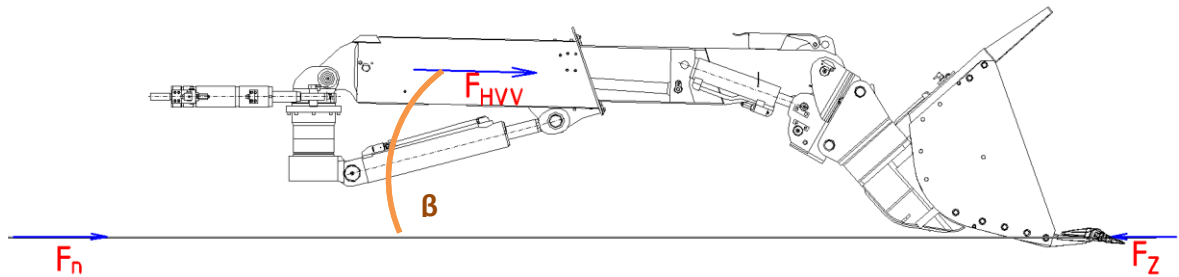
Z těchto vypočtených složek jsem vypočítal velikosti reakčních sil R_A a R_B .

$$R_A = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2} = \sqrt{3656,4^2 + 30770,8^2} = \underline{\underline{30987,3 \text{ N}}} \quad (6.11)$$

$$R_B = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2} = \sqrt{14091,2^2 + 32693,1^2} = \underline{\underline{35600,6 \text{ N}}} \quad (6.12)$$

5.4 Kontrola hydraulického válce výsuvu ramene

Dalším úkolem bylo zkontrolovat hydraulický válec výsuvu ramene v případě, když píst tohoto válce se bude vysouvat a lopata tím bude zajíždět do materiálu. Stroj bude v tomto případě zabrzděný.



Obrázek 37 - Síly při zajíždění do materiálu

Síla válce musí být větší, než odpor proti zajíždění do materiálu (F_Z), a zároveň musí být menší než tažná síla podvozku (F_N), aby reakční síla od válce se strojem nepohnula.

Musí tedy platit tato podmínka:

$$\boxed{F_N > F_{HVVX} > F_Z}$$

Tažnou sílu podvozku jsem zjistil z firemního katalogu. [9]

$$F_N = 77000 \text{ N}$$

Sílu hydraulického válce výsuvu lopaty jsem vypočetl ze zadaného pracovního tlaku válce a z průměru pístu, který jsem zjistil v programu Inventor 2013.

$$F_{HVV} = p \cdot S = 18 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 18 \cdot \frac{\pi \cdot 63^2}{4} = \underline{\underline{56110,4 \text{ N}}} \quad (6.13)$$

Vodorovnou složku síly F_{HV} vypočtu ze silového trojúhelníku. Počítám, že válec svírá s podlahou úhel $1,94^\circ$.

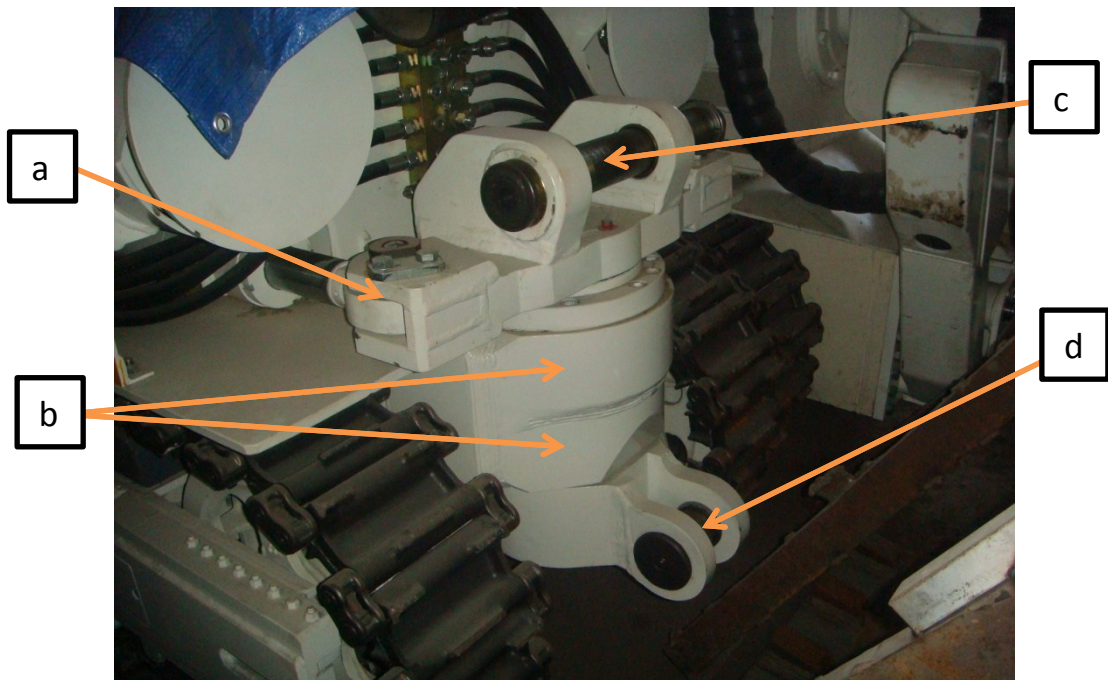
$$F_{HVVX} = F_{HV} \cdot \cos \beta = 56110,4 \cdot \cos 1,94^\circ = \underline{\underline{56078,3 \text{ N}}} \quad (6.14)$$

Síla od nakládaného materiálu F_Z se nedá jednoznačně určit, protože její velikost závisí na hustotě, velikosti, vlhkosti a kusovitosti nakládaného materiálu.

5.5 Stanovení reakčních sil na otoči ramene

Otoč ramene je důležitá součást stroje. Umožňuje ramenu naklápět se do boku o 26° . Fotografii otoče ramene vidíte na obrázku 38. Výška otoče je 692 mm. V horní části otoče jsou díry pro uložení čepu, který na otoč uchytí vnější konstrukci ramene. Těsně u tohoto čepu je v ramenu uložení pro oko hydraulického válce výsuvu ramene, jak vidíte na obrázku. Na bočních stranách jsou dvě čepová uchycení, na kterých jsou umístěny oka hydraulických válců, které řídí natočení ramene. Ve spodní části otoče je další čepové uchycení, ve kterém je umístěno oko hydraulického válce, které ovládá zdvih ramene. Tento hydraulický válec vidíte na obrázku 39. Činnost všech těchto válců je popsána později v části kinematika.

V tělese otoče jsou zabudovány 2 soudečková ložiska. Spodní ložisko má označení 23030E1M a vyrábí ho firma FAG. Druhé, horní ložisko má označení 23032E1M od stejné firmy. Horní ložisko zachytává radiální i axiální síly, spodní ložisko pouze radiální. Obě tyto ložiska jsem ve výpočtu zkontroloval.



Obrázek 38 - Popis otoče ramene

a) čep pro oko hydraulického válce pro řízení otáčení ramene, b) ložiska, c) úchyt pro kryt hydraulického válce výsuvu ramene, d) čep pro oko hydraulického válce zdvihu ramene



Obrázek 39 – Hydraulický válec zdvihu ramene

Nejprve jsem určil 2 polohy ramene, při kterých by měly být ložiska nejvíce namáhána. Poloha 1 je při vysunutém rameni, když je lopata s nosičem těsně nad podlahou. Poloha 2 je také při vysunutém rameni, když je válec zdvihu ramene ve své horní úvratí. Zatěžující síly budou gravitační síly celého ramene (G_R) a nakládaného materiálu (G_H). Hmotnosti i polohy těžiště jsem určil z programu Inventor 2013. Získané hodnoty jsou: $m_R=2176,343$ kg, $m_H=1846,2$ kg

$$G_R = m_R \cdot g = 2176,343 \cdot 9,81 = \underline{\underline{21349,9 \text{ N}}} \quad (6.15)$$

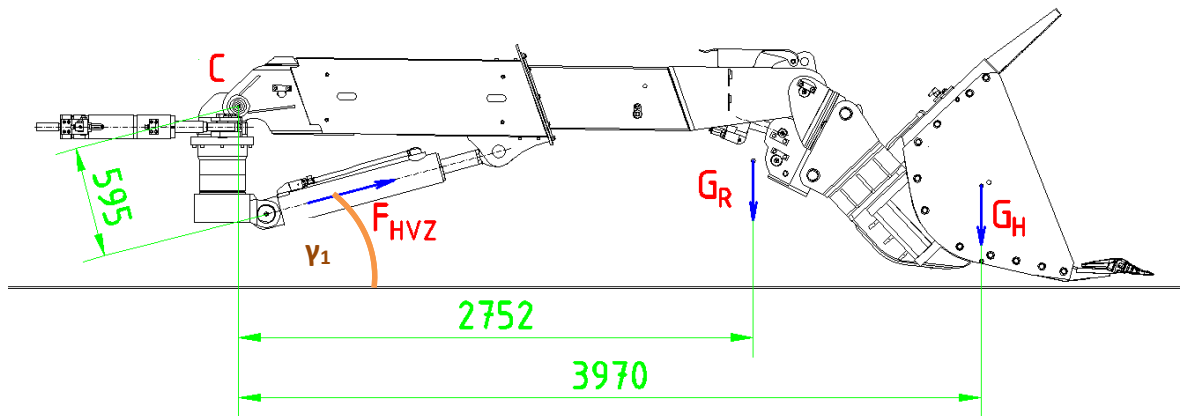
$$G_H = m_H \cdot g = 1846,2 \cdot 9,81 = \underline{\underline{14488,9 \text{ N}}} \quad (6.16)$$

Poloha 1

Pro tuto polo jsem zkontroloval také sílu hydraulického válce zdvihu ramene, zda je schopné rameno zvednout. Nejprve jsem určil sílu válce F_{HVZmax} z průřezu pístu S a z maximálního pracovního tlaku p .

Výpočet síly hydraulického válce

$$F_{HVZmax} = p \cdot S = 18 \cdot \frac{\pi \cdot 125^2}{4} = \underline{\underline{220893,2 \text{ N}}} \quad (6.17)$$



Obrázek 40 - Síly působící na otoč ramene - poloha 1

Z momentové rovnice k bodu C vypočítám potřebnou sílu ke zvednutí ramene. (viz. obrázek 40)

$$\begin{aligned} \sum M_C &= F_{HV} \cdot 595 - G_R \cdot 2752 - G_H \cdot 3970 = 0 & (6.18) \\ F_{HVZ1} &= \frac{G_R \cdot 2752 + G_H \cdot 3970}{595} = \frac{21349,9 \cdot 2752 + 14488,9 \cdot 3970}{595} \\ &= \underline{\underline{195422,1 \text{ N}}} \end{aligned}$$

$$F_{HVZ1} > F_{HVZmax} \Rightarrow \text{válec vyhovuje}$$

Rozklad síly F_{HVZ}

Tuto vypočtenou sílu rozložím do směrů x a y , tím získám reakce v čepu otoče ramene, a ty poté použiji pro výpočet reakčních sil F_{CX} a F_{CY} v bodě C.

$$F_{HVZ1X} = F_{HVZ1} \cdot \cos \gamma_1 = 195422,1 \cdot \cos 15,03^\circ = \underline{\underline{188736,8 \text{ N}}} \quad (6.19)$$

$$F_{HVZ1Y} = F_{HVZ1} \cdot \sin \gamma_1 = 195422,1 \cdot \sin 15,03^\circ = \underline{\underline{50677,8 \text{ N}}} \quad (6.20)$$

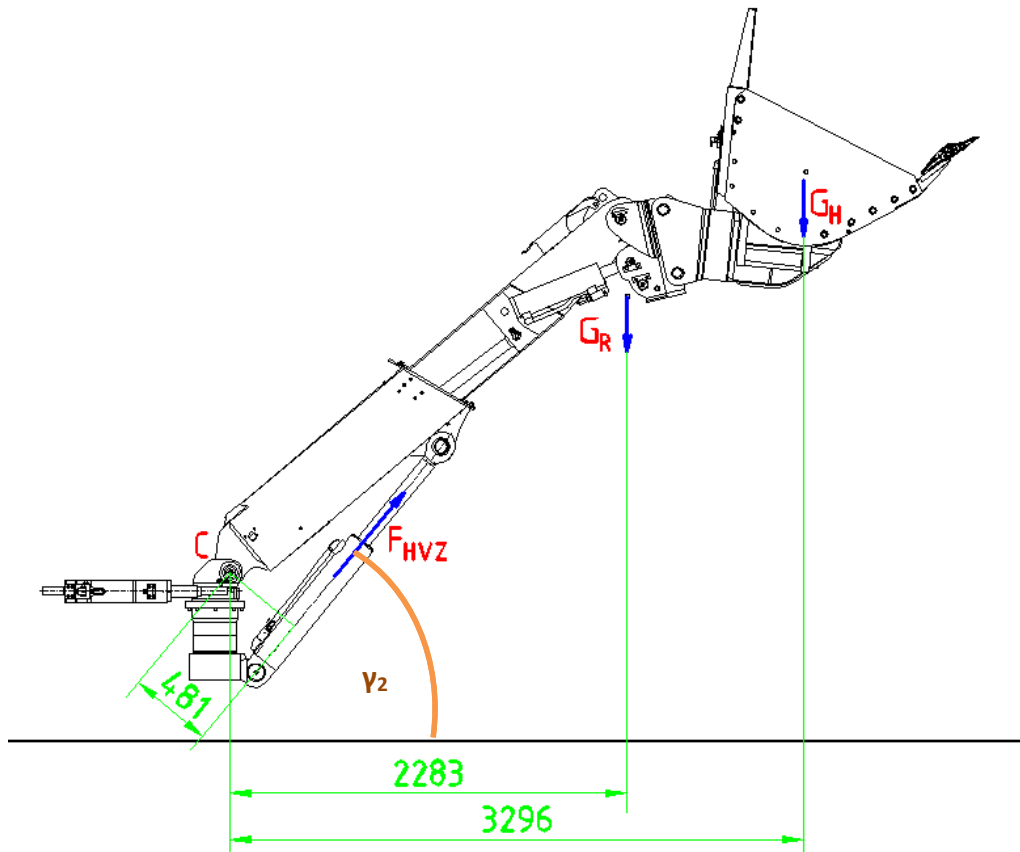
Dopočet reakčních sil v bodě C

$$\sum F_X = -F_{CX1} + F_{HVZ1X} = 0 \quad (6.21)$$

$$F_{CX1} = F_{HVZ1X} = \underline{\underline{188736,8 \text{ N}}}$$

$$\sum F_Y = F_{CY1} + F_{HVZ1Y} - G_R - G_H = 0 \quad (6.22)$$

$$F_{CY1} = -F_{HVZ1Y} + G_R + G_H = -50677,8 + 21349,9 + 14488,9 = \underline{\underline{-14839 \text{ N}}}$$

Poloha 2

Obrázek 41 - Síly působící na otoč ramene - poloha 2

Výpočet síly hydraulického válce

$$\sum M_C = F_{HV} \cdot 481 - G_R \cdot 2283 - G_H \cdot 3296 = 0 \quad (6.23)$$

$$F_{HVZ2} = \frac{G_R \cdot 2283 + G_H \cdot 3296}{481} = \frac{21349,9 \cdot 2283 + 14488,9 \cdot 3296}{481} \\ = \underline{\underline{200618 \text{ N}}}$$

$$F_{HVZ2} > F_{HVZmax} \Rightarrow \text{válec vyhovuje}$$

Rozklad síly F_{HVZ}

$$F_{HVZ2X} = F_{HVZ2} \cdot \cos \gamma_2 = 200618 \cdot \cos 50,61^\circ = \underline{\underline{127311,3 \text{ N}}} \quad (6.24)$$

$$F_{HVZ2Y} = F_{HVZ2} \cdot \sin \gamma_2 = 200618 \cdot \sin 50,61^\circ = \underline{\underline{155046,5 \text{ N}}} \quad (6.25)$$

Dopočet reakčních sil v bodě C

$$\sum F_X = -F_{CX2} + F_{HVZ2X} = 0 \quad (6.26)$$

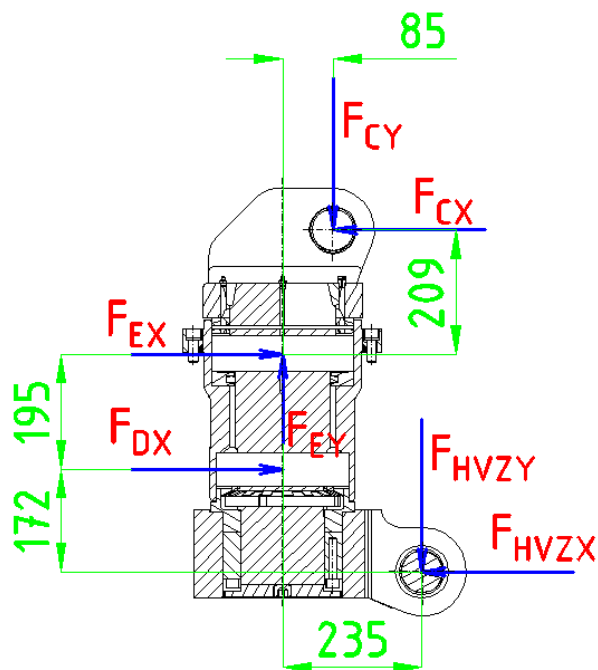
$$F_{CX2} = F_{HVZ2X} = \underline{\underline{127311,3 \text{ N}}}$$

$$\sum F_Y = F_{CY2} + F_{HVZ2Y} - G_R - G_H = 0 \quad (6.27)$$

$$F_{CY2} = -F_{HVZ2Y} + G_R + G_H = -155046,5 + 21349,9 + 14488,9 \\ = \underline{\underline{-119207,7 \text{ N}}}$$

5.6 Kontrola ložisek ramene

Na obrázku 42 jsem zakreslil všechny síly, které působí na otoč ramene, a z momentové rovnice a z rovnováhy sil jsem vypočítal všechny neznáme složky, tedy F_{EX} , F_{EY} a F_{DX} .



Obrázek 42 - Síly působící na ložiska otoče ramene

Výpočet sil pro polohu 1

$$\Sigma M_E = 0$$

$$-F_{CX1} \cdot 209 + F_{HVZ1X} \cdot (172 + 195) - F_{DX1} \cdot 195 + F_{CY1} \cdot 85 + F_{HVZ1Y} \cdot 235 = 0$$

$$F_{DX1} = \frac{-F_{CX2} \cdot 209 + F_{HVZ1X} \cdot (172 + 195) + F_{CY2} \cdot 85 + F_{HVZ1Y} \cdot 235}{195} \quad (6.28)$$

$$F_{DX1} = \underline{\underline{220466,7 \text{ N}}}$$

$$\Sigma F_x = 0$$

$$-F_{CX1} + F_{EX1} + F_{DX1} - F_{HVZ1X} = 0 \quad (6.29)$$

$$F_{EX1} = F_{CX1} - F_{DX1} + F_{HVZ1X} = \underline{\underline{157006,9 \text{ N}}}$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$-F_{CY1} + F_{EY1} - F_{HVZ1Y} = 0 \quad (6.30)$$

$$F_{EY1} = F_{CY1} + F_{HVZ1Y} = \underline{\underline{65516,8 \text{ N}}}$$

Výpočet sil pro polohu 2

$$\Sigma M_E = 0$$

$$-F_{CX2} \cdot 209 + F_{HVZ2X} \cdot (172 + 195) - F_{DX2} \cdot 195 + F_{CY2} \cdot 85 + F_{HVZ2Y} \cdot 235 = 0$$

$$F_{DX} = \frac{-F_{CX2} \cdot 209 + F_{HVZ2X} \cdot (172 + 195) + F_{CY2} \cdot 85 + F_{HVZ2Y} \cdot 235}{195}$$

$$= \underline{\underline{341968 \text{ N}}}$$

$$\Sigma F_x = 0$$

$$-F_{CX2} + F_{EX2} + F_{DX2} - F_{HVZ2X} = 0$$

$$F_{EX2} = F_{CX2} - F_{DX2} + F_{HVZ2X} = \underline{\underline{-87345,4 \text{ N}}}$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$-F_{CY2} + F_{EY2} - F_{HVZ2Y} = 0$$

$$F_{EY2} = F_{CY2} + F_{HVZ2Y} = \underline{\underline{274254,2 \text{ N}}}$$

Maximální zatížení ložiska

Když jsem vypočetl síly na ložiska u obou krajních poloh, určil jsem maximální radiální síly F_r a maximální axiální síly F_a pro obě použitá ložiska.

Ložisko D: $F_r = 341968 \text{ N}$

$$F_a = 0 \text{ N}$$

Ložisko E: $F_r = 157006,9 \text{ N}$

$$F_a = 274254,2 \text{ N}$$

Kontrola současného ložiska

Jako ložisko D se v současné době používá ložisko 23030E1M firmy FAG, jako ložisko E se používá ložisko 23032E1M stejné firmy. Tato ložiska se natáčí pouze o malý úhel, proto se kontrolují jen na statické zatížení.

Bezpečnost ložiska

Z tabulky 1 vyberu koeficient bezpečnosti ložisek. Jelikož se u ramene jedná o kývavý pohyb s velkým úhlem výkyvu s malou frekvencí, a s přibližně stálým periodickým zatížením, volím koeficient bezpečnosti 2,5.

Tabulka 1 - Tabulka bezpečnosti ložisek [15]

pohyb ložiska	způsob zatížení, požadavky na chod ložiska	s_0 pro kuličková ložiska	s_0 pro válečková, jehlová, soudečková a kuželíková ložiska
Otáčivý	výrazné nárazové zatížení, vysoké požadavky na klidný chod	2	4
	po statickém zatížení se ložisko otočí při nižším zatížení	1,5	3
	normální požadavky na klidný chod		
	normální provozní podmínky a normální požadavky na chod	1	1,5
Kývavý	klidný chod bez otřesů	0,5	1
	malý úhel výkyvu s velkou frekvencí s nárazovým nerovnoměrným zatížením	2	3,5
	velký úhel výkyvu s malou frekvencí s přibližně stálým periodickým zatížením	1,5	2,5
neotáčivý (v klidu)	výrazné nárazové zatížení	1,5 až 1	3 až 2
	normální a malé zatížení, na chod ložiska nejsou kladeny zvláštní nároky	1,5 až 0,4	2 až 0,8
	axiální soudečková ložiska při všech druzích zatížení	-	4

Ložisko D

Z firemního katalogu firmy FAG jsem určil, že statická únosnost tohoto ložiska C_0 je 880 kN, a koeficient axiálního zatížení je Y_0 je 3,03. [16] Vypočtu tedy ekvivalentní zatížení ložiska P a bezpečnost ložiska s_0 .

Výpočet ekvivalentního zatížení

$$P = F_R + Y_O \cdot F_A = F_R = \underline{\underline{341968 \text{ N}}} \quad (6.31)$$

Bezpečnost ložiska

$$s_O = \frac{c_O}{P} = \frac{880}{342} = \underline{\underline{2,57}} \Rightarrow \text{ložisko vyhovuje} \quad (6.32)$$

Ložisko E

Z firemního katalogu firmy FAG jsem určil, že statická únosnost tohoto ložiska C₀ je 1010 kN, a koeficient axiálního zatížení je Y₀ je 3,1. [16] Poté jsem postupoval zcela analogicky jako u ložiska D.

Výpočet ekvivalentního zatížení

$$P = F_R + Y_O \cdot F_A = \underline{\underline{1007,2 \text{ kN}}} \quad (6.33)$$

Bezpečnost ložiska

$$s_O = \frac{C_O}{P} = \frac{1010}{988} = \underline{\underline{1,02}} \Rightarrow \text{ložisko nevyhovuje} \quad (6.34)$$

Doporučuju vyměnit stávající ložisko za ložisko 23138-E1 firmy FAG. (viz. příloha 4) Toto ložisko má koeficient axiálního zatížení Y₀=2,23, a statickou únosnost C₀=2220 kN. [16]

Přepočet na toto ložisko by tedy byl:

Výpočet ekvivalentního zatížení

$$P = F_R + Y_O \cdot F_A = \underline{\underline{768,6 \text{ kN}}} \quad (6.35)$$

Bezpečnost ložiska

$$s_O = \frac{C_O}{P} = \frac{2220}{768,6} = \underline{\underline{2,89}} \Rightarrow \text{ložisko vyhovuje} \quad (6.36)$$

5.7 Kontrola rozpěrného pouzdra

Rozpěrné pouzdro zachycuje sílu od válce zdvihu ramene na otoč ramene. Na rozpěrné pouzdro působí maximální síly na kloub B otoče ramene, to znamená maximální síly hydraulického válce zdvihu ramene.

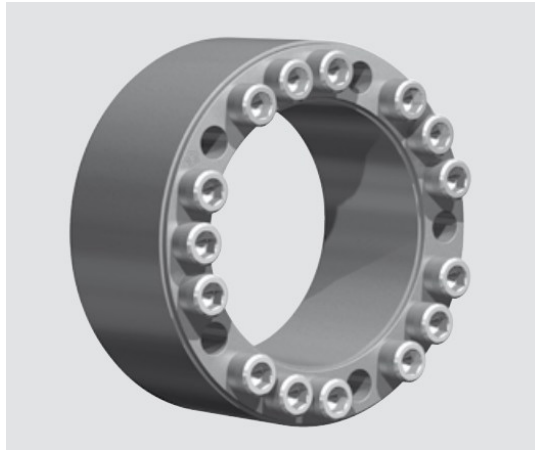
Radiální síla

$$F_r = F_{HVXMAX} = \underline{\underline{188736,8 \text{ N}}} \quad (6.37)$$

Axiální síla

$$F_a = F_{HVYMAX} = \underline{\underline{155046,5 \text{ N}}} \quad (6.38)$$

V současné době se na otoči ramene používá rozpěrné pouzdro firmy RINGFEDER s označením RfN 7014 140/200.



Obrázek 43 - Rozpěrné pouzdro Ringfeder RfN 7014

Základní parametry tohoto kroužku jsem odečetl z katalogu (viz. příloha)

-přenesený točivý moment T 40200 [Nm]

-přenesená osová síla F_{ax} 574 [kN]

Koeficient bezpečnosti volím 2.

Výpočet výsledné bezpečnosti

$$k_S = \frac{F_{ax}}{F_{HVYMAX}} = \frac{574}{155} = \underline{\underline{3,7}} \Rightarrow \text{pouzdro vyhovuje} \quad (6.39)$$

5.8 Kontrola čepů

Kontrola čepů pro uchycení hydraulického válce

Nejprve jsem zkontroloval čepy uchycující hydraulický válec výsypu lopaty ke konzolám. Ke kontrole jsem využil programu Inventor 2013. Zapsané hodnoty vidíte na obrázku 44. Do levého sloupce jsem zadal hodnoty síly hydraulické síly válce, rozměry spoje a provozní součinitel. Provozní součinitel jsem zvolil 0,25 pro míjivé zatížení kloubového uložení. Součinitel bezpečnosti jsem zohlednil při vlastnostech materiálu. Ze strojnických tabulek jsem zjistil, že materiál čepu, tedy ocel 15 230, má mez kluzu $R_e=835$ MPa. Z této hodnoty vypočítám maximální napětí v ohybu σ_{DO} , maximální smykové napětí τ_{DS} a maximální tlak p_D . Součinitel bezpečnosti k_S volím 1,7.

Dovolené napětí v ohybu

$$\sigma_{DO} = \frac{R_e}{k_S} = \frac{835}{1,7} = \underline{\underline{491,2 \text{ MPa}}} \quad (6.40)$$

Dovolené smykové napětí

$$\tau_{DS} = 0,57 \cdot \sigma_{DO} = 0,57 \cdot 491,2 = \underline{\underline{280 \text{ MPa}}} \quad (6.41)$$

Dovolený tlak vidlice

$$p_D = \frac{R_e}{k_S} = \frac{700}{1,7} = \underline{\underline{411,8 \text{ MPa}}} \quad (6.42)$$

Dovolený tlak táhla jsem zadal 120 MPa pro materiál 11 523. [18]

Obrázek 44 - Kontrola čepu

Provedl jsem výpočet a získal jsem výsledné hodnoty, které jsem zapsal do tabulky 2. Výpočet proběhl úspěšně, všechny hodnoty nepřekročili maximální povolené hodnoty.

Tabulka 2 - Vypočtené hodnoty kontroly čepu hydraulického válce výsypu lopaty v programu Inventor 2013

Parametr	Označení	Hodnota	Jednotka
Aktivní délka čepu	$l_{\check{c}}$	125	mm
Minimální průměr čepu	d_{\min}	35,199	mm
Čep			
Bezpečnost	k_S	1,468	-
Vypočtené smykové napětí	τ_S	14,062	MPa
Smykové napětí v kolíku redukované provozním součinitelem	τ_{SRED}	70	MPa
Vypočtené napětí v ohybu	σ_O	83,672	MPa
Napětí v ohybu kolíku redukované provozním součinitelem	σ_{OrRED}	122,794	MPa
Vidlice - konzole			
Bezpečnost	k_S	9,787	-
Vypočtený tlak	p_S	10,519	MPa
Tlak v součásti redukovaný provozním	p_{SRED}	102,95	MPa

součinitelem			
Táhlo – oko hydraulického válce výsypu lopaty			
Bezpečnost	k_S	1,188	-
Vypočtený tlak	p_S	25,245	MPa
Tlak v součásti redukováný provozním součinitelem	p_{SRED}	30	MPa

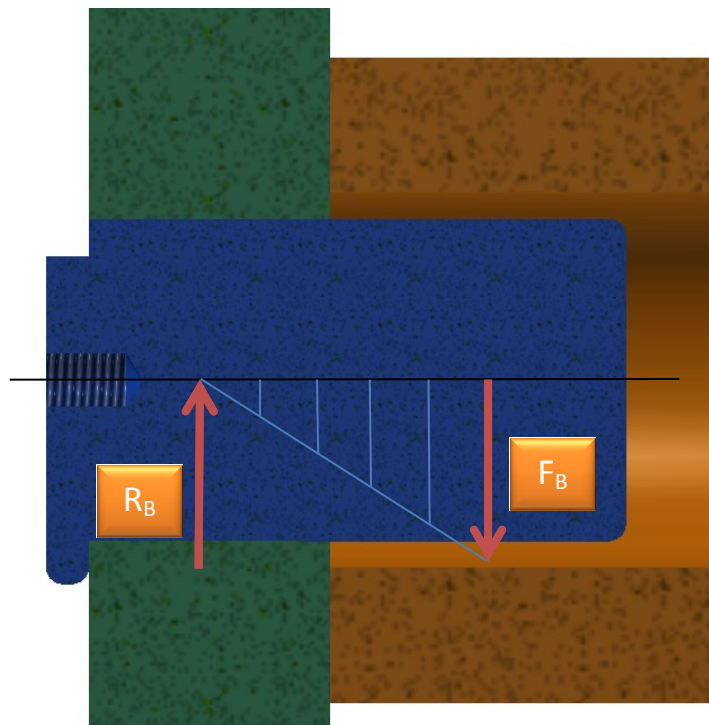
Kontrola spodních čepů [17,18]

Jelikož program Inventor 2013 umožňuje výpočet pouze pro vidlicové uložení čepu, kontrolu spodních čepů jsem provedl ručně. Zatěžující síly jsem zakreslil do obrázku 45.

Kontrola ohybového napětí

Kontrolu spodních čepů jsem vypočetl podle vzorce:

$$\sigma_O = \frac{M_O}{W_O} = \frac{F_B \cdot l}{\frac{\pi}{32} d_c^3} \leq \sigma_{DO} = \frac{R_e}{k_S} \quad (6.43)$$



Obrázek 45 - Síly ve spodním čepu

Dovolené napětí v ohybu σ_{DO} je stejné jako u čepů hydraulického válce výsypu lopaty, tedy 491,2 MPa. Jako zatěžující sílu zavádím akční sílu v čepu, tedy stejně velkou jako větší reakční síla z obou patek lopaty, tedy $F_B = R_B = 35600,6$ N. Jako hodnotu l beru

vzdálenost mezi působišti sil R_B a F_B , tedy 50 mm. Průměr čepu $d_\zeta=60$ mm. Mez kluzu $R_e=835$ MPa. Minimální bezpečnost k_{SMIN} volím pro poměrně velké škody při porušení 2,5.

$$k_S = \frac{\frac{\pi}{32} \cdot R_e \cdot d_\zeta^3}{F_B \cdot l} = \frac{\frac{\pi}{32} \cdot 835 \cdot 60^3}{35600,6 \cdot 50} = \underline{\underline{9,9}}$$

$$k_S \geq k_{SMIN} \Rightarrow \text{čep vyhovuje}$$

Kontrola otláčení

Dále jsem provedl kontrolu otláčení. Kontrolu provedu v místě, kde je materiál s nejmenší mezí kluzu, tedy v pouzdře z hliníkového bronzu. Hodnota meze kluzu tohoto materiálu je $R_e=400$ MPa. [19] Délka čepu v pouzdře je $l_\zeta=55$ mm.

$$p_S = \frac{F_B}{l_\zeta \cdot d_\zeta} \leq p_D = \frac{R_e}{k_S} \quad (6.44)$$

$$k_S = \frac{R_e \cdot l_\zeta \cdot d_\zeta}{F_B} = \frac{400 \cdot 55 \cdot 60}{35600,6} = \underline{\underline{37,1}}$$

$$k_S \geq k_{SMIN} \Rightarrow \text{čep vyhovuje}$$

Kontrola smykového napětí

$$\tau_S = \frac{F}{S} = \frac{F_B}{\frac{\pi}{4} d_\zeta^2} \leq \tau_{DS} = \frac{0,57 \cdot R_e}{k_S} \quad (6.45)$$

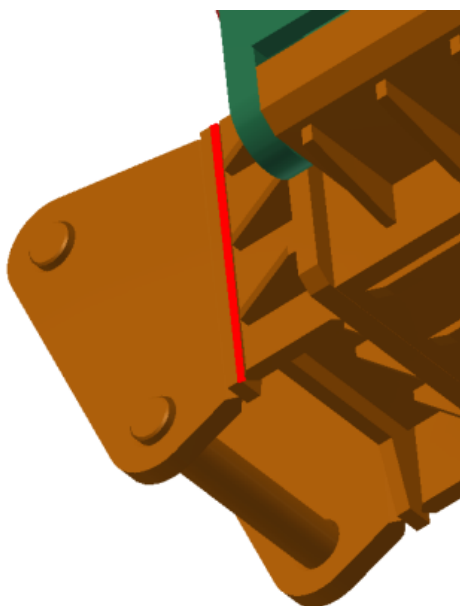
$$k_S = \frac{0,57 \cdot R_e \cdot \frac{\pi}{4} d_\zeta^2}{F_B} = \frac{0,57 \cdot 835 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 60^2}{35600,6} = \underline{\underline{37,8}}$$

$$k_S \geq k_{SMIN} \Rightarrow \text{čep vyhovuje}$$

Bezpečnosti u tohoto čepu vyšly poměrně vysoké, šlo by tedy použít méně pevný materiál pro čep, nebo vyrobit čep i s menším průměrem.

5.9 Kontrola svaru

Svarové spoje jsou téměř u všech komponentů v celé sestavě. Svary v sestavě jsou rohové, koutové, T-svary i bodové. Zkontroloval jsem nejvíce namáhaný svarový spoj v celé navržené sestavě. Svar spojuje desku s výřezem s bočními žebry (viz. obrázek 46). Je nejvíce namáhaný z toho důvodu, že drží v podstatě celou tíhu sestavy včetně tíhy nakládaného materiálu. Komponenty, které jsou na obrázku nalevo od svaru, jsou pevně přichyceny k rychloupínači. Jelikož by v případě ulomení svaru došlo k velkým finančním ztrátám, volím celkový koeficient bezpečnosti 3.



Obrázek 46 - Počítaný svar

Výpočet jsem provedl podle výpočtového modulátoru na portálu e-konstrukter.cz. V tabulce jsem si nejprve zvolil typ zatížení svaru a tvar svaru. Délku svaru l jsem zadal 417 mm podle výšky žebra, šířku h 25 mm podle šířky bočního žebra. Rameno síly L jsem zjistil v programu Inventor 2013 jako vzdálenost mezi deskou s výřezem a těžištěm celé sestavy. (úchyty jsem zanedbal). Sílu F jsem vypočetl ze vztahu:

$$F = \frac{m_s \cdot g}{2} \quad (6.46)$$

kde m_s je hmotnost celé sestavy, g je gravitační zrychlení, a podělil jsem dvěma, protože je žebro i z druhé strany desky s výřezem a zatížení se rozdělí. Jako základní materiál jsem zadal ocel 11523, protože většina prvků sestavy je právě z tohoto materiálu. Ze strojnických tabulek jsem zjistil mez kluzu R_e materiálu, tedy 245 MPa [10].

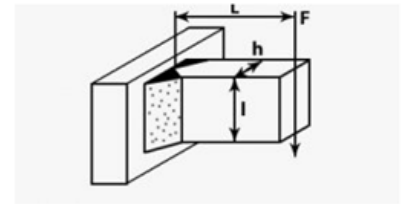
Tabulka 3 - Zadávané parametry pro výpočet svaru

Parametr	Označení	Hodnota	Jednotky
délka svaru	l_s	417	mm
rameno síly	L	574	mm
mez kluzu v tahu základního materiálu	R_e	245	MPa
šířka	H	25	mm
síla	F_s	16,8	N

Zadávané parametry s označením vidíte na obrázku. Hodnoty jsem tedy zadal do tabulky a provedl výpočet. [20]

Výstupní hodnoty

σ normální napětí ve svaru	13.309 MPa	τ tečné napětí ve svaru	1.612 MPa
k_1 bezpečnost, normální napětí	15.647	k_2 bezpečnost, tečné napětí	114.023
σ_{red} kombinované napětí	13.599 MPa	k_{red} kombinovaná bezpečnost	15.314



Obrázek 47 - Kontrola svaru

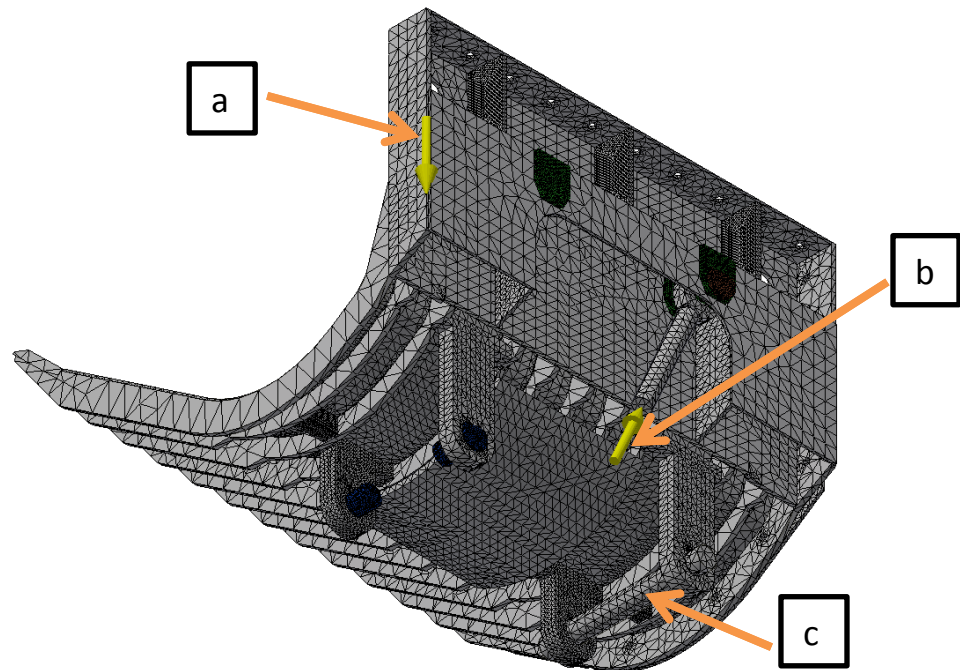
Výsledky vidíte na obrázku 47. Kombinovaná bezpečnost tohoto spoje vyšla po výpočtu $k_{red}=15,314$.

$$k_{red} \geq k_{SMIN} \Rightarrow \text{svar vyhovuje}$$

5.10 MKP výpočet

Provedl jsem také pevnostní analýzu pro situaci, kdy se do prostoru pro uložení spodních čepů na opačné straně od výsypu dostane nechtěný předmět, např. dlouhý kolík, čímž bude znemožňovat výsyp lopaty vysouváním hydraulického válce. Úkolem bylo zjistit, jaké maximální napětí tím vznikne na lopatě a v čepch. Výpočet jsem provedl v programu Inventor 2013.

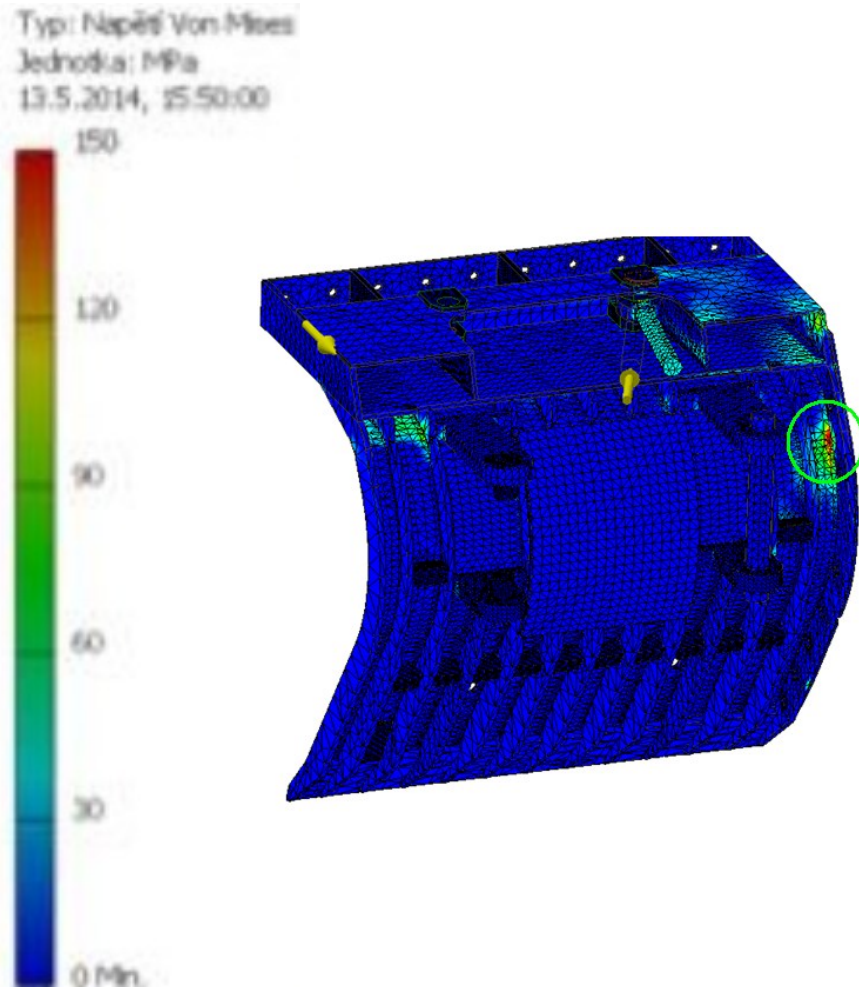
Jako okrajové podmínky jsem zadal pevné vazby ve spodních čepch a ve vymodelovaném kolíku. Zatěžující síly jsem zadal sílu hydraulického válce výsypu lopaty $F_{HVL}=25654,9$ N a gravitační sílu celé lopaty.



Obrázek 48 - Zesíťovaný model se zatěžujícími silami

a) gravitační síla; b) síla hydraulického válce; c) pevný kolík

Nejprve jsem model sestavy udělal co nejjednodušší s co nejmenším počtem komponent. Nechal jsem pouze svařenec lopaty, píst hydraulického válce, čepy a vymodelovaný kolík. Zadal jsem zatěžující síly, tedy sílu hydraulického válce a gravitační sílu (viz. obrázek 48). Poté jsem zadal dotyky, většina z nich byly vázané dotyky. Nakonec jsem vytvořil síť a provedl výpočet.

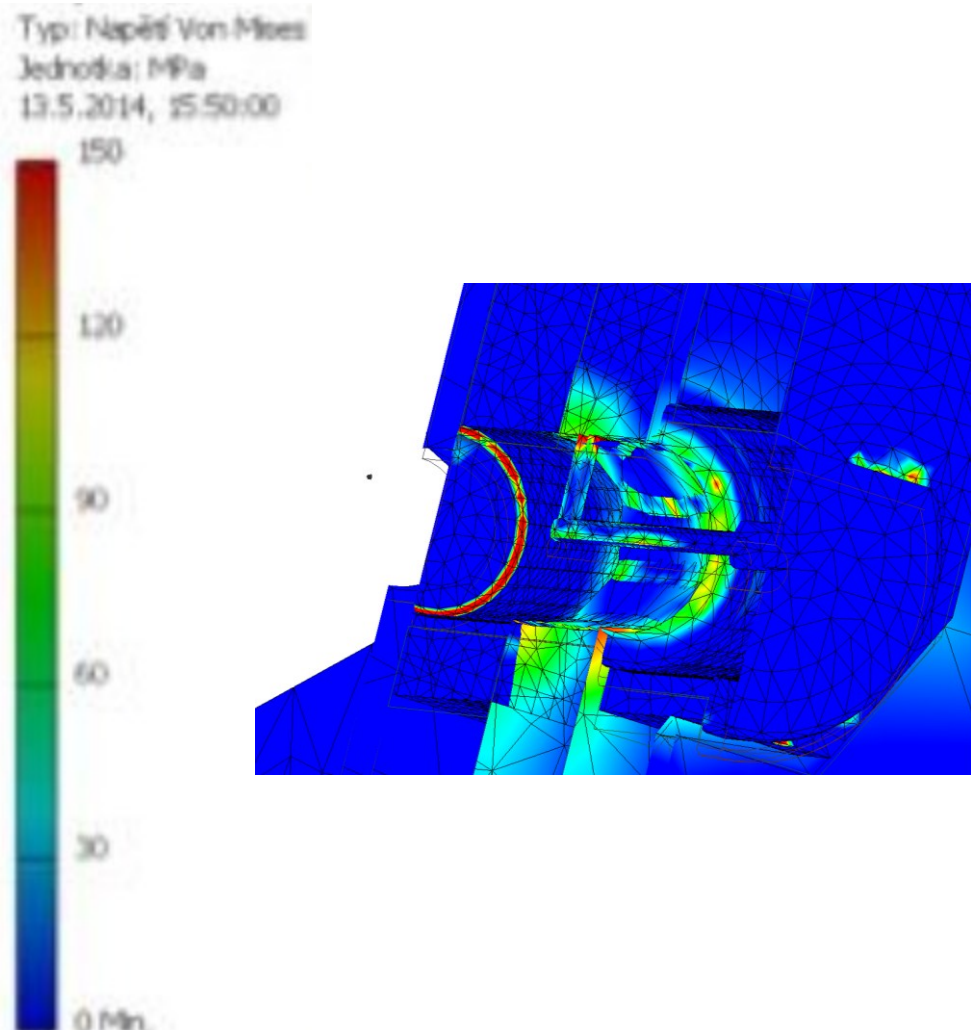


Obrázek 49 - Rozložení napětí Von Mises (redukované) na lopatu

Největší zatížení vznikly na straně opačné od výsypu lopaty. Největší koncentrace napětí mimo čepové uložení vzniká u nejspodnější části dna lopaty v prostoru u pravé bočnice (viz. obrázek 49). Maximální hodnota v této oblasti je $\sigma_{MAX}=255,9$ MPa. Materiál dna lopaty je ocel 11 523 s mezí kluzu $R_e=1300$ MPa [13]. Pro toto místo provedu kontrolu součinitele bezpečnosti.

$$\sigma_{MAX} \leq \sigma_{DOV} = \frac{R_e}{k_S} \quad (6.40)$$

$$k_S = \frac{R_e}{\sigma_{MAX}} = \frac{1300}{255,9} = \underline{\underline{5,08}}$$



Obrázek 50 - Příčný řez čepem

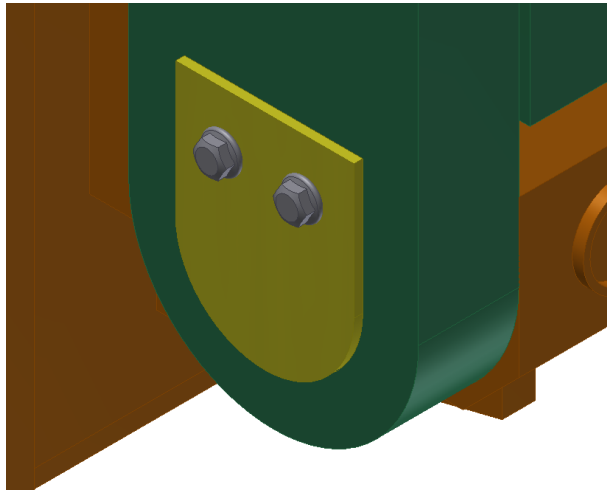
Největší koncentrace napětí na celé sestavě vznikla v čepu v konzoli na lopatě (viz. obrázek 50). Maximální velikost napětí je $\sigma_{MAX}=703,7$ MPa. Materiál čepu je ocel 15 230 s mezí kluzu $R_e=835$ MPa [10] a také pro toto místo provedu kontrolu součinitele bezpečnosti.

$$\sigma_{MAX} \leq \sigma_{DOV} = \frac{R_e}{k_S} \quad (6.40)$$

$$k_S = \frac{R_e}{\sigma_{MAX}} = \frac{835}{703,7} = \underline{\underline{1,19}}$$

Přesto, že výsledný koeficient bezpečnosti u čepu je jen o něco málo větší než 1, je nutné si uvědomit, že pravděpodobnost, že tato situace vznikne, není příliš velká, navíc tyto maximální koncentrace napětí vznikají na relativně malých plochách. Proto si myslím, že volit materiály s větší pevností není nutné.

Kdyby se přesto tato situace, kdy nakládaný materiál blokuje výsyp lopaty, opakovala často, může se kritický prostor zakrýt krytkou o tloušťce 4 mm s dvěma otvory pro šrouby M8, kterými by se krytka připevnila k patkám lopaty. Možné uchycení krytky vidíte na obrázku 51.



Obrázek 51 - Krytka

6. Závěr

Výsledkem této práce je zpracovaný konstrukční návrh nakládací lopaty s nosičem pro stroj NSU 1E – P1 s teleskopickým ramenem firmy Duvas-UNI. Použití lopaty o objemu 0,8 m³ firmě umožní nasadit tento stroj do ražení důlních chodeb malých profilů, a může se použít i jako nakládací stroj.

V úvodu této práce jsem se věnoval legislativním předpisům pro konstrukci lopaty a menší úvod do teorie nakládací techniky, kde jsem popsal základní rozdělení nakladačů, typy nakládacích lopat a základní rozdělení rychloupínačů s výrobcí. V této kapitole je také popis všech prvků nakládacího stroje NSU 1E.

V další kapitole jsou popsány jednotlivé konstrukční uzly. Jako prvky pro připojení nosiče na rychloupínač stroje jsem zvolil dvě tyčky o průměru 70 mm navařené v přichytové části nosiče. Pro zajištění vyklopení lopaty jsem zvolil začepování hydraulického válce k nosiči i k lopatě. Hydrauliku jsem zvolil především proto, že ve stroji je pouze hydraulický obvod, a také proto, že jiné řešení by nebylo vhodné. Např. pneumatický pohon by nebyl vhodný ekonomicky, mechanický pohon by byl rozměrově velký (ozubená tyč). V sestavě jsem znázornil vysypávání materiálu na levou stranu. Kdyby byla potřeba vysypávat materiál napravo, hydraulický válec se začepuje do levé konzole na lopatě, boční deska se přišroubuje k levému boku lopaty a výsyp se přišroubuje k pravému boku lopaty. Jelikož se hornina po odstřelu rozdělí na velké a malé kusy, může se při velkém podélném naklonění lopaty stát, že tyto kusy horniny přepadnou přes horní okraj lopaty a zasáhnou operátora na sedačce stroje. Z tohoto důvodu jsem navrhl ochranné zařízení s tahokovem, které se přišroubuje k horní liště lopaty.

V závěrečné výpočtové části jsem se věnoval jak kontrole vybraných prvků navržené sestavy, tak i některých důležitých prvků ramene stroje. U kontroly ramene jsem se hlavně soustředil na kontrolu válce zdvihu ramene a na ložiska otoče ramene. Určil jsem si dvě krajní polohy, při kterých by byly tyto komponenty nejvíce zatěžovány. Kromě horního ložiska otoče ramene, u kterého vyšla malá bezpečnost, a proto jsem navrhl větší rozměry tohoto ložiska, všechny ostatní komponenty ramene vyhovují. Ve výpočtu navržené sestavy jsem nejprve zkontroloval hydraulický válec zdvihu ramene, a poté jsem určil reakční síly v čepech. Na základě těchto vypočtených sil jsem poté provedl kontrolu navržených čepů jak ručním výpočtem, tak pomocí programu Inventor 2013. Provedl jsem kontrolu nejnamáhavějšího svaru v sestavě, a poté jsem v programu MKP vypočetl, že při zablokování výsypu lopaty nedojde k destrukci hydraulického válce a jeho uložení.

Na závěr bych rád poděkoval panu Ing. Jaroslavu Fabiánovi za cenné rady při konstrukci sestavy a vedoucímu práce panu Ing. Tomáši Kubínovi, Ph.D. za rady pro vypracování této diplomové práce.

Seznam použité literatury a zdrojů

- [1] Historie těžby uhlí. *OKD* [online]. © 2012 [cit. 2013-05-05]. Dostupné z: <http://www.okd.cz/cs/tezime-uhli/historie-tezby-uhli>
- [2] CELJAK, Ivo. *Stojní zařízení pro realizaci stavebních prací*. České Budějovice: Jihočeská univerzita v Českých Budějovicích, 2009, 109 s. Skripta.
- [3] Side-dump loader dh L1200. *Construction of machinery and equipment for mining, tunneling, civil engineering applications and individual engineering services - dh minnig system gmbh, Germany* [online]. © 2012 [cit. 2013-05-05]. Dostupné z: <http://www.dhms.com/products/loaders/side-dump-loader-dh-l1200/>
- [4] MPK 1600. *NGMZ-BUR, PrJSC* [online]. © 1947—2013 [cit. 2013-05-05]. Dostupné z: <http://ngmz.com.ua/eng/products/machines/mpk-1600/>
- [5] Příslušenství. *TERRAMET* [online]. © 2012 [cit. 2013-05-05]. Dostupné z: <http://www.terramet.cz/prislusenstvi>
- [6] Nakladačové lopaty. *NEKR SERVIS s.r.o.* [online]. 5.5.2013 [cit. 2013-05-05]. Dostupné z: <http://www.nekr.cz/cz/produkty/nakladacove-lopaty>
- [7] Standardy rychloupínačů pro rypadla aneb jak se v nich vyznat. *Bagry.cz* [online]. 19.3.2010 [cit. 2014-05-09]. Dostupné z: http://bagry.cz/cze/clanky/technika/standardy_rychloupinacu_pro_rypadla_aneb_jak_se_v_nich_vyznat
- [8] Rychloupínače. *NEKR Servis s.r.o.* [online]. 2013 [cit. 2013-05-12]. Dostupné z: <http://www.nekr.cz/cz/produkty/rychloupinace>
- [9] Interní materiály firmy Duvas-UNI
- [10] VÁVRA Pavel, LEINVEBER Jan. *Strojnické tabulky*. [3. vyd.]: ALBRA Praha, 2006. 914 s. ISBN 978-80-7361-033-7
- [11] POLÁK, Jaromír, Jiří PAVLISKA a Aleš SLÍVA. *Dopravní a manipulační zařízení I*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2001. ISBN 80-248-0043-8.
- [12] Oceli HARDOX, WELDOX a jejich svařování. *Svarinfo.cz* [online]. 12. 08. 2008 [cit. 2014-05-09]. Dostupné z: <http://www.svarbazar.cz/phprs/view.php?cisloclanku=2008061801>
- [13] HARDOX. *WINFA s.r.o.* [online]. © 2008- [cit. 2014-05-09]. Dostupné z: <http://www.winfax.sk/oteruvzdorne-vysokopevne-ocel/hardox>
- [14] Portál pro strojní konstruktéry - Pevnostní výpočet koutového svaru. *Wikipedie* [online]. 13. 3. 2014 [cit. 2014-05-09]. Dostupné z: http://cs.wikipedia.org/wiki/Hustoty_l%C3%A1tek
- [15] Určení velikosti ložiska. *ZKL Group* [online]. © 2012- [cit. 2014-05-09]. Dostupné z: <http://www.zkl.cz/cs/pro-konstruktery/5-urceni-velikosti-loziska>
- [16] Rolling and plain bearings, accessories. *Medias* [online]. [2013] [cit. 2014-05-09]. Dostupné z: http://medias.schaeffler.de/medias/en!hp.ec/1_R*0*C
- [17] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části spojovací*. 1. vydání. VŠB - TU Ostrava, 2010. ISBN 978-80-248-1290-8.

- [18] KALÁB, Květoslav. Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části pohonů strojů. 1. vydání. VŠB - TU Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-1860-3.
- [19] Aluminium Bronze bar material property data sheet. *Vegas Fastener Manufacturing* [online]. © 1996-2005 [cit. 2014-05-09]. Dostupné z: <http://www.vegasfastener.com/Aluminum-Bronze.php>
- [20] Portál pro strojní konstruktéry - Pevnostní výpočet koutového svaru. *E-Konstruktér* [online]. © 2013 [cit. 2014-05-09]. Dostupné z: <http://e-konstrukter.cz/technicke-vypocty/16-koutove-svary/70-pevnostni-vypocet-koutoveho-svaru>
- [21] *Výrobní katalog přímočarých hydromotorů HYDRAULICS*. 2009. Dostupné z: http://www.hydraulics.cz/Vyrobní_katalog_primocarych_hydromotoru.pdf
- [22] *Spoje a spojovací součásti*. 2012. Dostupné z: http://web.spssbrno.cz/web/DUMy/SPS,%20MEC,%20CAD/VY_32_INOVACE_13-06.pdf
- [23] *RfN 7014 RINGFEDER*. 2012. Dostupné z: http://www.ringfeder.com/Documents/Distributors_PressLounge/RINGFEDER/Datasheet_Locking_Assemblies/RPT_RINGFEDER_Locking_Assembly_RfN7014_EN.pdf?epslanguage=en

Seznam příloh

Příloha č. 1 - Certifikát na výrobek Nakládací stroj univerzální typ NSU 1E

Příloha č. 2 - Katalogový list – Přímočarý hydromotor ZH2 firmy Hydraulics

Příloha č. 3 - Utahovací momenty a síly předpětí pro vybrané velikosti šroubů

Příloha č. 4 - Katalogový list – Soudečkové ložisko 23138-E1A-M

Příloha č. 5 - Katalogový list - Rozpěrné pouzdro Ringfeder RfN 7014

Příloha č. 6 - Výkresová dokumentace

Příloha č. 7 – Přiložené CD

Příloha č. 1

Certifikát na výrobek Nakládací stroj univerzální typ NSU 1E

 TECHNICKÉ LABORATOŘE OPAVA,
akciová společnost
TĚŠÍNSKÁ 2962/79B, 746 41 OPAVA
CERTIFIKAČNÍ ORGÁN NA VÝROBKY
akreditovaný ČIA

CERTIFIKÁT

číslo 777/10/3101

vydaný
pro výrobce : DUVAS-UNI, s. r. o., Pržno 234, PSČ 739 11
IČ : 25874586
na výrobek : Nakládací stroj univerzální typ NSU 1E

Výše uvedený Certifikační orgán na výrobky tímto certifikátem potvrzuje, že u předmětného výrobku zjistil shodu jeho vlastností s technickou dokumentací výrobce a s požadavky těchto technických norem:
ČSN EN 474-1+A1, ČSN EN 474-3+A1, ČSN EN 953+A1, ČSN EN ISO 13732-1, ČSN EN ISO 3411, ČSN EN 982+A1, ČSN EN 13463-1, ČSN EN 1710+A1
a předpisů:
**NV 148/2006 Sb. ve znění pozdějších předpisů,
NV 178/2001 Sb. ve znění pozdějších předpisů.**

Certifikace byla provedena v souladu s §10 zákona č. 22/1997 Sb. ve znění pozdějších předpisů. Výrobek je ve shodě se základními požadavky nařízení vlády č. 176/2008 Sb., kterým se v souladu s právem Evropských společenství (Directive 2006/42/ES) stanoví technické požadavky na strojní zařízení. Nedílnou součástí certifikátu je Zpráva o hodnocení č. 092/10/3101 a zásady pro používání certifikátů. K certifikaci výrobku bylo použito certifikační schéma ISO/IEC Pokyn 67 systém 3.

U předmětného výrobku byla provedena certifikace podle kritérií, které zpracoval Certifikační orgán na výrobky ve firmě TECHNICKÉ LABORATOŘE OPAVA, akciová společnost. Certifikát byl vydán v rozsahu, který odpovídá akreditaci uvedeného certifikačního orgánu. Certifikace se vztahuje na výrobky opakovaně vyráběné, které svým provedením odpovídají certifikovanému vzorku výrobku. Výrobky, na které se vztahuje tento certifikát, podléhají dohledu a kontrole certifikačního orgánu na výrobky.

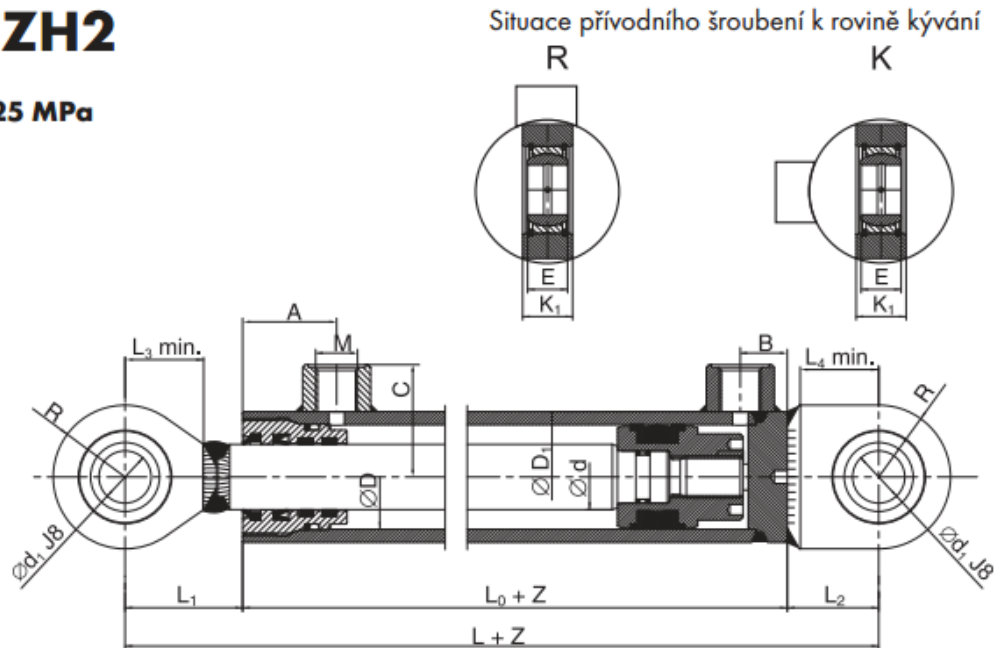


Datum vydání: 21. 6. 2010
Platnost do: 30. 6. 2015


Ing. Libor Vilč
vedoucí
Certifikačního orgánu na výrobky

Příloha č. 2

Katalogový list – Přímocharý hydromotor ZH2 firmy Hydraulics [21]

Série ZH2pro P_{max} 25 MPa

$\varnothing D$	$\varnothing d$	$\varnothing D_1$	$\varnothing d_1$	L	L_0	L_1	L_2	L_3 ± 1	L_4 ± 1	M	A	B	C	E	K_1	R	Maximální doporučené zdvihy dle zvol. $\varnothing d$	Hmotnost při zdvihu Z (kg)
32	18	42	20	175	95	45	35	30	30	12x1,5	36	18	39	16	20	27,5	300	1,80+ Z x 0,00656
32	20	42	20	175	95	45	35	30	30	12x1,5	36	18	39	16	20	27,5	350	1,80+ Z x 0,00703
40	22	50	20	185	105	45	35	30	30	16x1,5	36	18	43	16	20	27,5	350	2,05+ Z x 0,00853
40	25	50	20	185	105	45	35	30	30	16x1,5	36	18	43	16	20	27,5	450	2,05+ Z x 0,00940
45	25	55	25	190	102	50	38	33	33	16x1,5	41	18	45,5	20	25	32,5	400	2,50+ Z x 0,01000
45	28	55	25	190	102	50	38	33	33	16x1,5	41	18	45,5	20	25	32,5	500	3,15+ Z x 0,01100
50	25	62	25	205	117	50	38	33	33	16x1,5	43	21	49	20	25	32,5	350	3,50+ Z x 0,01214
50	28	62	25	205	117	50	38	33	33	16x1,5	43	21	49	20	25	32,5	450	3,50+ Z x 0,01312
55	28	70	25	215	116	57	42	37	36	16x1,5	45	20	53	20	25	35	400	4,18+ Z x 0,01640
55	32	70	25	215	116	57	42	37	36	16x1,5	45	20	53	20	25	35	500	4,60+ Z x 0,01787
60	32	75	25	225	126	57	42	37	36	16x1,5	48	25	55,5	20	25	35	500	5,50+ Z x 0,01880
60	36	75	25	225	126	57	42	37	36	16x1,5	48	25	55,5	20	25	35	650	5,55+ Z x 0,02047
63	36	78	30	240	130	65	45	44	39	16x1,5	50	27	57	22	28	42,5	650	6,50+ Z x 0,02103
63	40	78	30	240	130	65	45	44	39	16x1,5	50	27	57	22	28	42,5	800	7,00+ Z x 0,02290
65	36	80	30	240	130	65	45	44	39	22x1,5	53	24	58	22	28	42,5	600	7,00+ Z x 0,02140
65	40	80	30	240	130	65	45	44	39	22x1,5	53	24	58	22	28	42,5	750	7,00+ Z x 0,02327
70	40	85	30	260	150	65	45	44	39	22x1,5	54	33	60,5	22	28	42,5	700	8,90+ Z x 0,02420
70	45	85	30	260	150	65	45	44	39	22x1,5	54	33	60,5	22	28	42,5	850	8,95+ Z x 0,02680
75	40	90	35	280	150	75	55	53	48	22x1,5	57	30	63	25	30	47,5	650	10,30+ Z x 0,02512
75	45	90	35	280	150	75	55	53	48	22x1,5	57	30	63	25	30	47,5	800	10,50+ Z x 0,02774
80	45	95	35	290	155	80	55	53	48	22x1,5	59	33	65,5	25	30	47,5	800	11,70+ Z x 0,02866
80	50	95	35	290	155	80	55	53	48	22x1,5	59	33	65,5	25	30	47,5	950	11,80+ Z x 0,03160
90	50	105	40	310	165	85	60	57	53	22x1,5	64	35	70,5	28	35	52,5	850	15,20+ Z x 0,03344
90	55	105	40	310	165	85	60	57	53	22x1,5	64	35	70,5	28	35	52,5	1050	15,60+ Z x 0,03668
100	55	120	45	340	180	95	65	67	57	27x2	73	38	82	32	38	60	900	21,80+ Z x 0,04578
100	63	120	45	340	180	95	65	67	57	27x2	73	38	82	32	38	60	1150	22,10+ Z x 0,05160
110	63	130	50	360	185	105	70	70	62	27x2	78	38	87	35	40	62,5	1000	26,00+ Z x 0,05406
110	70	130	50	360	185	105	70	70	62	27x2	78	38	87	35	40	62,5	1150	26,24+ Z x 0,05980
125	63	155	60	470	260	120	90	78	75	33x2	100	60	99,5	44	50	80	800	52,75+ Z x 0,07700
125	70	155	60	470	260	120	90	78	75	33x2	100	60	99,5	44	50	80	1000	53,44+ Z x 0,08300
140	70	170	70	500	270	130	100	85	85	33x2	100	70	107	49	55	90	900	67,25+ Z x 0,08800

Příloha č. 3

Utahovací momenty a síly předpětí pro vybrané velikosti šroubů [22]

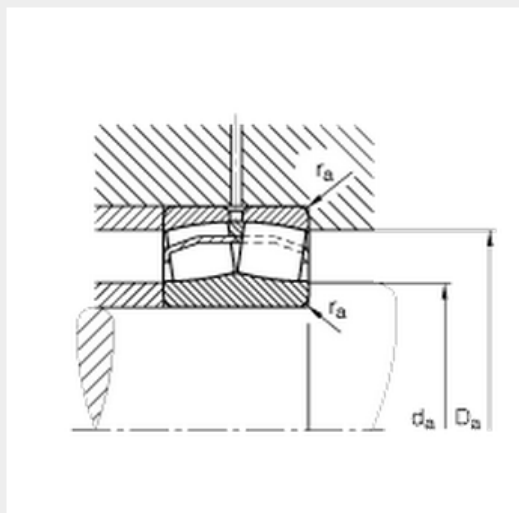
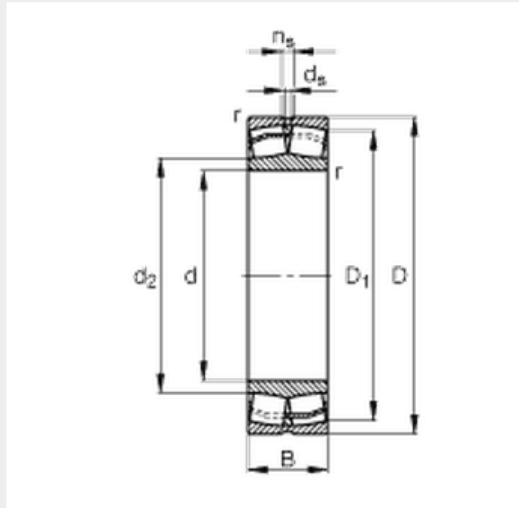
Závit	Materiál šroubu	Síla předpětí (kN)			Utahovací moment (Nm)		
		Koeficient tření f			Koeficient tření f		
		0,08	0,12	0,14	0,08	0,12	0,14
M8	8.8	18,6	17,2	16,5	17,9	23,1	25,3
	10.9	27,1	25,2	24,2	26,2	34	37,2
	12.9	31,9	29,5	28,3	30,7	39,6	43,5
M10	8.8	29,5	27,3	26,2	36	46	51
	10.9	43,3	40,2	38,5	53	68	75
	12.9	50,7	47	45	61	80	88
M12	8.8	43	39,9	38,3	61	80	87
	10.9	63	58,5	56,2	90	117	128
	12.9	73,9	68,5	65,8	105	137	150
M16	8.8	81	75,3	72,4	147	194	214
	10.9	119	111	106	216	285	314
	12.9	140	130	124	253	333	367
M20	8.8	131	121	117	297	391	430
	10.9	186	173	166	423	557	615
	12.9	218	202	194	495	653	720
M24	8.8	188	175	168	512	675	743
	10.9	268	250	238	730	960	1060
	12.9	313	291	280	855	1125	1240

Příloha č. 4

Katalogový list – Soudečkové ložisko 23138-E1A-M [15]

Spherical roller bearings 23138-E1A-M

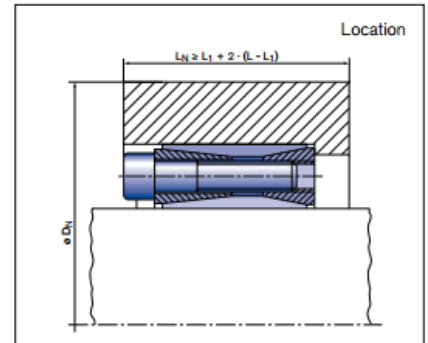
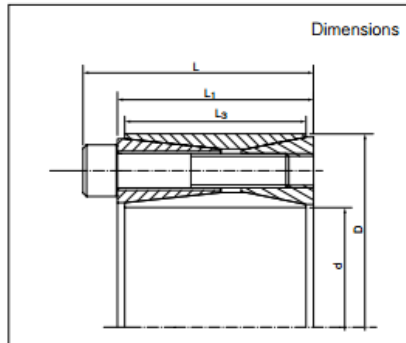
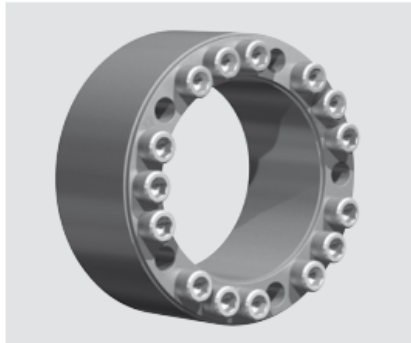
main dimensions to DIN 635-2



d	190 mm	
D	320 mm	
B	104 mm	
D₁	281,6 mm	
D_{a max}	306 mm	
d_{a min}	204 mm	
d_s	8 mm	
n_s	15 mm	
r_{a max}	2,5 mm	
r_{min}	3 mm	
m	33,9 kg	Mass
C_r	1610000 N	Basic dynamic load rating, radial
e	0,3	
Y₁	2,28	
Y₂	3,39	
C_{0r}	2220000 N	Basic static load rating, radial
Y₀	2,23	
n_G	2070 1/min	Limiting speed
n_B	1280 1/min	Reference speed
C_{ur}	218000 N	Fatigue limit load, radial

Příloha č. 5

Katalogový list - Rozpěrné pouzdro Ringfeder RfN 7014 [23]



- d** = Inner diameter
- D** = Outer diameter
- L** = Overall width
- L₁** = Overall width without screws
- L₃** = Clamping length
- T** = Transmissible torque at given T_A

- F_{ax}** = Transmissible axial force
- p_w** = Surface pressure on shaft at given T_A
- p_N** = Surface pressure on hub at given T_A
- n_{Sc}** = Quantity of locking screws
- D_G** = Thread
- T_A** = Maximum tightened torque of the screws

- D_N** = Min. hub outer diameter depending of the hub yield strength
- R_{p0,2}** = Minimum required yield point of hub material
- T_{max}** = Maximum transmissible torque

Locking Assembly dimensions					Transmissible torques or axial forces		Surface pressure		Locking screws ISO 4762-12.9			Weight	min. D _N R _{p0,2} [N/mm ²]			T _{max}	
d	x	D	L	L ₁	L ₃	T	F _{ax}	Shaft p _w	Hub p _N	n _{Sc}	Thread D _G	T _A	~	200	300		400
mm			mm			Nm	kN	N/mm ²				Nm	kg	mm			Nm
70	x	120	74	62	56	6850	196	200	117	8	M 12 x 55	145	3,3	197	165	154	8068
80	x	130	74	62	56	11650	291	263	162	12	M 12 x 55	145	3,7	---	215	189	13813
90	x	140	74	62	56	13000	289	234	150	12	M 12 x 55	145	4	310	220	196	15505
100	x	160	94	80	74	19700	394	213	133	12	M 14 x 70	230	7,2	312	239	217	23620
110	x	170	94	80	74	26600	484	242	157	14	M 14 x 70	230	7,7	---	284	248	32045
120	x	180	94	80	74	28900	482	222	148	15	M 14 x 70	230	8,3	416	287	255	34968
130	x	190	94	80	74	31200	480	205	140	15	M 14 x 70	230	8,8	399	292	263	37903
140	x	200	94	80	74	40200	574	227	159	17	M 14 x 70	230	9,3	---	337	294	49017
150	x	210	94	80	74	42900	572	212	151	18	M 14 x 70	230	10	510	340	301	52489
160	x	230	110	94	88	64000	800	227	158	17	M 16 x 80	355	14,9	---	390	339	78558
170	x	240	110	94	88	67800	798	214	152	18	M 16 x 80	355	15,7	---	394	347	83477
180	x	250	110	94	88	83000	922	235	169	20	M 16 x 80	355	16,4	---	453	384	102483
190	x	260	110	94	88	88000	926	223	163	21	M 16 x 80	355	17,2	---	454	390	108947
200	x	270	110	94	88	105000	1050	242	179	23	M 16 x 80	355	18,8	---	524	431	130330
220	x	300	134	116	110	123000	1118	189	139	21	M 18 x 100	485	27,7	662	470	420	153404
240	x	320	134	116	110	153000	1275	198	148	24	M 18 x 100	485	29,8	---	527	463	191651
260	x	340	134	116	110	186000	1431	205	157	26	M 18 x 100	485	32	---	586	506	233920
280	x	370	156	136	130	230000	1643	192	145	24	M 20 x 120	690	46	---	606	533	290328
300	x	390	156	136	130	245000	1633	179	138	24	M 20 x 120	690	49	874	614	548	310335