



**FAKULTA  
ŠROJNÍ  
ČVUT V PRAZE**

## **Ústav konstruování a částí strojů**

**Návrh neseného podkopy za traktor**

**Design of a Backhoe**

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

**2017**

**Josef HOJEK**

**Studijní program:** N2301 Strojní inženýrství

**Studijní obor:** 2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika

**Vedoucí práce:** Ing. Mrázek Jiří, Ph.D.

## ZADÁNÍ

## **PROHLÁŠENÍ**

**Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „Návrh neseného podkopy za traktor“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Jiřího Mrázka, Ph.D., s použitím literatury uvedené na konci mé diplomové práce v seznamu použité literatury.**

**V Praze 4. 8. 2017**

**Josef Hojek**

## **PODĚKOVÁNÍ**

**Děkuji především vedoucímu diplomové práce Ing. Jiřímu Mrázkovi, Ph.D. a to nejen za cenné rady při psaní práce, ale také za velmi ochotný a trpělivý přístup. Děkuji také kolegům z ústavu. Dále děkuji své rodině za podmínky, kterých se mi od ní dostává.**

## ANOTAČNÍ LIST

Jméno autora: Josef Hojek  
Název DP: Návrh neseného podkopy za traktor  
Název anglicky: Design of a Backhoe  
Rok: 2017  
Ústav: Ústav konstruování a částí strojů  
Vedoucí DP: Ing. Mrázek Jiří, Ph.D.

Bibliografické údaje: počet stran 65  
počet obrázků 74  
počet tabulek 34  
počet příloh 2

Klíčová slova: podkop, konstrukční návrh, metoda uvolňování, kontrola čepů, SimMechanics, MATLAB, hydraulický obvod

Keywords: backhoe, design, free-body method, pins strength analysis, SimMechanics, MATLAB, hydraulic circuit

Anotace: Cílem této práce bylo na základě konkrétních reálných požadavků navrhnout podkop nesený traktorem. Nejprve byl proveden průzkum používaných zemních strojů, seznámení s jejich konstrukcí, parametry a jednotlivými základními částmi. Dále byl proveden konstrukční návrh včetně kontrolních výpočtů a návrh hydraulického obvodu s výběrem konkrétních prvků. Na konec byly vyčísleny předpokládané náklady na výrobu podkopy

Abstract: The aim of this diploma thesis was the design of tractor-mounted backhoe based on real-life predicted operational requirements. The actual state of the art of the agriculture machines and their constructions, operational parameters and basic mechanical elements. Design draft including design control calculations was made. Appropriate hydraulic circuit were designed from chosen hydraulic elements. Predicted price costs have been calculated on selected design.

## OBSAH

Zadání .....	2
Prohlášení .....	3
Poděkování .....	4
Anotační list .....	5
Obsah.....	6
1. Členění bagrů podle podvozků .....	1
1.1. Kolové podvozky.....	1
1.1.1. Traktorové podvozky.....	1
1.1.2. Podkop za traktor.....	2
1.2. Pásové (housesnicové) podvozky .....	2
1.2.1. Rypadlo s měnitelným rozchodem podvozku .....	3
1.3. Kráčivý podvozek .....	3
2. Části rypadla .....	4
2.1. Podvozek - Pásové ústrojí.....	5
2.2. Otočný svršek .....	5
2.3. Kabina .....	5
2.4. Výložník.....	5
2.5. Násada .....	5
2.6. Nástroj .....	5
2.6.1. Lopatové.....	6
2.6.2. Drapákové .....	6
3. Návrh zařízení .....	6
3.1. Hlavní funkce zařízení .....	6
3.2. Typ stroje .....	7
3.3. Konkurenční stroje.....	7
3.3.1. Gherardi [14] .....	7
3.3.2. Mateng [15] .....	8
3.3.3. Tifermec [16].....	9
3.4. Vlastnosti hornin [17] .....	11
3.5. Výpočty podkopu.....	12
3.5.1. Určení rypné síly .....	12
3.5.2. Dosažitelné rozsahy pohybu .....	13
3.6. Hydraulika .....	14
3.6.1. Návrh hydraulického obvodu.....	14
3.6.1.1. Kreslení schémat hydraulických obvodů.....	14
3.6.1.2. Konstrukční řešení hydraulických obvodů .....	14
3.6.2. Hydraulický pohon .....	15
3.6.2.1. Čerpadlo .....	15
3.6.2.2. Hydromotory .....	19
3.6.2.3. Řídící prvky .....	22
3.6.2.4. Nádrž.....	22
3.6.3. Hydraulické schéma .....	23

3.6.3.1.	Základní prvky systému .....	23
3.6.3.2.	Kreslení schémat .....	23
3.6.3.3.	Schematické značky základních prvků obvodu .....	24
3.7.	Otočná uložení .....	26
3.7.1.	Kluzná ložiska .....	26
3.7.2.	Čepy .....	28
4.	Návrh podkopy .....	29
4.1.	Detaily návrhu .....	29
4.1.1.	Technologie výroby jednotlivých částí podkopy .....	29
4.1.2.	Typ konstrukce rámu a podpěr .....	30
4.1.3.	Způsob ovládání otoče podkopy .....	30
4.1.4.	Tvar a způsob ovládání výložníku .....	31
4.1.5.	Způsob uchycení podkopy k traktoru .....	32
4.1.6.	Zdroj tlakového oleje .....	32
4.2.	3D model .....	33
4.3.	Výpočty .....	33
4.4.	Síly působící v rameni .....	34
4.4.1.	Kontrola výpočtu sil působících v rameni metodou uvolňování .....	34
4.4.2.	Výpočet reakcí pomocí výpočetního softwaru Matlab .....	43
4.5.	Kontrolní výpočty čepů .....	47
4.6.	Statická pevnostní kontrola MKP .....	51
4.6.1.	Výpočet pomocí MKP .....	51
4.6.2.	Analytické řešení .....	54
4.6.3.	Porovnání vypočítaného napětí s MKP řešením .....	55
4.7.	Hydraulický obvod .....	56
4.8.	Stabilita .....	60
4.9.	Ekonomické zhodnocení podkopy .....	63
5.	Závěr .....	65
	Použitá literatura .....	66
	Seznam obrázků .....	68
	Seznam tabulek .....	71

## 1. Členění bagrů podle podvozků

Bagry lze dělit podle různých kritérií. Já použiji dělení podle typu podvozku, ten je vždy specifický pro prostředí a účel nasazení stroje.

### 1.1. Kolové podvozky

Jsou to rypadla vyznačující se svou všestranností a zároveň vysokou výkonností. Jejich praktické využití je široké, přispívá k tomu schopnost samostatně se rychle a bezpečně pohybovat i s nákladem. Rypadla tvoří dvojice základních dílů, kterými je podvozek a otočný svršek.

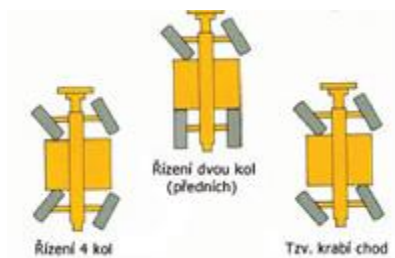
Podvozek tvoří dvojice náprav, kde je jedna, případně obě říditelné. Přední náprava je kyvná. Rypadla mají dvě nebo čtyři opěry. Opěry bývají často kombinovány s dozerovou radlicí. (Obr. 2)

Otočný svršek rypadla tvoří ochranný rám, nebo kabina, je-li požadována větší bezpečnost a pohodlí obsluhy. S kabinou bývá spjata pohonná jednotka s hydraulikou a pracovní zařízení.

Kolová rýpadla se vyznačují velkou mobilitou, schopností přepravy „po vlastní ose“ i relativně velkou jezdovou rychlostí až 40km/h. [1]

Druhy podvozků (Obr. 1):

- 2x2(2 kola hnací, 2 kola řízená)
- 4x2(4 kola hnací, 2 kola řízená)
- 4x4x4(4 kola hnací, 4 kola řízená)



Obr. 1.: Řízení náprav [1]



Obr. 2.: Kombinace podpěr s dozerovou radlicí [22]

#### 1.1.1. Traktorové podvozky

Základem těchto nakladačů je kolový traktor, který je patřičně upraven, jak je znázorněno na obrázku 3. Na zadní část se instaluje rypadlové zařízení. V přední



části je bagr vybaven čelním nakladačem pro snazší a rychlejší manipulaci s materiálem. Z důvodu požadavku tuhého celku není možné nakladač, nebo rypadlové zařízení jednoduše odpojit. Výhodou těchto strojů je praktičnost (čelní nakladač), relativně vysoká přepravní rychlost a dobrá průjezdnost terénem díky vysoké světlé výšce podvozku. [1]



*Obr. 3.: Rypadlo na traktorovém podvozku [2]*

### 1.1.2. Podkop za traktor

Jedná se o obdobu výše zmíněného rypadlo-nakladače. Podkopy se používají v kombinaci s traktory nebo malotraktory. Podkopy je možné od traktoru rychle a snadno odpojit. Připojují se do třibodového závěsu, jak je patrné z obrázku 4. Zpravidla jsou určeny pro občasná použití. Nevýhodou je menší tuhost stroje jako celku a dvě místa obsluhy. Výhodou tohoto řešení je pořizovací cena, rozměry a jednoduchost.



*Obr. 4.: Podkop nesený za traktorem [3]*

## 1.2. Pásové (housenicové) podvozky

Pásové podvozky se vyznačují malými hodnotami tlaků na stykové ploše pásu a podložky. Mají velký záběrový účinek, tzn., že mohou přenášet značné hnací a brzdící síly. Jejich nevýhodou jsou vyšší pořizovací náklady a náklady na údržbu a opravy, značná hmotnost.

Podvozek bývá většinou nedělený. Je složen z mostu a podélných nosníků. Každý pás má svůj vlastní hydromotor, který je uložen v podélném nosníku. Pásky bývají většinou pryžové (Obr. 5), vyrobené v provedení z jednoho kusu. Mohou však být použity i pásky ocelové. Pojezdové rychlosti jsou pro minirypadla s pryžovými pásky asi 2 až 4 km/h, pro minirypadla s ocelovými pásky 1,5 až 3 km/h.

Pásové podvozky se oproti kolovým podvozkům rypadel značně liší a mají zcela rozdílnou interakci s pojezdným povrchem. Oproti již popsaným kolovým podvozkům je na pásovém podvozku značně větší styčná plocha, kterou se stroj dotýká pojezdného

povrchu. Díky tomu je tíha stroje rozložena na podloží značně příznivěji. Větší styčná plocha dodává podvozku také schopnost přenášet větší tažnou sílu. Nevýhodou je naopak jejich zvýšená hmotnost a také vyšší mechanické opotřebení při provozu. [4]

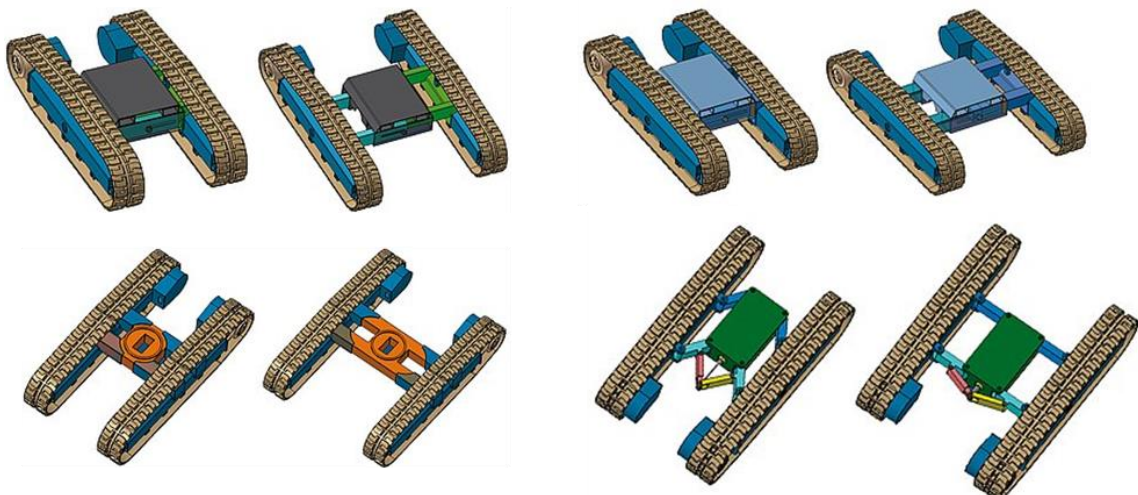


Obr. 5.: Pásový podvozek [6]

### 1.2.1. Rypadlo s měnitelným rozchodem podvozku

Na tento typ podvozku jsou kladeny následující požadavky:

- zabezpečení stability stroje bez nároků na jeho složitější transport
- řešení problému nedostatečné příčné stability
- umožňuje práci rýpadla s větším nástrojem (zpravidla lžící) a tím i zvýšení produktivity práce
- umožňuje větší vodorovný dosah
- možnost pracovat s rýpadlem na svazích s větším sklonem



Obr. 6.: Řešení měnitelných podvozků [5]

### 1.3. Kráčivý podvozek

“Kračivý bagr (též „horský bagr“) je zvláštní druh bagru. Vyznačuje se tím, že podvozek bagru je vybaven čtyřmi hydraulicky ovládanými nohama, přičemž každou nohu je možné ovládat nezávisle. Dvě nohy (někdy všechny čtyři) jsou obvykle vybaveny koly. Vrchní část bagru je otočná, s motorem, kabinou a dvoudílným či trojdílným výložníkem. Bagr obvykle bývá vybaven rotátorem lžice a přidavnými hydraulickými okruhy pro pohon pracovních nástrojů. Díky tomuto uspořádání je bagr schopen pohybu

a práce i v naprosto extrémních svazích, ale i např. v korytech vodních toků (Obr. 6). Rovněž je schopen překonávat kolmé stupně, například nalézt a slézt z nákladního auta nebo slézt do výkopu či koryta řeky. Neznámějšími výrobci kráčivých bagrů jsou firmy MENZI MUCK, KAISER či Euromach.“[7]



Obr. 7.: Kráčivý bagr (řeka) [8]

## 2. Části rypadla

Na následujících obrázcích 8 až 10 jsou popsány jednotlivé části dříve zmíněných rypadel.



Obr. 8.: Části pásového bagru [9]



Obr. 9.: Části kolového bagru [9]



Obr. 10.: Části rypadlo-nakladače [9]

## 2.1. Podvozek - Pásové ústrojí

Pásové ústrojí zprostředkovává rozložení váhy celého stroje na pracovní povrch. Dociluje se menšího tlaku na podklad a stroj se méně boří. Velikost pásů je tedy závislá na hmotnosti stroje. Čím těžší je stroj, tím větší musí být kontaktní plocha pásů. Širší pásy znamenají také lepší pohyb na obtížně sjízdném terénu a vyšší stabilitu. [1]

## 2.2. Otočný svršek

Otočný svršek je obdobný jako u rypadel na kolovém podvozku. Je na něm umístěna kabina obsluhy a energetické zdroje (1 nebo 2 motory, generátor, kompresor). [1]

## 2.3. Kabina

Kabina slouží k ochraně řidiče před náhodně padajícími úlomky horniny či nepříjemným počasím a hlukem. Komfort, ochrana a dobrá viditelnost hrají velkou roli při konstruování kabiny. Ergonomicky vyřešené prostředí uvnitř kabiny napomáhá řidiči k těm nejlepším výkonům. Dále se v kabině vyskytují ovládací prvky rýpadla jak k řízení pojezdu, tak i k ovládání pohybu ramena s lopatou či s jiným zařízením. Viditelnost z kabiny jde ruku v ruce s ochranou řidiče, protože při vyšší viditelnosti (více prosklených ploch) klesá bezpečnost. Proto se při konstruování kabiny musí dbát na to, aby poměr mezi těmito dvěma vlastnostmi byl přizpůsoben k požadované práci rýpadla. [10]

## 2.4. Výložník

Výložník je nosná část pracovního zařízení s daným hydraulickým systémem. Je připojen zpravidla kloubovitě k otočnému svršku. Pro rýpadla jsou poskytovány dva druhy ramen. Ty se skládají buď z monolitického výložníku, nebo dvoudílného výložníku. Monolitický výložník je lehké a pevné konstrukce, upřednostňuje se u demoličních prostorů před dvoudílným výložníkem jako vhodnější zařízení pro uchycení kladiva na demolici. Je vhodný pro operace s lopatou a k uchopovací práci s pomocí drapáku. Je také vhodnější a jednodušší k servisu a opravě. Dvoudílný výložník má velkou výhodu pro jeho skladovatelnost, tj. usnadňuje otáčení rýpadla v úzkých místech. Má také větší dosah a zvyšuje stabilitu vozu při transportu. [10][11]

## 2.5. Násada

Násada je spojovací prvek mezi pracovním nástrojem a výložníkem. Násada je kyvně uložena na výložníku a je ovládána hydraulickým válcem násady. Násady máme krátké (1,6 – 2 m), střední (2 - 2,8 m), středně dlouhé (2,8 - 3,2 m), dlouhé (3,2 – 4 m), mimořádně dlouhé (nad 4 m) a teleskopické. [12]

## 2.6. Nástroj

Pracovní nástroj je připevněn na konci násady. Kromě široké nabídky lopat lišících se velikostí, tvarem a účelem, lze ke každému rýpadlu připojit další zařízení jako vrták, drapák nebo hydraulické kladivo.

Často se ovšem setkáme s tzv. jednoúčelovým rýpadlem, které má permanentně nainstalovanou lopatu. Rýpadla se dají dělit dle objemu lopaty následovně:

- a) Malá do objemu lopaty  $0,75 \text{ m}^3$
- b) Střední do objemu lopaty  $0,75 - 4 \text{ m}^3$
- c) Velká nad  $4 \text{ m}^3$

Mezi základní požadavky na konstrukce rypadel patří docílení optimálních parametrů, kterými jsou:

1. Minimální spotřeba měrné energie pro proces rypání
2. Dostatečná tuhost a pevnost pracovního nástroje
3. Co největší životnost jeho aktivní části [12]

Dělení nástrojů dle [1]:

### 2.6.1. Lopatové

**Těžební lopata** – používá se pro hloubkové a výškové těžení, pro těžení sypkých hornin a materiálů. Šípové zuby jsou posazeny hustě vedle sebe.

**Skalní lopata** – používá se pro těžení kusových hornin a materiálů. Má větší a mohutnější šípové zuby než těžební lopata a má menší objem.

**Drenážní lopata** – má malý počet šípových zubů (2 nebo 3), malý objem a úzký profil.

**Drážkovací trn** – používá se pro rozpojování tvrdých hornin

**Příkopová lopata** – široká lopata, která pojme velké množství hornin a materiálů. Vyrábí se s šípovými zuby i bez nich.

**Profilová lopata** – lopata, která se používá pro hloubení děr určitého profilu a pro meliorační práce.

**Nakládací lopaty** – většinou se používají u rypadlo-nakladačů, ale po úpravě výložníku se dají použít i u hydraulických rypadel.

- výklopná s pevným dnem
- výklopná se zuby
- čelistová

### 2.6.2. Drapákové

**Úzkoprofilový drapák** – má malý objem a 2 - 3 šípové zuby

**Těžební drapák** - používá se pro hloubení a nabírání sypkého materiálu (písek, štěrky,...)

**Kruhový drapák** - skládá se ze dvou protilehlých čtvrtkruhů osazených šípovými zuby  
- tyto tři druhy drapáků se dají se zeminou úplně uzavřít a daly by se pochopit jako dvě protilehlé lopaty, které se přibližují a oddalují

**Čelistový drapák** - používá se výhradně na přenášení klád stromů

**Polypový drapák** - používá se pro nakládku a vykládku kusových materiálů

## 3. Návrh zařízení

V této části provedu návrh konkrétního zařízení, tak aby bylo schopné co nejlépe vykonávat požadované činnosti.

### 3.1. Hlavní funkce zařízení

Zařízení bude sloužit zejména k následujícím úlohám:

- hloubení drážek pro vodovod, kanalizaci, elektrické a telekomunikační kabely
- hloubení základů objektů, bazénů a menších jímek
- výsadbu okrasných zahrad i vytrhávání pařezů
- rovnání terénu
- možnost snadné přepravy i na delší vzdálenost

### 3.2. Typ stroje

Výhodným zařízením pro požadované spektrum prací je nesený podkop za traktor. Výhodou této volby je, že vlastním a dobře znám traktor, který bude sloužit jako pohonná jednotka a tažný prostředek.

### 3.3. Konkurenční stroje

Před návrhem vlastního řešení podkopu byla provedena analýza konkurenčních řešení.

#### 3.3.1. Gherardi [14]

*Podkop GHERARDI (Obr. 11) je vhodný pro veškeré kolové a pásové traktory, které mají hydraulický zdvih a třibodový závěs. Kompletace podkopu s traktorem je rychlá, podkop je stabilní a rychle připravený k práci. Vysoce kvalitní materiály, tvrzená a vylepšená pouzdra a čepy, hydraulický rozvaděč s pojistnými ventily a ovládacími pákami činí podkop GHERARDI naprosto bezpečným a spolehlivým. Tento podkop je standardně poháněn hydraulickým obvodem traktoru. Na přání ho lze dovybavit vlastním hydraulickým systémem. Výrobce to doporučuje.*

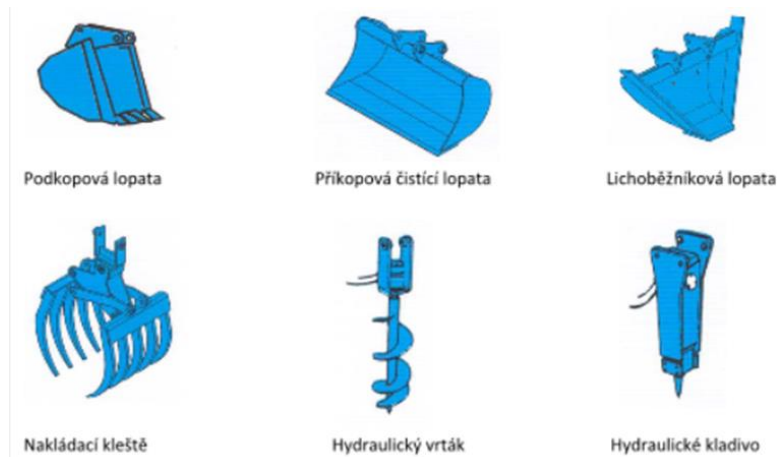


Obr. 11.: Podkop Gherardi

Tab. 1.: Parametry podkopu Gherardu

Model EA	17 - 180	18 - 220	20 - 260	21 - 280	22 - 310
Min. příkon (PS)	20	25	40	60	70
Výška zdvihu (cm)	180	220	230	250	270
Max. zahloubení (cm)	180	220	260	280	310
Pracovní dosah (cm)	270	300	332	355	385
Hmotnost (kg)	370	440	670	800	890

Nástroje pro tento podkop jsou volitelnou výbavou, která je vyobrazena na obrázku 12.



Obr. 12.: Příslušenství k podkopu Gherardi

### 3.3.2. Mateng [15]

Zadní podkopy série LW jsou určeny pro těžší traktory. Nejprodávanější typ LW-8 doporučujeme např. pro traktory Zetor 70.

Pohon podkopu zajišťuje hydraulické čerpadlo umístěné na vývodové hřídeli traktoru (540 ot./min). Potřebný výkon není velký, tyto podkopy zvládne i traktor s menším výkonem, ale chybějící hmotnost traktoru by znesnadňovala přepravu. Pohotovostní váha podkopu je přes 600 kg a navíc je těžiště stroje posunuto vzad. Podkop se zapíná do třibodového závěsu. Toto zapojení není aretováno, takže je možno podkop během přepravy zdvihnout rameny.

Hlavní výhodou podkopů série LW je délka jejich ramen. Ty jsou dostatečně dlouhá i pro nakládku zeminy na traktorový valník. Navíc není nutné časté popojíždění při kopání úzkých příkopů.

Podkopy mají samostatný hydraulický okruh. Náplň je cca 20 litrů hydraulického oleje. [2]



Obr. 13.: Podkop Mateng

Tab. 2.: Parametry podkopu Mateng

Model	LW - 7	LW - 8
Vhodný traktor (hp)	40 - 50	50 - 80
3-bodový závěs (kat)	Cat. I - II	Cat. I - II
Max. prac. délka (cm)	355	420
Max. prac. hloubka (cm)	228	229
Max. prac. výška (cm)	317	417
Max. vykláp. výška (cm)	210	292
Prac. šířka podpěr (cm)	200	200
Hmotnost (kg)	555	650
Max. prac. úhel	140°	140°

### 3.3.3. Tifermec [16]

#### Série L

Robustní zadní podkop Tifermec série Ls ramenem posuvným po rámu s hydraulickým zámkem a otočným o 180°. Nezávislé okruhy pro boční sklopné hydraulické stabilizátory se zámkem, dvojitý hydraulický píst otáčení výložníku, rozvaděč s přetlakovými ventily, bezpečnostní výztuha se stabilizátory do 3 - bodového závěsu. Je vyroben z kvalitních materiálů (Fe 510), má zapouzdřené broušené čepy ve všech kloubech.



Obr. 14.: Podkop Tifermec L

Modelová řada:

- L 18 TIX - pro traktory o výkonu od 18 k a min. hmotnosti 1300 kg
- L 19 TIX - pro traktory o výkonu od 18 k a min. hmotnosti 1400 kg
- L 21 TIX - pro traktory o výkonu od 22 k a min. hmotnosti 1500 kg
- L 22 TIX - pro traktory o výkonu od 22 k a min. hmotnosti 1600 kg

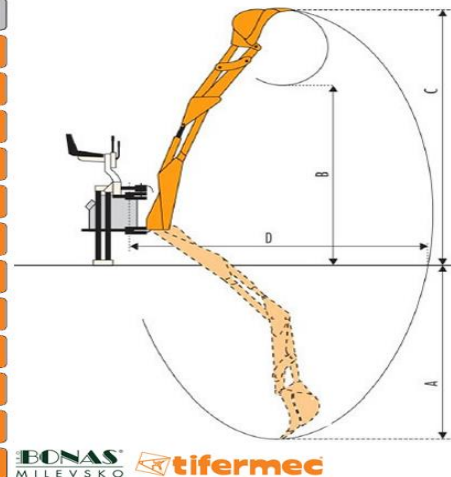


Doplňková výbava:

- nezávislý hydraulický okruh - čerpadlo s olejovou nádrží
- zemní lžice 250, 300 a 400 mm, srovnávací lžice 800 mm, lžice na příkopy
- hydraulické kleště, bourací kladiva, půdní vrtáky [3]

Tab. 3.: Parametry podkopu Tifermec L [3]

Technická data	L 18 TIX	L 19 TIX	L 21 TIX	L 22 TIX
A (mm)	1800	1900	2200	2300
B (mm)	1800	1800	2200	2200
C (mm)	2600	2600	2900	2900
D dosah (mm)	2700	2750	3000	3050
Trhací síla na zubu (kg)	2000	2000	2200	2200
Úhel rotace (°)	180	180	180	180
Výkon čerpadla (l/min)	15	15	20	20
Hydraulický tlak (bar)	180	180	180	180
Nádrž hydraulického oleje (l)	25	25	25	25
Šířka lžice (mm)	250-400	250-400	250-400	250-400
Hmotnost (kg)	380	400	430	450
Šířka rámu (mm)	1200	1500	1200	1500



**BONAS** MILEVSKO **tifermec**

### Série GreenLine BA

Robustní zadní podkop Tifermec GreenLine série BA s pevným rámem a ramenem otočným o 180°. Nezávislé okruhy pro boční sklopné hydraulické stabilizátory se zámkem, dvojitý hydraulický píst otáčení výložníku, rozvaděč s přetlakovými ventily, bezpečnostní výztuha se stabilizátory do 3 - bodového závěsu. Je vyroben z kvalitních materiálů (Fe 510), zapouzdřené broušené čepy jsou ve všech kloubech.



Obr. 15.: Podkop Tifermec BA

Modelová řada:

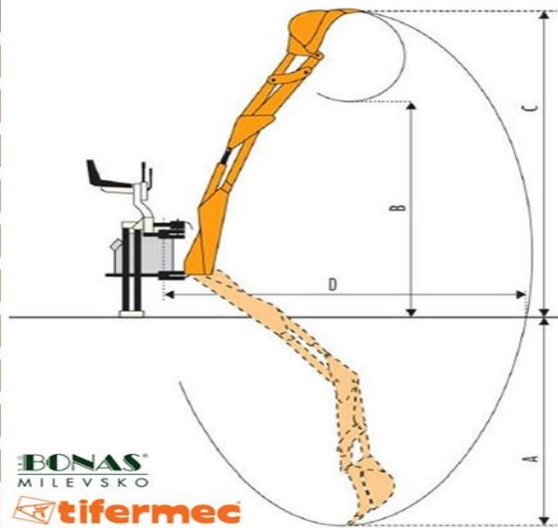
- BA 13 - pro traktory o výkonu od 13 k a min. hmotnosti 650 kg
- BA 15 - pro traktory o výkonu od 15 k a min. hmotnosti 750 kg

Doplňková výbava:

- nezávislý hydraulický okruh - čerpadlo s olejovou nádrží
- zemní lžice 250, 300 a 400 mm, srovnávací lžice 600 mm
- hydraulické kleště, bourací kladiva, půdní vrtáky [3]

Tab. 4.: Parametry podkopu Tifermec BA [3]

Technická data	BA 13	BA 15
A ( mm )	1300	1500
B ( mm )	1200	1600
C ( mm )	1900	2300
<b>D dosah ( mm )</b>	<b>2000</b>	<b>2500</b>
Trhací síla na zubu ( kg )	1500	1800
Úhel rotace ( ° )	180	180
Výkon čerpadla ( l/min )	13	15
Hydraulický tlak ( bar )	180	180
Nádrž hydraulického oleje ( l )	15	15
Šířka lžice ( mm )	250-400	250-400
Hmotnost ( kg )	250	290



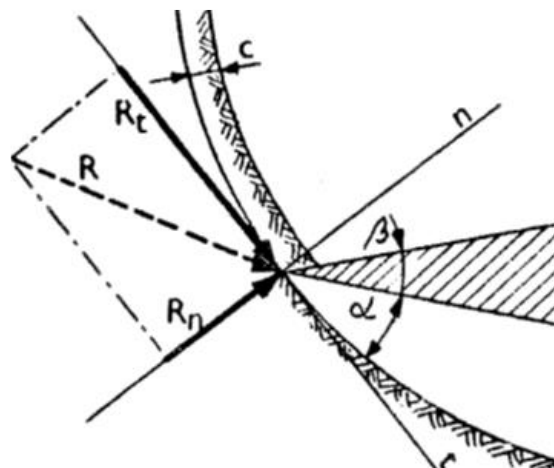
### 3.4. Vlastnosti hornin [17]

Rozlišujeme celkem sedm tříd hornin. Jsou tříděny podle jejich charakteristických vlastností a obtížnosti rozdělávání.

Měrný odpor proti mechanickému rozpojování je základní vlastností hornin s ohledem na jejich rozpojitelnost.

Odpor proti rýpání, rypný odpor  $R$  (obrázek 16) je vyvozován horninou a při rozpojování je překonáván rypnou silou stroje po dobu rozpojování a nabírání horniny. Odpor proti rýpání závisí na:

- soudržnosti horniny
- tloušťce oddělované třísky
- geometrii nástroje
- stavu nástroje
- úhlu mezi trajektorií pohybu nástroje a vodorovnou rovinou
- hloubce a rychlosti řezání, apod.



Obr. 16.: Rypný odpor[17]

Rypný odpor  $R$  [N] je stanoven (Obr. 16):

a) tangenciální složka odporu  $R_t$

$$R_t = k_t \cdot b \cdot c \text{ [N]} \quad (1)$$

$b$  [m] šířka záběru

$c$  [m] tloušťka třísky

$k_t$  [Pa] specifický odpor proti rypání

b) normálová složka odporu  $R_n$

$$R_n = k_e \cdot R_t \text{ [N]} \quad (2)$$

$k_e = 0,2 - 0,8$  [-] pro písky až jíly

c) výsledný odpor  $R$

$$R = \sqrt{(R_t^2 + R_n^2)} \text{ [N]} \quad (3)$$

Tab. 5.: Hodnoty měrného odporu rypání [17]

popis horniny	třída horni ny	pracovní nástroj		
		lopata rypadla	nože skrejpru	radlice dozeru
kyprý, suchý písek	1	0,015-0,025	0,020-0,04	0,028-0,045
písek, hornina hlinitopísčítá lehká, písčitohlinitá vlhká	1 - 2	0,03-0,07	0,05-0,01	0,06-0,12
písčitohlinitá hornina, drobný štěrk, vlhká lehká hlína	2	0,06-0,13	0,095-0,18	0,1-0,2
střední hlína, pevná písčitohlinitá hornina, příp. těžká rozrytá	3	0,125-0,195	0,17-0,3	0,16-0,32
těžké horniny	4	0,2-0,3	0,32-0,49	0,31-0,42

### 3.5. Výpočty podkopu

#### 3.5.1. Určení rypné síly

Rypná síla je určena z požadovaných parametrů lopaty, odebírané třísky a vlastností horniny.

Objem lopaty:  $V = 0,04 \text{ m}^3$

Šířka lopaty:  $b = 0,3 \text{ m}$

Hloubka výkopu:  $h = 1 \text{ m}$

Hloubka třísky:

$$c = \frac{V}{(b \cdot h)} \text{ [m]}$$

$$c = \frac{0,04}{(0,3 \cdot 1)} = 0,13\text{m} \quad (4)$$

Měrný odpor rýpání podle tab. 5 pro horninu 2. třídy:  $k_t = 80\,000 \text{ Pa}$

Tangenciální složka odporu:  $R_t = 3360 \text{ N}$

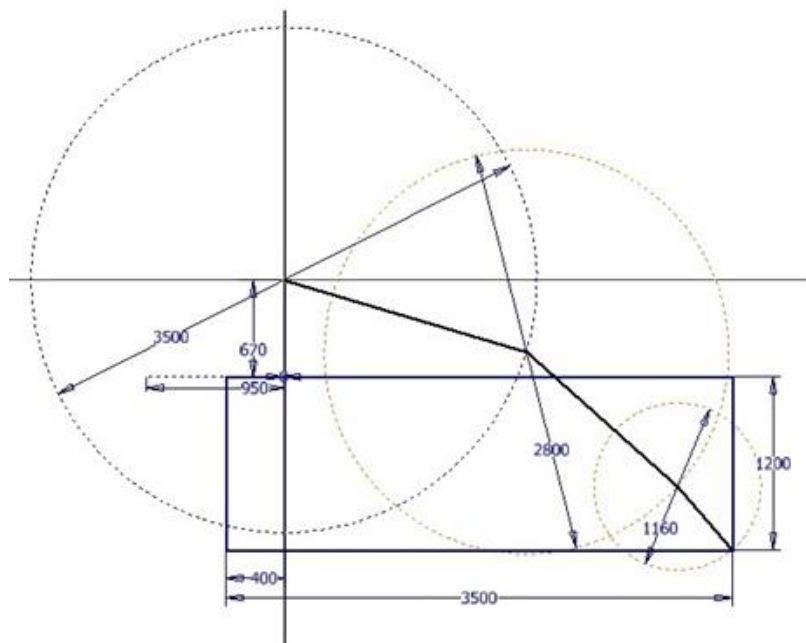
Normálová složka odporu:  $R_n = 1344 \text{ N}$

Výsledný odpor:  $R = 3620 \text{ N} = F$

Výsledná rypná síla označená písmenem F bude použita jako referenční zatěžovací síla v dalších výpočtech.

### 3.5.2. Dosažitelné rozsahy pohybu

Při určování základních rozměrů částí ramene podkopy, jako je výložník a násada, vyjdu z požadavku na výkop. Podkop by měl bez nutnosti popojíždět vykopat 3,5 m dlouhý a 1,2 m hluboký výkop. Tuto podmínku s prvním odhadem rozměrů ramene znázorňuje obrázek 17, kde jednotlivé části ramene nahradím poloměry pomocných kružnic. Stejným způsobem ověřím vhodnost navržených rozměrů pro další krajní polohy výkopu. Požadavek na velikost výkopu jsem stanovil proto, abych omezil časté skládání podpěr podkopy a popojíždění s traktorem, které výrazně prodlužuje dobu strávenou kopáním. Dalším udávaným parametrem je vyklápěcí výška. Tento parametr pro mě není zásadní, nebudu mu věnovat přílišnou pozornost. Další manipulaci se zeminou budu realizovat čelním nakladačem.



Obr. 17.: Rozměry ramene

## 3.6. Hydraulika

### 3.6.1. Návrh hydraulického obvodu

Pro návrh hydraulického obvodu je nutno ujasnit následující:

- zdvih, sílu, rychlost (přímočaré hydromotory)
- krouticí momenty, otáčky, výkony (rotační hydromotory)
- rozměrové, hmotnostní požadavky
- požadavky na ovládání
- sled funkcí pracovního cyklu, vlastnosti provozu, časový průběh činnosti

#### 3.6.1.1. Kreslení schémat hydraulických obvodů

Schéma hydraulického obvodu slouží k přesnému vyjádření funkce obvodu. Jednotlivé prvky se ve schématu standardně kreslí ve výchozích polohách. To znamená například u elektrických prvků stav bez řídicího napětí, u mechanicky přestavitelných prvků stav vyvozený silou pružiny. Schéma musí být přehledné a dobře čitelné.

Doporučení pro tvorbu schémat dle [18]:

- rozmístění prvků ve schématu kreslit bez ohledu na skutečné rozmístění ve stroji nebo zařízení
- přímočaré motory a rozvaděče kreslit pokud možno vodorovně
- spoje kreslit rovně, pokud možno bez křížení
- podskupiny vyznačit orámováním čerchovanou čarou
- do schémat vždy uvádět:
  - napětí, výkony a otáčky elektromotorů, výkony, otáčky a smysl otáčení spalovacích motorů
  - skutečné tlaky a průtoky hydrogenerátorů
  - průměry pístů, pístnic a zdvihy ( $D / d \times h$ ) přímočarých hydromotorů
  - geometrický objem a rozsah otáček rotačních hydromotorů
  - hodnoty nastavení tlakových a redukčních ventilů
  - časové údaje u zpožďovacích (brzdících) prvků
  - filtrační schopnost olejových filtrů
  - označení a typy všech použitých prvků
  - světlosti vedení (vnější průměry a síly stěn potrubí, světlosti a délky hadic)
  - světlosti vývodů (rozměry závitů)
- při elektrickém řízení obvodů (rozumí se včetně ovládacích elektromagnetů) kreslit elektrické a hydraulické schéma zvláště, společné prvky (elektromagnety, tlakové spínače, koncové spínače apod.) značit v obou případech shodně.

#### 3.6.1.2. Konstrukční řešení hydraulických obvodů

Prvky, které vyžadují kontrolu, údržbu, seřizování, případně výměnu, je třeba umístit v zařízení tak, aby byly dobře přístupné nebo viditelné. Viditelnost potřebujeme například u měřicích prvků, jako jsou teploměry a tlakoměry. Přístupnost potom zase pro výměnu filtrů, dolévání/vypouštění oleje, seřizování.

U spojování hydraulických prvků je nutné dodržet parametry dosedacích ploch. Ty jsou definovány v katalogích výrobců. Při jejich nedodržení hrozí únik oleje pod těsněním.

### 3.6.2. Hydraulický pohon

Pohony, v nichž je nositelem energie kapalina. Hydraulické pohony se dělí na:

- hydrodynamické
- hydrostatické

Hydrodynamická zařízení fungují na principu využití přeměny kinetické energie k přenosu momentů a sil. Příkladem jsou hydrodynamické spojky a turbíny. Proti tomu zařízení hydrostatická pro přenos momentů a sil využívají energii tlakovou. Složka kinetické energie je velmi malá a téměř konstantní. Podle výsledného pohybu dělíme hydrostatické pohony na:

- pohon s přímočarým pohybem
- pohon s rotačním pohybem

#### Struktura hydraulického pohonu

Prvky hydraulického obvodu:

- 1) čerpadlo
- 2) hydromotor
- 3) ovládací členy
- 4) nádrž na provozní kapalinu
- 5) potrubí, hadice

#### 3.6.2.1. Čerpadlo

Čerpadlo je zařízení, které slouží k přeměně mechanické energie rotujícího hřídele na tlakovou a kinetickou energii kapaliny.

Na hydrogenerátory jsou kladeny požadavky:

- dodávat kapalinu v určitém množství a tlaku
- dodávat kapalinu s co nejmenší tlakovou pulsací
- pracovat i se znečištěnou kapalinou
- pracovat s kapalinou, která má viskozitu proměnnou s teplotou (pracovní rozmezí je  $10-1000 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ )
- co nejvyšší účinnost

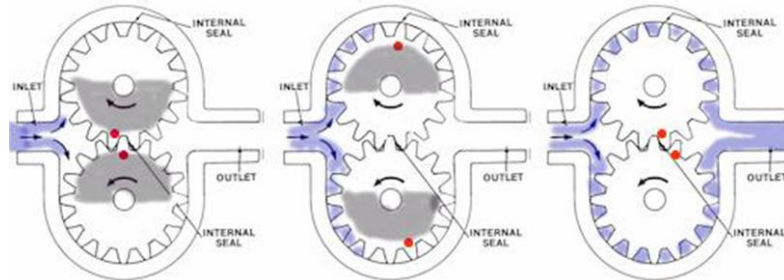
#### Dělení čerpadel

Čerpadla lze dělit například podle konstrukčního řešení. Potom můžeme rozlišovat čerpadla:

- a) Zubová
- b) Lamelová
- c) Pístová
  - axiální
  - radiální
- d) Šroubová

### a) Zubová čerpadla

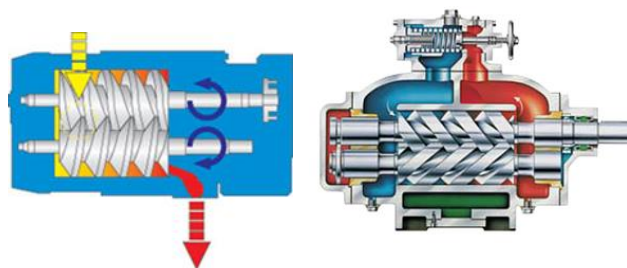
Zubová čerpadla využívají k čerpání kapaliny dvojici ozubených kol. Tato konstrukce je z nejběžnějších a nejčastěji používaných. Funkce zubového čerpadla je patrná z obrázku 18. Vzájemný pohyb ozubených kol (jedno kolo je pevně spojeno s hřídelem) vytvoří v přední části potrubí podtlak, který zapříčiní nasátí kapaliny do prostoru čerpadla. Kapalina se dále pohybuje v prostoru mezi koly a skříní čerpadla. Na druhé straně je kapalina vytlačována výstupním otvorem.



Obr. 18.: Princip zubového čerpadla [19]

### b) Šroubová (dvouvřetenová)

Princip činnosti dvouvřetenového čerpadla spočívá v tom, že kapalina je uzavřena do zubových mezer mezi dvěma vřeteny a přesunuje se ve směru pohybu šroubovice. Ve výtlačném místě se zubová mezera otevře vyběhnutím závitů vřeten ze závitů a zmenšováním prostoru otevřené závitové mezery dojde k vytlačování kapaliny ven z čerpadla. Nejvyužívanější profily závitů jsou zde obdélníkový a lichoběžníkový. Poháněna mohou být obě vřetena, ale stále častěji se objevuje přímý pohon jen jednoho vřetena a na druhé se přenáší pomocí ozubených kol. Tato konstrukce se díky dvěma otáčejícím vřetenům hodí pro velké průtoky a střední tlaky. Dvouvřetenová čerpadla se obvykle vyrábějí pro čerpání médií lehce abrazivních, špatně mazných i viskózních a mírně agresivních při tlacích do cca 16 barů a průtocích až do 15000 l/min. Díky uzavření kapaliny do zubových mezer lze vyrobit provedení i pro čerpání velmi horkých kapalin o teplotě až 300 °C (např. takové najdete v nabídce společnosti SCHMACHTL). [19]



Obr. 19.: Princip šroubového čerpadla [19]

### c) Pístová čerpadla

Geometrický objem zde tvoří pohyb pístu na rotoru, čerpadla dělíme podle polohy pístů k ose rotace na:

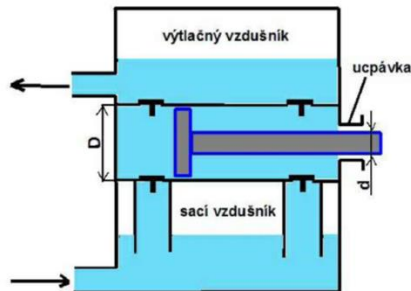
a) axiální - zde jsou písty rovnoběžně s osou rotace, nebo nakloněné k ní o úhel maximálně 45°

b) radiální - zde jsou písty kolmo k ose rotace, nebo s ní svírají úhel minimálně 45°

Pístová čerpadla dodávají kapalinu o menších průtocích, ale vyšších tlacích. Jejich hlavním znakem je převod rotačního pohybu pohonu na přímočarý pohyb pístů. A následně k přeměně mechanické energie na tlakovou. Tato funkce je realizována

klikovým mechanismem, ten je buď zkrácený, nebo nezkrácený. U zkráceného klikového mechanismu není křížák, jeho funkci přebírá píst.

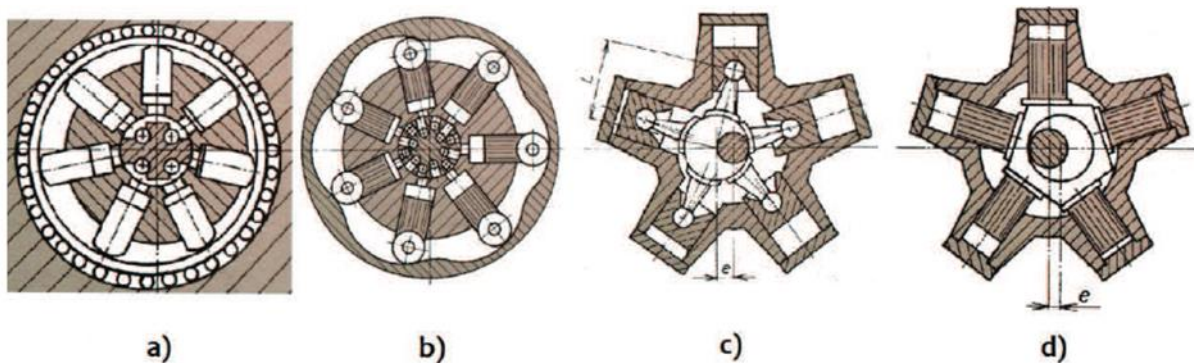
Pístová čerpadla umožňují regulovat dodávaný objem kapaliny ve velkém rozsahu. Jejich provoz se vyznačuje velkou účinností a relativně konstantním dodávaným průtokem i při nárůstu tlaku. Konstrukce těchto čerpadel umožňuje snadno dosáhnout maximálních užívaných tlaků nutných pro většinu aplikací. Většina ploch, které je třeba těsnit, má válcový průřez, proto je možné je vyrábět přesně a snadno těsnit.



Obr. 20.: Princip dvojčinného pístového čerpadla

### Radiální pístové hydrogenerátory

U radiálních pístových hydrogenerátorů jsou osy válců uspořádané v rovině kolmé k ose otáčení hřídele. Písty mohou být vedeny v rotoru, nebo ve statoru, podle konstrukce uložení válců. Generátory, u nichž jsou písty vedené v rotoru, mají písty uloženy suvně v rotoru a vnějším koncem se opírají o dráhu statoru. Dráha bývá kruhová (Obr. 21a), nebo křivková (Obr. 21b). U kruhové dráhy statoru se písty pohybují vůči bloku relativně přímočarým vratným pohybem. Zdvih pístů je určen velikostí výstřednosti rotoru. Při pohybu po křivkové dráze vykonají písty během jedné otáčky více pracovních cyklů. Kapalina se k válcům přivádí otvory v čepu, kolem kterého rotuje blok válců. Pro radiální hydrogenerátory s písty vedenými ve statoru se setkáváme také s označením radiální hydrogenerátory s nerotujícími válci. V této konstrukci je pohon pístů realizován přes ojnice s excentrickým kotoučem, který je přímo spojen s hnacím hřídelem. (Obr. 21c) Na vnitřní straně, kde se ojnice opírají o výstředník, mají hydrostatické ložisko klouzající po válcové ploše excentrického kotouče. Další konstrukce tohoto typu hydrogenerátoru je na obrázku 21d, kde je mezi excentrem hřídele a písty uložen víceboký hranol. Písty se opírají o jeho stěny. Počet pístů je stejný jako počet stěn hranolu. [20]



Obr. 21.: Radiální pístový hydrogenerátor: a) s rotujícím blokem válců, b) s křivkovou



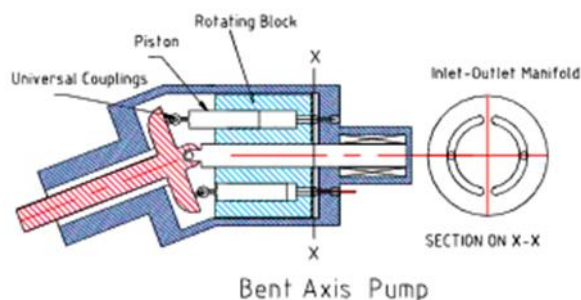
Tlaky generované radiálními pístovými hydrogenerátory jsou 20 až 35 MPa. Otáčky těchto čerpadel bývají nižší než  $25 \text{ s}^{-1}$ . Ve srovnání s axiálními hydrogenerátory mají radiální nižší průtokovou účinnost, větší hmotnost a rozměry. [21]

### **Axiální pístové hydrogenerátory**

U těchto čerpadel pracují písty na menším průměru, proto bývají konstruovány jako rychloběžnější. Jsou velmi rozšířené i v zemědělských strojích. Základní prvek je píst uložený v bloku válců a to rovnoběžně s osou hnacího hřídele. Používají se i konstrukce, kdy píst svírá s osou hnacího hřídele úhel menší  $45^\circ$ . Řízením zdvihu pístů se reguluje přímo geometrický objem. Z tohoto důvodu je většina regulačních hydrogenerátorů konstruována právě jako axiální pístová. Používá se konstrukce se šikmou deskou, nebo s nakloněným blokem válců (Obr. 22). U hydrogenerátoru s nakloněným blokem často bývá osa válců skloněna proti ose hřídele až o  $40^\circ$ . Tímto úhlem je určena velikost zdvihu pístů. Pohyb pístů vyvolávají ojnice, které jsou uloženy v kulových kloubech v hnací hřídeli i v pístech. V rozvodové desce, na kterou dosedá blok válců, jsou dva otvory pro výstupní a vstupní potrubí.

Tato konstrukce má výhodu právě v pevné vazbě mezi písty a hřídelem, která zajišťuje pohyb pístů v obou směrech. U regulovatelných konstrukcí je možné měnit natočením bloku úhel mezi ním a hřídelí a tím geometrický objem. Geometrické objemy těchto čerpadel se pohybují mezi  $10 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$  a  $2 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$ , maximální tlaky jsou vyšší než u radiálních pístových hydrogenerátorů a bývají 25 až 40 MPa.

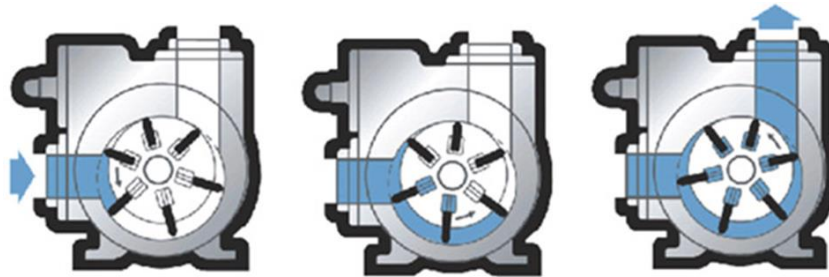
Jiná konstrukce využívá nakloněnou desku, o kterou se opírají písty uložené v bloku válců. Tento blok válců je spojen s hřídelí. Sklon desky bývá  $18$  až  $20^\circ$ . Podmínkou správné funkce je nepřetržitý kontakt pístů s deskou. Tento kontakt zajistí tlak kapaliny a pružiny. [20][21]



*Obr. 22.: Axiální pístový hydrogenerátor [19]*

### **d) Lamelové čerpadlo**

I tato čerpadla se vyrábějí regulační a neregulační. Skládají se z rotoru, lamel a statoru. Lamely se pohybují v poháněném rotoru a „volným“ koncem se opírají o vnitřní stěnu statoru. Regulace průtoku se provádí změnou výstřednosti  $e$ . Výstřednost představuje radiální odchylku osy statoru od osy rotoru. Radiální regulační čerpadla se používají do tlaku 3 MPa. Toto omezení plyne z radiální nevyváženosti čerpadla. Neregulační čerpadla dávají tlak až 14 MPa, jsou lehčí a náročnější na čistotu oleje.



Obr. 23.: Princip lamelového čerpadla [19]

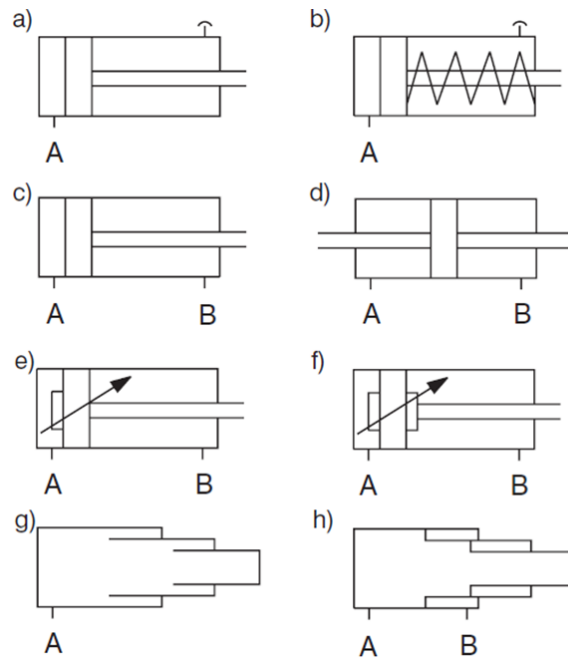
### 3.6.2.2. Hydromotory

Hydromotory slouží k přeměně tlakové energie oleje v energii mechanickou. Výsledný pohyb bývá přímočarý, rotační nebo kývavý.

#### Přímočaré hydromotory

- jednočinné s jednostrannou pístnicí – kapalina je přiváděna vstupem A. U těchto hydromotorů je silový pohyb pístnice možný pouze v jednom směru. Zpětný pohyb pístnice je realizován vnější silou, případně zpětnou pružinou. Hydromotory jsou znázorněny na obrázcích 24a, 24b
- dvojčinné s jednostrannou nebo průběžnou pístnicí – kapalinu lze do válce přivádět vstupy A i B a tím docílit oboustranného chodu. Dvojčinný hydrogenerátor s jednostrannou pístnicí je na obrázku 24c a s průběžnou pístnicí na 24d.
- dvojčinné s jednostranným měnitelným bržděním v krajní poloze – funkce jako u předchozího + tlumení na jedné straně. (Obr. 24e)
- dvojčinné s oboustranným měnitelným bržděním v krajních polohách – funkce jako u předchozího + tlumení i na druhé straně. (Obr. 24f)
- jednočinné jednostranné teleskopické – umožňuje větší výsuvy. Zpětný pohyb zajišťuje vnější síla. (Obr.24g)
- dvojčinné jednostranné teleskopické – přívod kapaliny vstupem A nebo B umožňuje pohyb pístnice v obou směrech. (Obr. 24h).

Výsledná síla na pístnici je dána tlakem kapaliny a plochou pístu. Síla na pístnici je závislá na hodnotě provozního tlaku kapaliny a velikosti činné plochy pístu. Při pohybu je třeba počítat se ztrátami v motorech. Rychlost pohybu pístu je potom dána průtokem kapaliny a činnou plochou pístu. [18]



Obr. 24.: Přímočaré hydromotory [18]

### Výpočet základních parametrů přímočarých hydromotorů

Schéma počítaného hydromotoru je na obrázku č. 25.

Síla při vysouvání pístnice

$$F_1[kN] = \frac{P_1[MPa] \cdot S_1[cm^2] - P_2 \cdot S_2}{10} \quad (5)$$

Síla při zasouvání pístnice

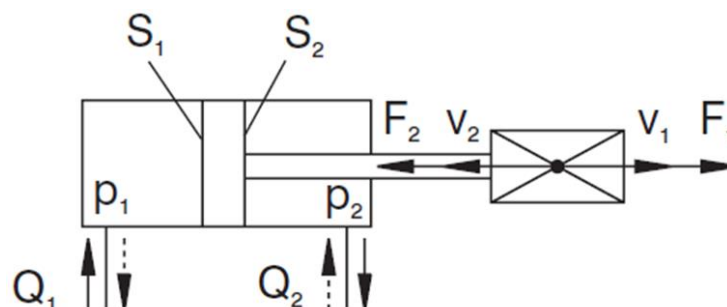
$$F_2[kN] = \frac{P_2 \cdot S_2 - P_1 \cdot S_1}{10} \quad (6)$$

Rychlost vysouvání pístnice

$$V_1[m \cdot s^{-1}] = \frac{Q_1[l \cdot min^{-1}]}{6 \cdot S_1[cm^2]} \quad (7)$$

Rychlost zasouvání pístnice

$$V_2[m \cdot s^{-1}] = \frac{Q_2}{6 \cdot S_2} \quad (8)$$



Obr. 25.:Schéma PČHM

## Rotační hydromotory

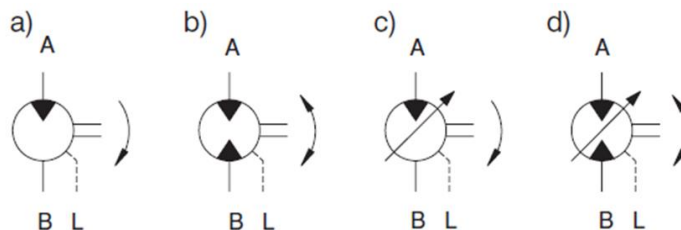
Rotační hydromotory dělíme podle způsobu vytváření  $V_g$  (geometrického objemu). Geometrický objem je množství potřebné kapaliny na jednu otáčku motoru. Typy hydromotorů potom jsou:

- 1) zubové –  $V_g$  je zde tvořen mezerou vzniklou mezi zuby spolu zabírajícími koly
- 2) lamelové –  $V_g$  zde vymezuje rotor, stator a jednotlivé lamely
- 3) pístové –  $V_g$  vytvářejí písty v rotoru
  - a) axiální – úhel mezi osou otáčení a písty není větší než  $45^\circ$
  - b) radiální – úhel mezi osou otáčení a písty je větší než  $45^\circ$

Rotační hydromotory můžeme dále dělit na:

- 1) jednosměrné neregulační –  $V_g$  je pevně dán konstrukcí čerpadla a nelze ho měnit. Hydromotorem lze točit pouze jedním směrem. Schématická značka na obrázku 26a.
- 2) obousměrné neregulační –  $V_g$  je pevně dán konstrukcí čerpadla a nelze ho měnit. Použitím vstupu kapaliny A nebo B rozlišujeme, jakým směrem se bude motor otáčet, směry jsou možné oba. (Obr. 26b)
- 3) jednosměrné regulační – otáčení vstupního hřídele jedním směrem + možnost změny geometrického objemu (Obr. 26c)
- 4) obousměrné regulační – otáčení vstupního hřídele oběma směry + možnost změny geometrického objemu (Obr. 26d)

U neregulačních hydromotorů je rychlost otáčení výstupního hřídele regulována jen velikostí průtoku vstupní kapaliny. U regulačních hydromotorů je potom regulace možná také změnou geometrického objemu. [18]



Obr. 26.: Rotační hydromotory [18]

### Výpočet základních parametrů rotačních hydromotorů

Průtok pro požadované otáčky

$$Q[\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}] = \frac{V_g[\text{cm}^3] \cdot n[\text{min}^{-1}]}{1000 \cdot \eta_v[1]} \quad (9)$$

Otáčky hřídele motoru

$$n[\text{min}^{-1}] = \frac{Q[\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}] \cdot 1000 \cdot \eta_v[1]}{V_g[\text{cm}^3]} \quad (10)$$

Krouticí moment na hřídeli motoru

$$M[\text{Nm}] = \frac{V_g[\text{cm}^3] \cdot \Delta p[\text{MPa}] \cdot \eta_c[1]}{2 \cdot \pi} \quad (11)$$

Výkon na hřídeli motoru

$$P[kW] = \frac{M[Nm] \cdot n[\text{min}^{-1}]}{9549} \quad (12)$$

Objemové účinnosti převzaté z [18] :

pro zubové motory  $\eta_v = 0,85 - 0,95$

pro lamelové  $\eta_v = 0,8 - 0,9$

pro pístové  $\eta_v = 0,9 - 0,98$

Přibližné hodnoty celkové účinnosti převzaté z [18]:

pro zubové motory  $\eta_c = 0,6 - 0,8$

pro lamelové  $\eta_c = 0,65 - 0,8$

pro pístové  $\eta_c = 0,8 - 0,95$

### 3.6.2.3. Řídící prvky

Pro správnou funkci hydraulického mechanismu musíme zajistit optimální parametry tlakové kapaliny. Mezi základní parametry tlakové kapaliny patří průtok a tlak. Pro realizaci řízení tlaku a průtoku používáme kombinace jednoduchých konstrukčních prvků, kterými jsou tryska, šoupátko, clona, kulička a další. Tyto prvky se dodávají jako hotové funkční bloky pro montáž na panel nebo pro připojení na potrubí.

#### Prvky pro hrazení průtoku

- Jednosměrné ventily – tlaková kapalina jimi protéká jen jedním směrem
- Řízené jednosměrné ventily – tlaková kapalina může protékat i ve směru, který byl uzavřen. Podmínkou je přivedení vnějšího tlakového signálu.
- Hydraulické zámky – těsně uzavírá hydraulický okruh pod tlakem
- Uzavírací ventily – uzavírají, nebo otevírají obvod
- Hydraulické rozvaděče – řídí směr kapaliny, případně obvod uzavírají

#### Prvky pro řízení průtoku

- Trysky a clony – tyto prvky mají konstantní odpor proti pohybu kapaliny.
- Škrtkové ventily – prvky s možností plynule měnit odpor proti pohybu kapaliny. Mohou být také se stabilizací, která zaručuje konstantní průtok i při proměnlivé zátěži.
- Děliče průtoku – umožňují při více zapojených hydromotorech zajistit požadovaný poměr jejich rychlostí, případně je synchronizovat.

#### Prvky pro řízení tlaku

- Ventily tlakové – omezují tlak v hydraulickém mechanismu
- Ventily redukční – snižují vstupní tlak před ventilem

### 3.6.2.4. Nádrž

V nádrži je zásoba pracovní kapaliny, která slouží k:

- usazení nečistot
- vyrovnává nepravidelnosti při odběru kapaliny

### **Povrchová ochrana**

Vnitřní i vnější plochy nádrže, včetně víka jsou opatřeny oleji odolnou barvou

### **Vybavení**

Nádrže jsou vybaveny vypouštěcími a napouštěcími otvory, možností použití prvků pro měření teploty oleje a kontrolu jeho množství.

### **3.6.3. Hydraulické schéma**

#### **3.6.3.1. Základní prvky systému**

##### **Zdroj tlakové kapaliny**

- Hydrogenerátor (čerpadlo)

##### **Spotřebiče tlakové kapaliny**

- Hydromotor (motor)

##### **Prvky řídicí průtok a tlak kapaliny**

- redukční ventil
- přepouštěcí ventil
- škrtkovací ventil
- jednocestný ventil
- pojistný ventil
- rozvaděče

##### **Spojovací prvky**

- hadice
- potrubí

##### **Pomocné prvky**

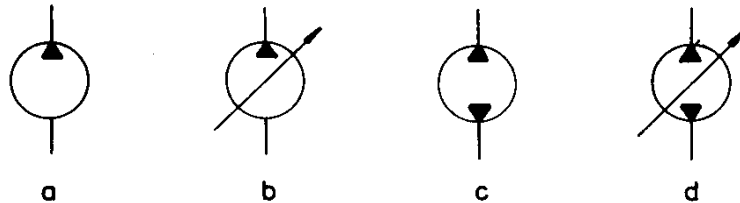
- tlakové spínače
- nádrže
- filtry

#### **3.6.3.2. Kreslení schémat**

- Přívodní vedení se kreslí ve spodní části výkresu, zpravidla zleva doprava.
- Jednotlivé větve v obvodu se označují:
  - o P – tlaková větev
  - o T – zpětná větev
  - o L – ztrátové vedení
- Postup kreslení schématu je ve směru od zdroje energie ke konečnému spotřebiči
- Značky se kreslí stejně silně jako čáry
- Schéma bude přehledné a rovnoměrně rozložené

### 3.6.3.3. Schematické značky základních prvků obvodu

#### Čerpadlo (hydrogenerátor)



a) jednosměrný neregulační – tlačí kapalinu v jednom směru, objem vytlačované kapaliny je konstantní

b) jednosměrný regulační – tlačí kapalinu v jednom směru, objem vytlačované kapaliny je možné regulovat

c) obousměrný neregulační – kapalinu lze vytlačovat v obou směrech, objem vytlačované kapaliny je konstantní

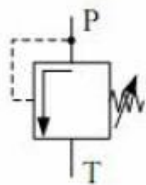
d) obousměrný regulační – kapalinu lze vytlačovat v obou směrech, objem vytlačované kapaliny je možné regulovat

#### Hydromotor

Hydromotory jsou již podrobněji rozebírány v kapitole 3.6.2.2.

#### Ventily

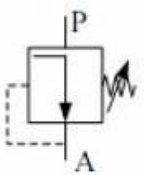
##### Přepouštěcí a pojistný ventil



P – vstupní vedení

T – zpětné vedení

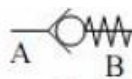
##### Redukční ventil



P – vstupní vedení

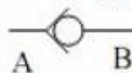
A – výstupní vedení

##### Jednosměrný ventil



s vratnou pružinou

A – vstupní vedení



bez vratné pružiny

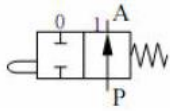
B – výstupní vedení

##### Řízený jednosměrný ventil

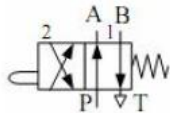


**Rozváděče**

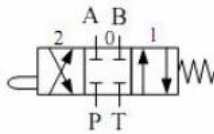
P – vstupní vedení    A, B – výstupní vedení  
T – zpětné vedení    0, 1, 2 – poloha šoupátka



2/2 rozvaděč, s otevřenou polohou  
(rozvaděč 2/2 – dvoucestný, dvoupolohový)



4/2 rozvaděč

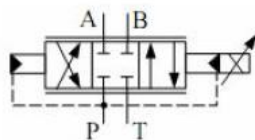


4/3 rozvaděč, s uzavřenou polohou



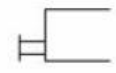
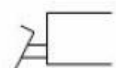


4/3 rozvaděč, s otevřenou polohou

**ELEKTROHYDRAULICKÝ SERVOVENTIL**






hydraulický servoventil, jehož vstupním signálem je elektrický proud

**ZPŮSOBY OVLÁDÁNÍ ROZVADĚČŮ**

-  obecný znak
-  ovládání knoflíkem
-  ovládání nožní pákou
-  ovládání pákou
-  ovládání kladičkou
-  ovládání pružinou
-  ovládání elektromagnetem
-  ovládání pneumatické

**Škrtící ventily**

-  citlivý ke změnám viskozity
-  necitlivý ke změnám viskozity
-  s konstantním odporem



## Filtry



čistič kapaliny v němž jsou zachycovány nečistoty při průtoku kapaliny propustnou stěnou (dle konstrukce: síťový, štěrbinový, průlinčitý, magnetický)



čistič s automatickým vypouštěním

## Vedení tekutiny



hlavní, vedlejší, zpětné



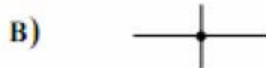
řídící, sloužící k přenosu informace



svodové – výstupní vedení, jímž proudí kapalina, unikající vlivem propustnosti prvku



A) **KŘÍŽENÍ VZÁJEMNĚ NEPROPOJENÉHO VEDENÍ**  
(potrubí, kanály uvnitř prvku)



B) **SPOJENÍ NĚKOLIKA VEDENÍ**

## Nádrž



s potrubím, které má vývod nad hladinou



s potrubím, které má vývod pod hladinou



s potrubím pro vypouštění kapaliny

## Akumulátor



slouží převážně k akumulaci tlakové energie.  
Podle konstrukce: plynový, závažový, pružinový

### 3.7. Otočná uložení

Otočná uložení umožňující rotační, kývavý pohyb jsou tvořena čepy a kluznými ložisky.

#### 3.7.1. Kluzná ložiska

Kluzná ložiska se u nakladačů/rypadel používají pro jejich užitečné vlastnosti, jako je schopnost přenášet velká radiální zatížení, snášení pracovních rázů, nenáročná údržba, malé zástavbové rozměry. Kluzná pouzdra se používají standardní válcová, nebo přírubová. Materiál ložisek se volí dle požadovaných vlastností. Přehled použití materiálů pro kluzná pouzdra dle webu SKF [10]:

**1/ Kluzná pouzdra z masivního bronzu - univerzální ložiska**

**TRADIČNÍ MASIVNÍ MATERIÁL**

Žádné jiné kluzné pouzdro se nemůže pochlubit tak všestrannými možnostmi využití jako kluzné pouzdro z masivního bronzu. Tento materiál je předurčuje k aplikaci v náročných uloženích a nepříznivých provozních podmínkách. SKF nabízí standardní sortiment jak kluzných, tak i přírubových kluzných pouzder, která odpovídají normě ISO 4379 a DIN 1850.

Kluzná pouzdra SKF vyrobená z masivního bronzu poskytují řadu předností, např.

- odolávají nečistotám
- při nízkých rychlostech vzdorují rázovému zatížení i vibracím
- umožňují použití hřídelí s hrubě opracovaným povrchem
- nepodléhají korozi



Obr. 27.: Masivní bronzová pouzdra

**2/ Kluzná pouzdra ze slinutého bronzu - rychloběžná ložiska**

**NAPOUŠTĚNÍ OLEJEM UMOŽŇUJE DOSAŽENÍ VYSOKÉ KLUZNÉ RYCHLOSTI**

**3/ Kluzná pouzdra ze svinutého bronzového pásu - ložiska pro použití v terénu**

**MAZACÍ KAPSIČKY UMOŽŇUJÍ PROVOZ I VE ZNEČIŠTĚNÉM PROSTŘEDÍ**

Válcová kluzná pouzdra řady SKF svinutý bronzový pás se vyrábějí z bronzu. Zvláště se hodí do uložení, která pracují v prostředí plném nečistot a tudíž se musejí často domazávat. Kluzný povrch je opatřen mazacími kapsičkami, které přispívají k lepšímu mazání ložiska. SKF nabízí kompletní sortiment těchto kluzných pouzder s přírubami i bez přírub podle norem ISO 3547 a DIN 1494.

Kluzná pouzdra SKF Svinutý bronzový pás se vyznačují mnoha výhodnými vlastnostmi:

- odolávají vlivu nečistot
- při nízkých kluzných rychlostech vzdorují rázovému zatížení i vibracím
- jsou odolné vůči korozi



Obr. 28.: Pouzdra ze slinutého bronzového pásu

**4/ Kluzná pouzdra z kompozitu PTFE - ložiska s dlouhou životností  
NÍZKÉ TŘENÍ VEDE K DLOUHÉ ŽIVOTNOSTI I BEZ ÚDRŽBY**



Obr. 29.: Pouzdra z kompozitu PTFE

**5/ Kluzná pouzdra z kompozitu POM - ložiska pro těžká zatížení  
DOKONALÁ KOMBINACE NENÁROČNÉ ÚDRŽBY A NÁROČNÝCH PROVOZNÍCH PODMÍNEK**  
Kluzná pouzdra SKF kompozit POM se běžně označují jako předmazaná, protože i nepatrná stopa maziva je zárukou, že ložisko bude po dlouhou dobu podávat uspokojivý výkon. Speciální kluzný materiál vyžaduje domazávání jen velmi zřídka. Kluzná pouzdra SKF Kompozit POM tedy vyplňují prostor mezi ložisky, jež vyžadují pravidelné domazávání, a ložiska bezúdržbovými. Vyrábějí se ve všech velikostech podle norem ISO 3547 a DIN 1494. SKF nabízí také axiální kluzné kroužky a kluzné pásy.

Kluzná pouzdra SKF Kompozit POM mají řadu předností:

- provoz bez údržby
- velmi nízké tření
- vysoká únosnost
- vysoká kluzná rychlost
- malá provozní vůle



Obr. 30.: Pouzdra z kompozitu POM

### 3.7.2. Čepy

Čep bývá pevně spojen s jednou z částí mechanismu. Používají se čepy s přivařeným plechem (Obr. 31), který je připevněn šroubem k jedné části sestavy. Tím je realizováno axiální i radiální zajištění. Čepy se v tomto případě z druhé strany jistit nemusí. Další variantou je každý z pohybů omezit z jedné strany, jako je tomu na obrázku 32. Axiálně se čepy zajišťují zpravidla pojistným kroužkem, závlačkou, šroubem, maticí nebo kolíkem.



Obr. 31.: Zajištění čepu 1



Obr. 32.: Zajištění čepu 2

## 4. Návrh podkopy

### 4.1. Detaily návrhu

Z výše popsaných kapitol je patrné, že nabídka zařízení pro výkopové práce je široká a velmi kombinovatelná. Proto je nutné učinit návrhová rozhodnutí zejména o následujících bodech.

- Důležité rozměry (viz kapitola 3.5.2)
- Technologie výroby jednotlivých částí, případně celku
- Typ konstrukce rámu a podpěr
- Způsob ovládání otoče podkopy
- Tvar a způsob ovládání výložníku
- Způsob uchycení podkopy k traktoru
- Zdroj tlakového oleje

#### 4.1.1. Technologie výroby jednotlivých částí podkopy

Rypadla spadající do kategorie minirypadel, tedy s hmotností do 6 tun, bývají zpravidla celá tvořena ze svařovaných částí. Ovšem při velkosériové výrobě je možné složitější části odlévat. Mezi ně patří například otoč ramene. (Obr. 33)



Obr. 33.: Otoč odlitá/svařená [24][25]

Dále lze použít odlitku u masivních částí násady a výložníku, kdy odlitky navařené na svařené profily přenášejí síly v jednotlivých vazbách. Na obrázku 34 je ukázka z čelního nakladače.

Z důvodu předpokladu vyrábění velmi malého počtu kusů a stroje pro menší rypné síly, budu dále otoč uvažovat jako svařenec ze silných plechů.



*Obr. 34.: Odlitek na násadě*

#### **4.1.2. Typ konstrukce rámu a podpěr**

Konstrukci rámu zpravidla určuje požadavek na umístění ramene. Pokud má být rameno stacionárně upevněno v ose stroje, potom se používá konstrukce s vyklápěcími podpěrami. Takové řešení má výhodu ve větší stabilitě v pracovní poloze a celek rámu podkopy je tužší. Naopak nevýhodou tohoto uspořádání je složitější výroba a větší přepravní rozměry. Naopak konstrukce obdelníková se nabízí k úpravě umožňující příčný posuv konzole s otočí. V tomto případě jsou podpěry teleskopické, kolmo přivařené k vedení konzole. Výroba takového rámu je méně náročná, než výroba rámu s výklapnými podpěrami. Díky obdelníkovému uspořádání se dosáhne menších přepravních rozměrů a většího pracovního dosahu podkopy. Nevýhodou potom je nižší tuhost rámu a horší stabilita.

Právě z důvodu menší náročnosti na výrobu a možnosti příčného posuvu ramene jsem se rozhodl pro rám obdelníkový s teleskopickými podpěrami.

#### **4.1.3. Způsob ovládání otoče podkopy**

S otočí je možné pohybovat několika způsoby. První způsob spočívá v použití ozubeného hřebene spojeného s přímočarým hydromotorem, který zabírá s ozubeným kolem. Princip je patrný z obrázku 35. Podobný princip je využíván například na podkopy traktorbagru značky JCB. Jedná se v podstatě o dvojčinný hydraulický válec, kde je pístní tyč umístěna uprostřed válce a nahrazena ozubeným hřebenem. Tento hřeben potom opět zabírá s ozubeným kolem otoče. Naznačení principu i konkrétní kus vyráběný JCB je na obrázku 36 a 37a).

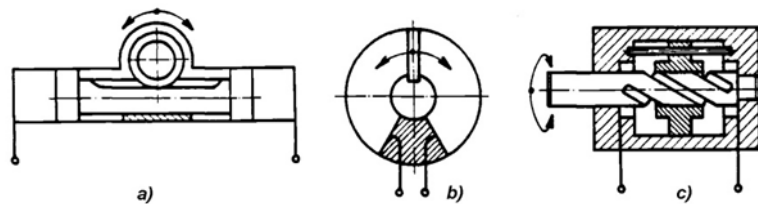


Obr. 35.: Pohyb otoče



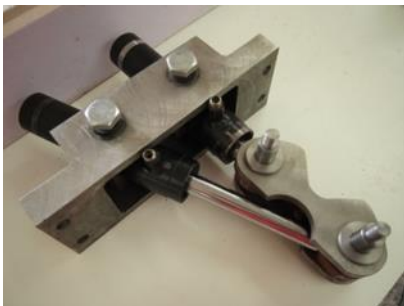
Obr. 36.: Pohyb otoče JCB [26]

Další možností je využití ostatních hydromotorů s kyvným pohybem v provedení s otočnou lopatkou 37b) a šroub/matice 37c). Doposud zmíněná řešení mají výhodu v eliminaci mrtvých poloh, proti tomu jsou dražší a méně používané.



Obr. 37.: Kyvné otoče - princip

Nejběžnější a cenově dostupnější je využití jednoho, či dvou přímočarých hydromotorů. Použití dvou PČHM je znázorněno na obrázku 38, jeden motor potom na obrázku 39. Pokud použijeme válce dva, snáze dosáhneme velkého rozsahu (běžně 180°). Díky kratším výsuvům pístů je výsledný pohyb rychlejší než při použití válce pouze jednoho. Varianta s jedním válcem je levnější a jednodušší, cenou za to je nižší pracovní rozsah.



Obr. 38.: Pohyb otoče 2 PČHM [25]



Obr. 39.: Pohyb otoče 1 PČHM [25]

Také v tomto rozhodování dám přednost variantě s jednodušší výrobou, následným zapojením a nižšími náklady. Omezení v rychlosti pohybu a menším rozsahu natočení není zásadní.

#### 4.1.4. Tvar a způsob ovládání výložníku

Výložníky se vyrábějí zakřivené, nebo přímé, výjimečně dvoudílné. Zakřivení výložníku zlepšuje dosah nástroje pod strojem. Přímý výložník naopak umožňuje dosáhnout větší vykládací výšky. Hydromotor je možné umístit ze shora, nebo zespodu výložníky. Rozdíl je ve výsledných silách. Jednou je při rýpání hydromotor zasouván, podruhé vyjíždí. V obou případech je také rozdílná poloha uložení výložník-otoč.

Pro mé řešení volím zakřivený výložník ovládaný hydromotorem zespodu.

#### 4.1.5. Způsob uchycení podkopu k traktoru

Podkop bude k traktoru připevněn tříbodovým závěsem. Tříbodový závěs je standardizovaný způsob připevnění nářadí (zařízení) pro traktory, který v roce 1920 vyvinul Harry Ferguson. K připojení se využívá dvou spodních přípojných bodů a jednoho horního, který zajišťuje tuhé spojení. Spodní ramena jsou ovládána hydraulickými válci a slouží k zvedání a spouštění nářadí. I spojení třetím bodem může být hydraulicky ovládané. Významnou výhodou tříbodového závěsu je převod tažné síly na tlačnou, která zlepšuje trakci. [25]

Tříbodový závěs má několik kategorií, které se liší rozpětím ramen a průměrem zajišťovacích kolíků. Parametry jednotlivých kategorií jsou napsány v tabulce číslo 6.

Rozhodl jsem se pro tříbodový závěs kategorie 2, který je doporučen pro traktory o výkonu 40 až 100 koní.

Tab. 6.: Kategorie tříbodového závěsu [25]

kategorie	Velikost zajišťovacích kolíků		Rozestup ramen	výkon traktoru
	horní závěs (třetí bod)	ramena		
0	17 mm ( $\frac{5}{8}$ "	17 mm ( $\frac{5}{8}$ "	500 mm (20")	<15 kW (<20 hp)
1	19 mm ( $\frac{3}{4}$ "	22.4 mm ( $\frac{7}{8}$ "	718 mm (28")	15-35 kW (20-45 hp)
2	25.5 mm (1")	28.7 mm (1 $\frac{1}{8}$ "	870 mm (34")	30-75 kW (40-100 hp)
3	31.75 mm (1 $\frac{1}{4}$ "	37.4 mm (1 $\frac{7}{16}$ "	1010 mm (40")	60-168 kW (80-225 hp)
4	45mm (1 $\frac{3}{4}$ "	51 mm (2")	1220 mm (48")	135-300 kW (180-400 hp)

#### 4.1.6. Zdroj tlakového oleje

U traktoru lze získat tlakový olej dvěma způsoby. Nabízí se využití přímo hydraulického okruhu traktoru (Obr. 40), nebo vývodovým hřídelem (Obr. 41) pohánět vlastní čerpadlo podkopu. Využit hydraulický okruh traktoru je levnější, výrobně a servisně jednodušší a také méně prostorově náročné řešení. Ovšem pokud požadujeme od podkopu vyšší výkon, nezbývá nám, než ho osadit vlastním hydraulickým systémem. V tabulce číslo 7 jsou porovnány tři různé traktory, repektive výkon odebíratelný z hydraulického okruhu a z vývodového hřídele. Z vypsanych hodnot je vidět, že především u starších traktorů je výkon na vývodovém hřídeli řádově vyšší, než jsme schopni získat z hydraulického okruhu.






Obr. 40.: Vývodový hřídel



Obr. 41.: Vývod hydrauliky

*Tab. 7.: Porovnání výkonů traktorů*

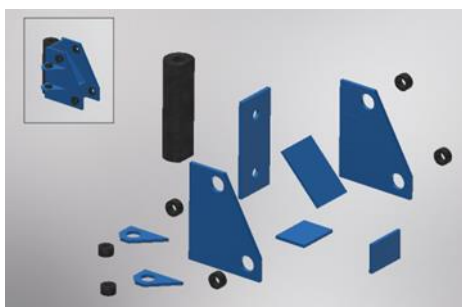
Značka, model traktoru	Zetor 4011	Zetor 6945	Bělarus 952.3
			
Tlak hydraulického okruhu [MPa]	12	12	19
Průtok [l/min]	20	20	min 45
Výkon na vývodovém hřídeli [kW]	31	42	59
Spočítaný hydraulický výkon [kW]	4,1	4,1	15

#### 4.2. 3D model

Model podkopu vytvářím v Autodesk Inventoru 2017, v hojně rozšířeném programu pro 3D strojírenské navrhování, dokumentaci a simulaci průmyslových komponent.

Model jsem vytvořil na základě přehledu, který vznikl prozkoumáním sériově vyráběných strojů i experimentů domácích kutilů a požadavkům na vykonávanou práci, které jsou vypsány v kapitole 3.5.

Jak jsem již naznačoval výše, celý podkop bude řešen jako svařenec z plechů a silnostěnných trubek. Použité plechy jsou síly od 3 do 20 mm, kalené čepy průměru od 22 do 40 mm. Příklad je na obrázku 42, kde je rozložená otoč ramene.


*Obr. 42.: Otoč rozložená*

*Obr. 43.: Ovládání otoče*

#### 4.3. Výpočty

Návrh bude pokračovat vhodně zvolenými prvky hydraulického obvodu. K tomu, abych mohl správně navrhnout hydromotory, hydraulické vedení, hydrogenerátor, zásobník oleje a další nezbytné hydraulické prvky, je nutné znát síly, které musí být hydromotory schopné vyvinout. Tyto síly musí být tak velké, aby bylo dosaženo na břitu nástroje (lopaty) požadované rypné síly, viz kapitola 3.5. Vypočítané reakce ve vazbách



mezi jednotlivými částmi ramene dále použiji pro pevnostní kontrolu, případně optimalizaci, všech částí podkopy.

#### 4.4. Síly působící v rameni

Cílem této kapitoly je vygenerovat síly působící ve všech vazbách ramene podkopy. Tyto síly by měly být vyjádřeny v celém rozsahu pohybu. Úlohu zjednoduším na dvourozměrnou. Nebudu brát v úvahu otáčení ramene ani možnost posuvu otoče.

K výpočtu použiji výpočetní software MATLAB, respektive jeho nadstavbu SimMechanics.

SimMechanics je prostředí, které pracuje s tzv. soustavou tuhých těles propojených vazbami. V anglicky psané literatuře označované MBS (multi body system). Protože SimMechanics patří mezi další nástroje Simulinku, umožňuje propojit mechanický model s modely jiných fyzikálních podstat, např. s hydraulickými, elektrickými, tepelnými, apod. Na základě mechanického modelu je automaticky vytvořen matematický model. Mechanický model spočívá v definování rozměrů, vlastností jednotlivých těles soustavy a vazeb mezi nimi. [29]

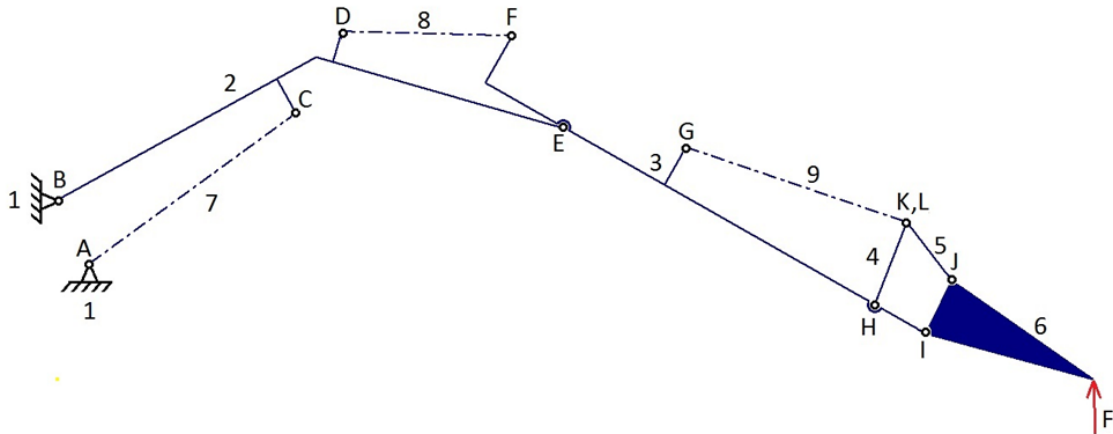
##### 4.4.1. Kontrola výpočtu sil působících v rameni metodou uvolňování

Kontrolu provedu v několika zvolených polohách ramene (Obr. 44), kde na břít lopaty působí dříve určená rypná síla. Pro výpočet statické úlohy použiji metodu uvolňování.



Obr. 44.: Namáhaný model ramene

Pro výpočet rameno podkopy zjednoduším převodem na „prutový“ model (Obr. 45), kde čerchované čáry představují lineární hydromotory, které pro konkrétní počítanou polohu uvažuji jako tuhý člen. V modelu jsou očíslované jednotlivé členy mechanismu a písmeny označeny rotační vazby.



Obr. 45.: Zjednodušený model ramene

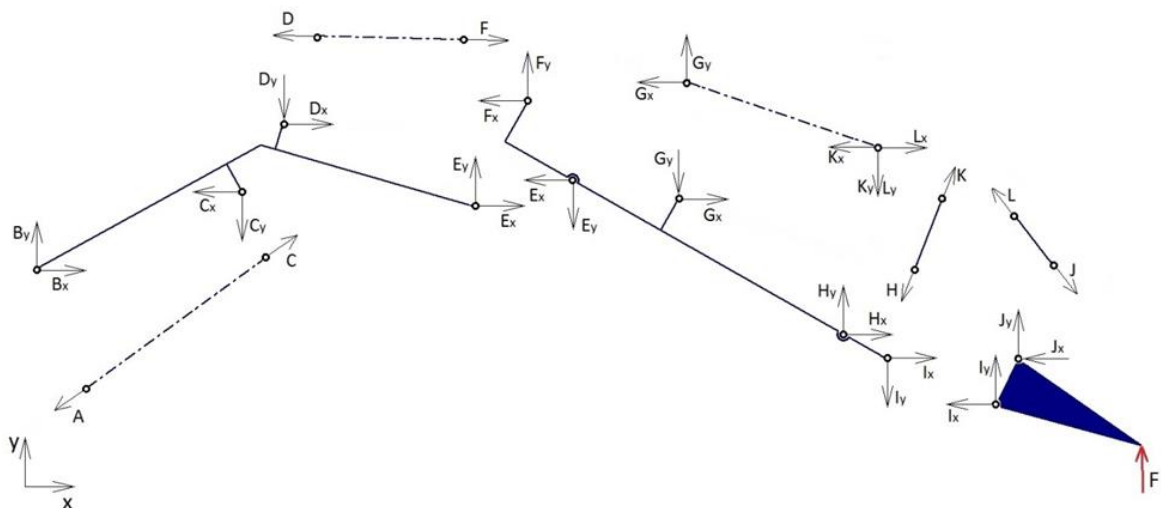
Jako kontrolu použitelnosti metody a celkovou řešitelnost soustavy vyhodnotím počet stupňů volnosti  $i$ , dle rovnice:

$$\begin{aligned}
 i &= 3 \cdot (n - 1) - 2 \cdot (r + p + v) - o \\
 i &= 3 \cdot (9 - 1) - 2 \cdot (12 + 0 + 0) - 0 \\
 i &= 0
 \end{aligned}
 \tag{13}$$

$n$  [-] počet členů včetně rámu  
 $r, p, v, o$  [-] počet rotačních, posuvných, valivých a obecných kinematických dvojic

Jedná se o nepohyblivou staticky určitou soustavu.

Soustavu rozložím na jednotlivé členy a všechny rotační vazby nahradím vnějšími silovými účinky, reakcemi. Tyto kroky jsou znázorněny na obrázku 46.



Obr. 46.: Uvolnění soustavy ramene

Soustavu budu analyticky řešit v omezeném rozsahu. Požadavek vyvození rypné síly na ostří lopaty je jen pro určitý rozsah pohybu ramene. Jednotlivé výsuvy hydromotorů pro výpočet potom budou:

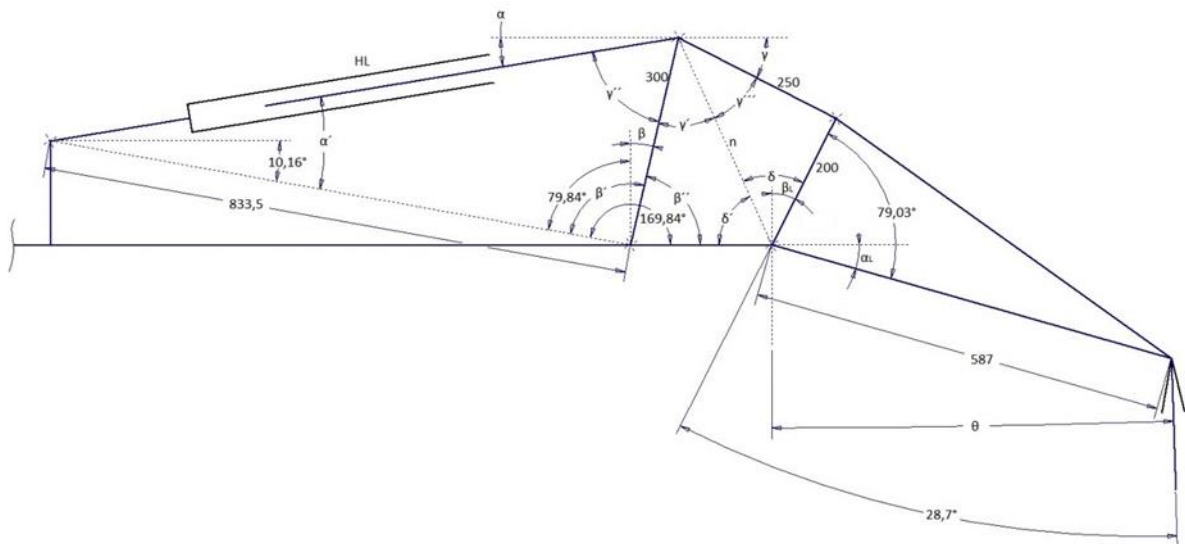
- vysunutí hydromotoru výložníku – 750 až 900 mm

- vysunutí hydromotoru násady – 650 až 800 mm
- vysunutí hydromotoru výložníku – 770 až 870 mm

Část, která se podílí na držení a pohybu lopaty, řeším v celém rozsahu s krokem pohybu 10 mm (výsuv pístu). Tento výpočet se týká členů 4, 5, 6, 9.

Reakce v dalších částech ramene určuji v krajních polohách. Tyto polohy jsou vždy specifikovány u konkrétních těles.

Prvním krokem je vyjádření úhlů potřebných k výpočtům velikostí reakcí. Všechny tyto úhly vyjadřuji v závislosti na vysunutí hydromotoru ovládajícího lopatu HL. Tyto úhly jsou naznačeny řeckými písmeny na obrázku 47. Číselně značené rozměry jsou parametry dané geometrií ramene, případně požadovanou polohou.



Obr. 47.: Úhly definované členy 4, 5, 6, 7

Vyjádření jednotlivých úhlů potřebných pro výpočet velikostí reakcí:

$$\beta' = \arccos\left(\frac{300^2 + 833,5^2 - HL^2}{2 \cdot 300 \cdot 833,5}\right) \quad (14)$$

$$\beta = 79,84 - \beta' \quad (15)$$

$$\beta'' = 79,84 + 90 - \beta' \quad (16)$$

$$n = \sqrt{300^2 + 200^2 - 2 \cdot 200 \cdot 300 \cdot \cos(\beta'')} \quad (17)$$

$$\delta = \arccos\left(\frac{200^2 + n^2 - 250^2}{2 \cdot 200 \cdot n}\right) \quad (18)$$

$$\delta' = \arccos\left(\frac{200^2 + 135^2 - 300^2}{2 \cdot 200 \cdot 135}\right) \quad (19)$$

$$\gamma'' = \arccos\left(\frac{300^2 - 833,5^2 + HL^2}{2 \cdot 300 \cdot HL}\right) \quad (20)$$

$$\gamma''' = \arccos\left(\frac{200 \cdot \sin\delta}{250}\right) \quad (21)$$

$$\gamma' = 180 - \delta' - \beta'' \quad (22)$$

$$\alpha' = 180 - \gamma'' - \beta' \quad (23)$$

$$\alpha = \alpha' - 10,16 \quad (24)$$

$$\gamma = 180 - \gamma' - \gamma'' - \gamma''' - \alpha \quad (25)$$

$$\beta_L = \delta' + \delta - 90 \quad (26)$$

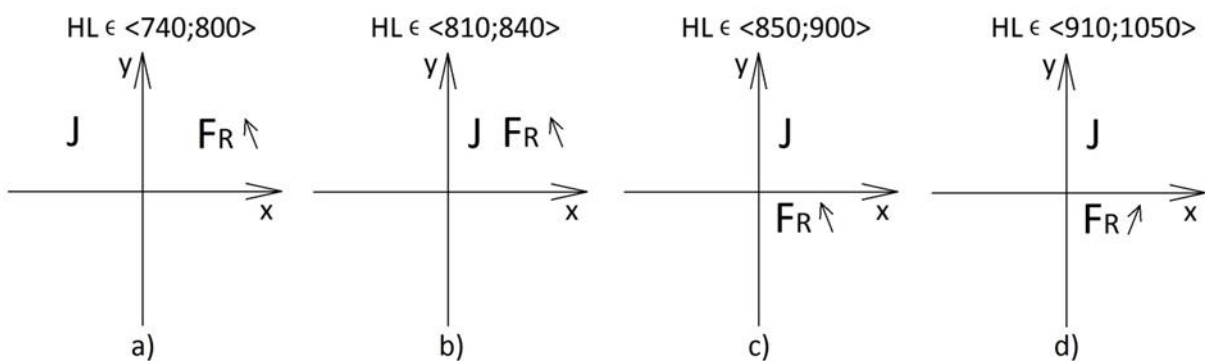
$$\alpha_L = \beta_L + 79,03 - 90 \quad (27)$$

$$\theta = \beta_L - 28,7 \quad (28)$$

Pro každé těleso můžeme napsat tři podmínky rovnováhy – dvě složkové silové ve směrech souřadnicových os  $x$ ,  $y$  a jednu momentovou k libovolnému bodu. Výjimkou jsou tzv. nezátížené binární členy (přímé pruty vázané k okolním tělesům rotačními vazbami), které mohou přenášet jen osové síly. Nezátížené binární členy budou mít pouze jednu rovnici rovnováhy. Rovnice rovnováhy pro jednotlivé členy soustavy ramene podkopu mají tvar:

#### Těleso 6 ( $F_R$ – rypná síla)

Těleso lopaty při svém pohybu prochází čtyřmi stavy. Každý odpovídá určitému intervalu vysunutí hydromotoru ovládajícího naklopení lopat. V každém z těchto intervalů se nějaký bod, reakce, síla dostává do jiného kvadrantu souř. systému a tím se mění jeho smysl v rovnicích. Tyto polohy jsou naznačeny na obrázku 48.



Obr. 48.: Pohyb lopaty

a)

$$x: -J \cdot \cos \gamma - I_x = F_{Rx} \quad (29)$$

$$y: J \cdot \sin \gamma + I_y = -F_{Ry} \quad (30)$$

$$\begin{aligned} M_I: & -J \cdot \sin \gamma \cdot 200 \cdot \sin \beta_L + J \cdot \cos \gamma \cdot 200 \cdot \cos \beta_L \\ & = -F_{Rx} \cdot 587 \cdot \sin \alpha_L - F_{Ry} \cdot 587 \cdot \cos \alpha_L \end{aligned} \quad (31)$$

$$F_{Rx} = F_R \cdot \sin\theta \quad (32)$$

$$F_{Ry} = F_R \cdot \cos\theta \quad (33)$$

Pro přehlednost a další výpočet rovnice vyjádřím maticově. Matice M se nazývá matice soustavy, vektor  $\vec{b}$  obsahuje řešení soustavy a  $\vec{c}$  je sloupec pravých stran.

$$M\vec{b} = \vec{c}$$

$$\begin{bmatrix} -1 & 0 & -\cos\gamma \\ 0 & 1 & -\sin\gamma \\ 0 & 0 & -\sin\gamma \cdot 200 \cdot \sin\beta_L + \cos\gamma \cdot 200 \cdot \cos\beta_L \end{bmatrix} \begin{bmatrix} I_x \\ I_y \\ J \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F \cdot \sin\theta \\ -F \cdot \cos\theta \\ -F \cdot 587 \cdot (\sin\theta \cdot \sin\alpha_L + \cos\theta \cdot \cos\alpha_L) \end{bmatrix} \quad (34)$$

b)

$$x: -J \cdot \cos\gamma - I_x = F_{Rx} \quad (35)$$

$$y: J \cdot \sin\gamma + I_y = -F_{Ry} \quad (36)$$

$$\begin{aligned} M_I: J \cdot \sin\gamma \cdot 200 \cdot \sin\beta_L + J \cdot \cos\gamma \cdot 200 \cdot \cos\beta_L \\ = -F_{Rx} \cdot 587 \cdot \sin\alpha_L - F_{Ry} \cdot 587 \cdot \cos\alpha_L \end{aligned} \quad (37)$$

$$F_{Rx} = F_R \cdot \sin\theta \quad (38)$$

$$F_{Ry} = F_R \cdot \cos\theta \quad (39)$$

$$\begin{bmatrix} -1 & 0 & -\cos\gamma \\ 0 & 1 & -\sin\gamma \\ 0 & 0 & \sin\gamma \cdot 200 \cdot \sin\beta_L + \cos\gamma \cdot 200 \cdot \cos\beta_L \end{bmatrix} \begin{bmatrix} I_x \\ I_y \\ J \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F \cdot \sin\theta \\ -F \cdot \cos\theta \\ -F \cdot 587 \cdot (\sin\theta \cdot \sin\alpha_L + \cos\theta \cdot \cos\alpha_L) \end{bmatrix} \quad (40)$$

c)

$$x: -J \cdot \cos\gamma - I_x = F_{Rx} \quad (41)$$

$$y: J \cdot \sin\gamma + I_y = -F_{Ry} \quad (42)$$

$$\begin{aligned} M_I: J \cdot \sin\gamma \cdot 200 \cdot \sin\beta_L + J \cdot \cos\gamma \cdot 200 \cdot \cos\beta_L \\ = F_{Rx} \cdot 587 \cdot \sin\alpha_L - F_{Ry} \cdot 587 \cdot \cos\alpha_L \end{aligned} \quad (43)$$

$$F_{Rx} = F_R \cdot \sin\theta \quad (44)$$

$$F_{Ry} = F_R \cdot \cos\theta \quad (45)$$

$$\begin{bmatrix} -1 & 0 & -\cos\gamma \\ 0 & 1 & -\sin\gamma \\ 0 & 0 & \sin\gamma \cdot 200 \cdot \sin\beta_L + \cos\gamma \cdot 200 \cdot \cos\beta_L \end{bmatrix} \begin{bmatrix} I_x \\ I_y \\ J \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F \cdot \sin\theta \\ -F \cdot \cos\theta \\ F \cdot 587 \cdot (\sin\theta \cdot \sin\alpha_L - \cos\theta \cdot \cos\alpha_L) \end{bmatrix} \quad (46)$$

d)

$$x: J \cdot \cos \gamma + I_x = F_{Rx} \quad (47)$$

$$y: J \cdot \sin \gamma + I_y = -F_{Ry} \quad (48)$$

$$\begin{aligned} M_I: J \cdot \sin \gamma \cdot 200 \cdot \sin \beta_L + J \cdot \cos \gamma \cdot 200 \cdot \cos \beta_L \\ = -F_{Rx} \cdot 587 \cdot \sin \alpha_L - F_{Ry} \cdot 587 \cdot \cos \alpha_L \end{aligned} \quad (49)$$

$$F_{Rx} = F_R \cdot \sin \theta \quad (50)$$

$$F_{Ry} = F_R \cdot \cos \theta \quad (51)$$

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} 1 & 0 & \cos \gamma \\ 0 & 1 & -\sin \gamma \\ 0 & 0 & \sin \gamma \cdot 200 \cdot \sin \beta_L + \cos \gamma \cdot 200 \cdot \cos \beta_L \end{bmatrix} \begin{bmatrix} I_x \\ I_y \\ J \end{bmatrix} \\ = \begin{bmatrix} F \cdot \sin \theta \\ -F \cdot \cos \theta \\ -F \cdot 587 \cdot (\sin \theta \cdot \sin \alpha_L + \cos \theta \cdot \cos \alpha_L) \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (52)$$

**Těleso 5**

$$L = J \quad (53)$$

$$J_x = J \cdot \cos \gamma \quad (54)$$

$$J_y = J \cdot \sin \gamma \quad (55)$$

$$L_x = L \cdot \cos \gamma \quad (56)$$

$$L_y = L \cdot \sin \gamma \quad (57)$$

**Těleso 4**

$$H = K \quad (58)$$

$$H_x = H \cdot \sin \beta \quad (59)$$

$$H_y = H \cdot \cos \beta \quad (60)$$

$$K_x = K \cdot \sin \beta \quad (61)$$

$$K_y = K \cdot \cos \beta \quad (62)$$

**Těleso 9**

$$x: L \cdot \cos \gamma - K \cdot \sin \beta - G \cdot \cos \alpha = 0 \quad (63)$$

$$y: G \cdot \sin \alpha - L \cdot \sin \gamma - K \cdot \cos \beta = 0 \quad (64)$$

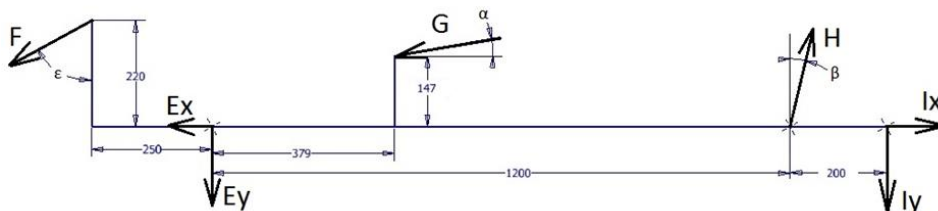
$$M_L: -G \cdot \sin \alpha \cdot HL \cdot \cos \alpha - G \cdot \cos \alpha \cdot HL \cdot \sin \alpha = 0 \quad (65)$$

### Těleso 3

Reakce na tělese číslo tři určuji jen ve čtyřech polohách. V tabulce číslo 8 jsou definovány výsuvy hydromotorů násady a lopaty. Rozměry a úhly potřebné pro výpočet reakcí jsou kótovány na obrázku č. 49. Hodnoty jsou odečteny ze zjednodušeného modelu.

Tab. 8.: Výsuvy HN, HL, úhly

stav	Výsuv HN [mm]	výsuv HL [mm]	$\alpha$ [°]	$\beta$ [°]	$\varepsilon$ [°]
1	650	770	10,93	-12,4	63,35
2	650	870	9,98	6,96	63,35
3	800	770	10,93	-12,4	35,39
4	800	870	9,98	6,96	35,39



Obr. 49.: Člen 3 - rozměry

$$x: -G \cdot \cos\alpha - F \cdot \sin\varepsilon - E_x + H \cdot \sin\beta + I_x = 0 \quad (66)$$

$$y: -F \cdot \cos\varepsilon - E_y - G \cdot \sin\alpha + H \cdot \cos\beta - I_y = 0 \quad (67)$$

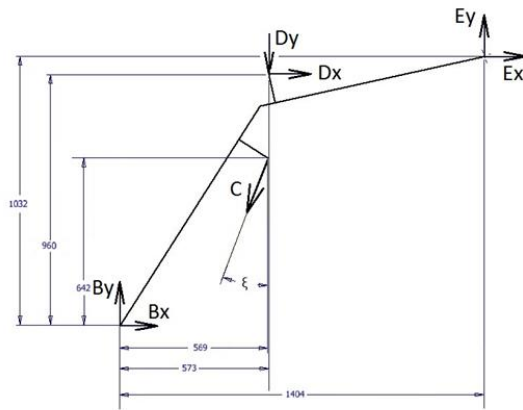
$$M_E: F \cdot \cos\varepsilon \cdot 250 + F \cdot \sin\varepsilon \cdot 220 + G \cdot \cos\alpha \cdot 147 - G \cdot \sin\alpha \cdot 379 + H \cdot \cos\beta \cdot 1200 - I_y \cdot 1400 = 0 \quad (68)$$

### Těleso 2

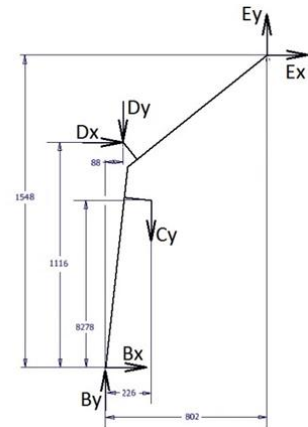
Dále celé rameno řeším jen ve dvou polohách. Výsuv HN, HL jsou stavy 1 a 4 z předchozího odstavce. Tyto stavy jsou definovány v tabulce č. 9. Stav 1 a stav 2 se liší polohou jednotlivých bodů. Tyto rozdíly jsou patrné z obrázku č. 50 a 51, na kterém jsou opět okótované důležité rozměry. Jedná se především o ramena, na kterých působí jednotlivé složky reakcí v momentové rovnici rovnováhy. Polohy ramene ve stavech 1 a 2 jsou na obrázcích 52 a 53.

Tab. 9.: Výsuvy HV, HN, HL

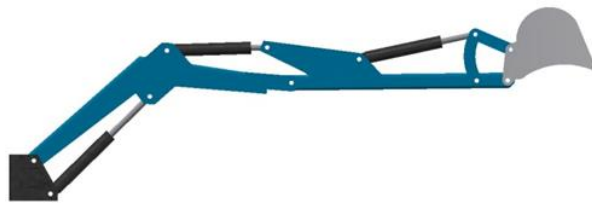
stav	stav HN, HL	výsuv HV [mm]	výsuv HN [mm]	výsuv HL [mm]	$\xi$ [°]
1	1	900	650	770	26
2	4	750	800	870	0



Obr. 50.: Výložník stav 1



Obr. 51.: Výložník stav 2



Obr. 52.: Rameno stav 1



Obr. 53.: Rameno stav 2

Stav 1

$$x: B_x - C \cdot \sin \xi + D \cdot \sin \varepsilon + E_x = 0 \quad (69)$$

$$y: B_y - C \cdot \cos \xi - D \cdot \cos \varepsilon + E_y = 0 \quad (70)$$

$$M_B: -D \cdot \cos \varepsilon \cdot 573 + C \cdot \sin \xi \cdot 642 - C \cdot \cos \xi \cdot 569 - D \cdot \sin \varepsilon \cdot 960 + E_y \cdot 1404 - E_x \cdot 1032 = 0 \quad (71)$$

Stav 2

$$x: B_x + D \cdot \sin \varepsilon + E_x = 0 \quad (72)$$

$$y: B_y - C \cdot \cos \xi - D \cdot \cos \varepsilon + E_y = 0 \quad (73)$$

$$M_B: -D \cdot \cos \varepsilon \cdot 88 - C \cdot \cos \xi \cdot 226 - D \cdot \sin \varepsilon \cdot 1116 + E_y \cdot 802 - E_x \cdot 1548 = 0 \quad (74)$$

**Těleso 7**

$$A = C \quad (75)$$

$$A_x = A \cdot \sin \xi \quad (76)$$

$$A_y = A \cdot \cos \xi \quad (77)$$



$$C_x = C \cdot \sin \xi \quad (78)$$

$$C_y = C \cdot \cos \xi \quad (79)$$

**Těleso 8**

$$D = F \quad (80)$$

$$D_x = D \cdot \sin \varepsilon \quad (81)$$

$$D_y = D \cdot \cos \varepsilon \quad (82)$$

$$F_x = F \cdot \sin \varepsilon \quad (83)$$

$$F_y = F \cdot \cos \varepsilon \quad (84)$$

Maticový zápis rovnic rovnováhy pro 1. stav sestavy (HV=900mm, HN=650mm, HL=770mm) a pro 2. stav sestavy (HV=750mm, HN=800mm, HL=870mm) je v rovnicích 85 a 86.

$$\begin{bmatrix}
 0 & 1 & 0 & -\cos \xi & \sin \varepsilon & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 1 & -\sin \xi & -\cos \varepsilon & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & \cos \xi \cdot 642 & -\sin \varepsilon \cdot 960 & -10321404 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & -\sin \xi \cdot 569 & -\cos \varepsilon \cdot 573 & 0 & -1 & 0 & -\sin \varepsilon & -1 & 0 & \sin \beta & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & -\cos \varepsilon & 0 & -1 & \cos \beta & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \sin \varepsilon \cdot 220 & 147 & 379 & \cos \beta \cdot 1200 & 0 & -1400 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & +\cos \varepsilon \cdot 250 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 1 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & -\cos \gamma & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -\sin \gamma & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \sin \gamma \cdot 200 \cdot \sin \beta_L & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & +\cos \gamma \cdot 200 \cdot \cos \beta_L & 0 & 0 & 0 \\
 1 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\sin \beta \cos \gamma \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\cos \beta - \sin \gamma \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -HL \cdot \sin \alpha - HL \cdot \cos \alpha & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0
 \end{bmatrix}
 \begin{bmatrix}
 A \\
 B_x \\
 B_y \\
 C \\
 D \\
 E_x \\
 E_y \\
 F \\
 G_x \\
 G_y \\
 H \\
 I_x \\
 I_y \\
 J \\
 K \\
 L
 \end{bmatrix}
 \quad (85)$$

$$=
 \begin{bmatrix}
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 F \cdot \sin \theta \\
 -F \cdot \cos \theta \\
 F \cdot \sin \theta \cdot 587 \cdot \sin \alpha_L \\
 -F \cdot \cos \theta \cdot 587 \cdot \cos \alpha_L \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0
 \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix}
 0 & 1 & 0 & -\cos\xi & \sin\varepsilon & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 1 & -\sin\xi & -\cos\varepsilon & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & \cos\xi \cdot 642 & -\sin\varepsilon \cdot 960 & -10321404 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & -\sin\xi \cdot 569 & -\cos\varepsilon \cdot 573 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & -\sin\varepsilon & -1 & 0 & \sin\beta & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & -\cos\varepsilon & 0 & -1 & \cos\beta & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \sin\varepsilon \cdot 220 & 147 & 379 & \cos\beta \cdot 1200 & 0 & -1400 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & +\cos\varepsilon \cdot 250 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & -\cos\gamma & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -\sin\gamma & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\sin\gamma \cdot 200 \cdot \sin\beta_L & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & +\cos\gamma \cdot 200 \cdot \cos\beta_L & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 1 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -HL \cdot \sin\alpha - HL \cdot \cos\alpha & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0
 \end{bmatrix}
 \begin{bmatrix}
 A \\
 B_x \\
 B_y \\
 C \\
 D \\
 E_x \\
 E_y \\
 F \\
 G_x \\
 G_y \\
 H \\
 I_x \\
 I_y \\
 J \\
 K \\
 L
 \end{bmatrix}
 =
 \begin{bmatrix}
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 F \cdot \sin\theta \\
 -F \cdot \cos\theta \\
 -F \cdot \sin\theta \cdot 587 \cdot \sin\alpha_L \\
 -F \cdot \cos\theta \cdot 587 \cdot \cos\alpha_L \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0
 \end{bmatrix}
 \quad (86)$$

#### 4.4.2. Výpočet reakcí pomocí výpočetního softwaru Matlab

V této kapitole provedu určení velikostí reakcí ve vazbách ramene podkopy. Reakce budu určovat pro stejné polohy ramene, jako při analytickém řešení. Tím ověřím použitelnost výpočetního softwaru pro danou úlohu.

Ukázka mechanického modelu je na obrázku 54, kde je blokové schéma výložníku. V této části jsou bloky pro simulaci uložení v otoči (rám), hydromotor a jeho řízení, odečet požadovaných veličin, definované prostředí.

Výsledné hodnoty obou způsobů určení reakcí i jejich procentuální rozdíl je v následujících tabulkách. V tabulce č. 10 jsou reakce vzájemně působící na tělesa 4, 5, 6 a 9. V tabulce č. 11 jsou potom reakce ve vazbách tělesa 3. Velikosti reakcí ve vazbách spojujících výložník, těleso 2 s ostatními tělesy jsou vyčísleny v tabulce č. 12.

*Tab. 10.: Reakce - tělesa 4,5,6,9*

Vysunutí HL [mm]	Metoda uvolňování				Matlab				Rozdíl			
	J [N]	I [N]	K [N]	G [N]	J [N]	I [N]	K [N]	G [N]	J [%]	I [%]	K [%]	G [%]
770	-11956,8	8969,1	7180,7	9808,0	12116,4	9154,6	6760,1	9883,3	1,33%	2,07%	-5,86%	0,77%
780	-11634,7	8765,3	6920,4	9754,2	11787,0	8944,1	6599,9	9814,5	1,31%	2,04%	-4,63%	0,62%
790	-11357,5	8612,3	6700,2	9720,4	11498,4	8782,3	6470,4	9768,9	1,24%	1,97%	-3,43%	0,50%
800	-11118,7	8502,8	6514,3	9704,7	11246,3	8663,9	6369,1	9747,3	1,15%	1,89%	-2,23%	0,44%
810	-10913,1	8430,8	6358,7	9705,8	11029,3	8585,1	6294,5	9748,1	1,07%	1,83%	-1,01%	0,44%
820	-10736,7	8391,7	6230,1	9722,9	10845,9	8541,6	6244,9	9769,7	1,02%	1,79%	0,24%	0,48%
830	-10586,5	8381,9	6126,2	9755,5	10691,1	8528,0	6217,5	9810,8	0,99%	1,74%	1,49%	0,57%
840	-10460,0	8398,4	6045,4	9803,5	10557,9	8541,4	6210,7	9872,4	0,94%	1,70%	2,73%	0,70%
850	-10355,3	8438,8	5986,6	9867,0	10450,1	8578,3	6224,0	9951,5	0,92%	1,65%	3,97%	0,86%
860	-10270,9	8501,3	5948,9	9946,6	10360,6	8638,7	6257,9	10052,7	0,87%	1,62%	5,19%	1,07%
870	-10205,8	8584,5	5932,4	10042,9	10291,6	8719,7	6312,2	10173,9	0,84%	1,58%	6,40%	1,30%

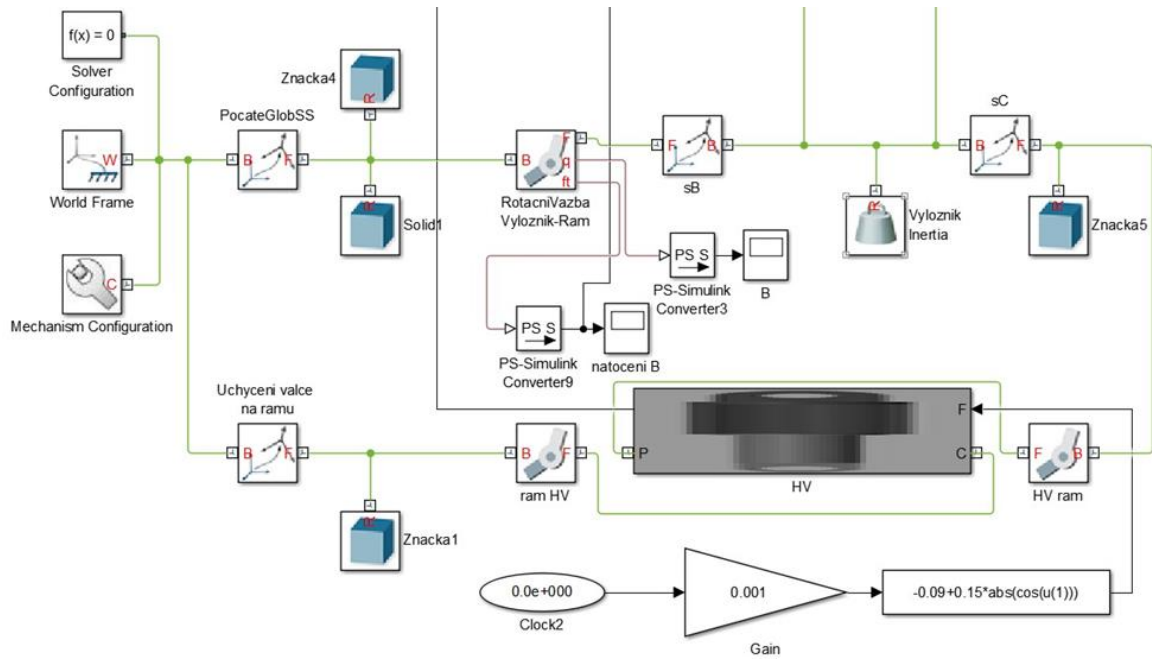
*Tab. 11.: Reakce - těleso 3*

Pozice	Vysunutí		Metoda uvolňování		Matlab		Rozdíl	
	HN	HL	F	E	F	E	F	E
	[mm]	[mm]	[N]	[N]	[N]	[N]	[%]	[%]
1	650	770	-20886,5	20465,6	19645	19744	-5,94%	-3,53%
2	650	870	-21984,0	23247,9	22762	24470	3,54%	5,26%
3	800	770	-19470,5	21602,4	18317	20080	-5,92%	-7,05%
4	800	870	-20493,6	21775,4	21223	24188	3,56%	11,08%

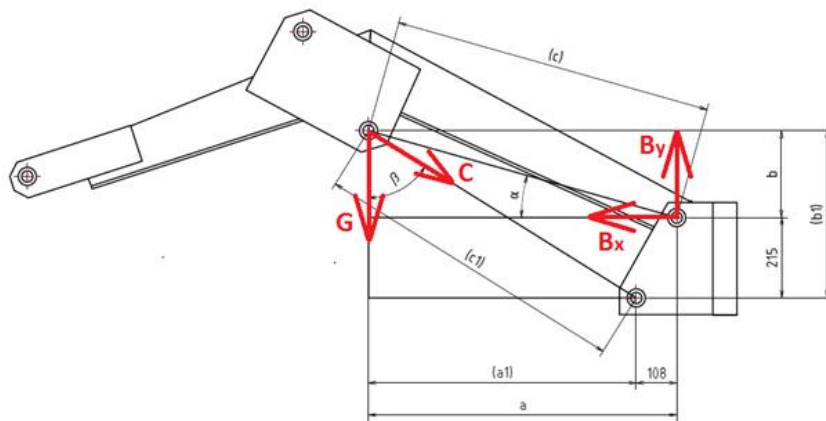
*Tab. 12.: Reakce - těleso 2*

Pozice	Vysunutí			Metoda uvolňování		Matlab		Rozdíl	
	HV	HN	HL	B	C	B	C	B	C
	[mm]	[mm]	[mm]	[N]	[N]	[N]	[N]	[%]	[%]
1	900	650	770	43455,5	46985,0	51965	53879	19,58%	14,67%
2	750	800	870	50294,8	53140,8	41011	44637	-18,46%	-16,00%

Dosavadní výpočty neuvažovaly vlastní tíhu jednotlivých dílů sestavy ramene. Protože tyto hodnoty nejsou zanedbatelné a mají významný vliv na velikosti sil v lineárních hydromotorech, budou maximální hodnoty reakcí vyjadřovat z modelu pracujícího s vlastními tíhami. Proto provedu jednoduché ověření správné funkce výpočetního softwaru. Kontrole podrobím výložník nezatížený vnější silou, kterým budu kývat v rozmezí úhlu  $\alpha$  od 0 do 62°. Schéma pro výpočet síly v hydromotoru výložníku, která udrží soustavu v rovnováze, je na obrázku 55. Výsledné hodnoty sil a pomocných rozměrů jsou v tabulce č. 13.



Obr. 54.: Schéma – výložník



Obr. 55.: Výložník namáhaný vl. tíhou

Rovnice rovnováhy pro výpočet reakcí:

$$x: -B_x + C_x = 0 \quad (87)$$

$$y: B_y - C_y - G = 0 \quad (88)$$

$$M_B: C_y \cdot a - C_x \cdot b + G \cdot a = 0 \quad (89)$$

$$C_x = C \cdot \cos \beta \quad (90)$$

$$C_y = C \cdot \sin \beta \quad (91)$$

*Tab. 13.: Reakce od vlastní tíhy*

m = 78 kg		G = 765 N						Uvolnění	Matlab	Rozdíl
$\alpha$ [°]	c [mm]	a [mm]	b [mm]	$\beta$ [°]	c1 [mm]	a1 [mm]	b1 [mm]	B [N]	C [N]	odchylka [%]
0	858	858	0	16	875	750	215	2669	2787	0,37%
4	858	856	60	20,18	875	748	275	2578	2749	0,34%
8	858	850	119	24,27	875	742	334	2490	2713	0,31%
12	858	839	178	28,28	875	731	393	2404	2679	0,33%
16	858	825	236	32,21	875	717	451	2320	2644	0,33%
20	858	806	293	36,06	875	698	508	2236	2608	0,35%
24	858	784	349	39,85	875	676	564	2152	2569	0,34%
28	858	758	403	43,56	875	650	618	2066	2527	0,36%
32	858	728	455	47,22	875	620	670	1979	2481	0,39%
36	858	694	504	50,83	875	586	719	1889	2430	0,44%
40	858	657	552	54,38	875	549	767	1795	2372	0,47%
44	858	617	596	57,88	875	509	811	1696	2307	0,52%
48	858	574	638	61,34	875	466	853	1591	2232	0,54%
52	858	528	676	64,75	875	420	891	1479	2147	0,60%
56	858	480	711	68,13	875	372	926	1356	2049	0,63%
60	858	429	743	71,48	875	321	958	1222	1936	0,68%

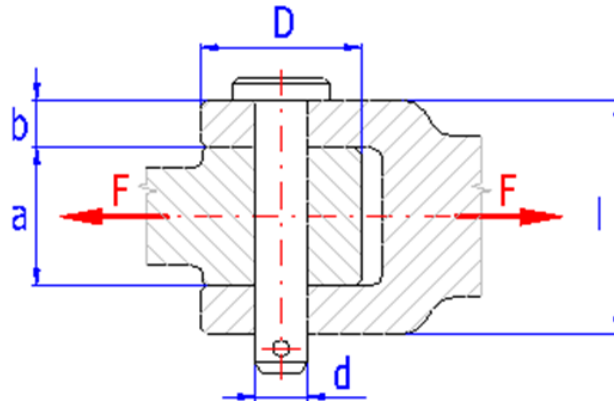
Síly, na které budu dimenzovat čepy a hydraulický obvod, odečítám ze Simmechanicsu. Simuluji pohyb každého hydromotoru v jeho maximálním rozsahu. Model se pohybuje v prostředí s definovaným gravitačním zrychlením. Pro zjištění reakcí v co největším množství poloh nastavím stupňovitě frekvence pohybu jednotlivých hydromotorů. Během jednoho cyklu hydromotoru výložníku proběhne cyklus vysunutí/zasunutí hydromotoru násady desetkrát. Podobně je to u lopaty, kdy se hydromotor během jednoho cyklu pohybu násady vysune opět desetkrát. Ze zaznamenaných dat jsem získal hodnoty maximální, ty jsou v tabulce č. 14.

*Tab. 14.: Maximální velikosti reakcí*

Reakce	B	E	H, K	I	J, L	A,C (HV)	D,F (HN)	G,KL (HL)
velikost [N]	33125	22633	7454	10732	13911	32868	18903	11595

#### 4.5. Kontrolní výpočty čepů

Čepy budu kontrolovat na ohyb, stříh a otláčení stykových ploch. Konstrukce čepových spojů je znázorněna na obrázku 56.



Obr. 56.: Zatížení a rozměry čepu [33]

Příklad výpočtu parametrů čepu ve vazbě A:

Dovolené ohybové napětí

$$\sigma_o = K_{Sb} \cdot \frac{M_{oMAX}}{W_o} \leq \frac{\sigma_{DO}}{k}$$

$$K_{Sb} \cdot \frac{\frac{F}{2} \cdot \frac{a + 2 \cdot b}{4}}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} \leq \frac{\sigma_{DO}}{k} \quad (92)$$

$$d \geq \sqrt[3]{K_{Sb} \cdot \frac{4 \cdot F \cdot (a + 2 \cdot b)}{\frac{\sigma_{DO}}{k} \cdot \pi}}$$

$$d \geq \sqrt[3]{1,43 \cdot \frac{4 \cdot 32868 \cdot (80 + 2 \cdot 50)}{\frac{160}{2} \cdot \pi}} \quad (93)$$

$$d \geq 51,255 \text{ mm}$$

F	[N]	reakční síla
Mo	[Nmm]	ohybový moment
a, b	[mm]	rozměry čepového spoje
W <sub>o</sub>	[mm <sup>3</sup> ]	průřezový modul v ohybu
d	[mm]	průměr čepu
σ <sub>o</sub>	[MPa]	napětí v ohybu
k	[-]	koeficient bezpečnosti
K <sub>Sb</sub>	[-]	provozní koeficient

**Dovolené smykové napětí (kontrola čepu na stříh)**

$$\tau_s = K_{Sb} \cdot \frac{F}{2 \cdot S} \leq \frac{\tau_{DS}}{k}$$

$$K_{Sb} \cdot \frac{F}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}} \leq \frac{\tau_{DS}}{k} \quad (94)$$

$$d \geq \sqrt{\frac{2 \cdot K_{Sb} \cdot F}{\frac{\tau_{DS}}{k} \cdot \pi}}$$

$$d \geq \sqrt{\frac{2 \cdot 1,43 \cdot 32868}{\frac{100}{2} \cdot \pi}} \quad (95)$$

$$d \geq 24,46 \text{ mm}$$

$\tau_s$	[MPa]	smykové napětí
S	[mm <sup>2</sup> ]	střížná plocha čepu

**Kontrola čepu na otláčení**
**Tlak v táhle:**

$$p_1 = K_{Sp} \cdot \frac{F}{d \cdot a} \leq \frac{p_D}{k}$$

$$d \geq \frac{K_{Sp} \cdot F}{\frac{p_D}{k} \cdot a} \quad (96)$$

$$d \geq \frac{1,25 \cdot 32868}{\frac{40}{2} \cdot 80}$$

$$d \geq 25,68 \text{ mm}$$

**Tlak ve vidlici:**

$$p_2 = K_{Sp} \cdot \frac{F}{2 \cdot d \cdot b} \leq \frac{p_D}{k}$$

$$d \geq \frac{K_{Sp} \cdot F}{\frac{p_D}{k} \cdot 2 \cdot b} \quad (97)$$

$$d \geq \frac{1,25 \cdot 32868}{\frac{40}{2} \cdot 2 \cdot 50}$$

$$d \geq 20,54 \text{ mm}$$

Z vypočítaných minimálních průměrů pro jednotlivá namáhání vyberu ten největší, tedy 51,25 mm. Průměr čepu volím 55 mm. Určím maximální sílu, kterou lze namáhat tento čep, při zachování bezpečnosti 2.

$$F_{oMAX} = \frac{\frac{\sigma_{D0}}{2} \cdot \pi \cdot d^3}{4 \cdot K_{sb} \cdot (a + 2 \cdot b)}$$

$$F_{oMAX} = \frac{\frac{160}{2} \cdot \pi \cdot 55^3}{4 \cdot 1,43 \cdot (80 + 2 \cdot 50)} \quad (98)$$

$$F_{oMAX} = 40\,612\,N$$

Parametry všech čepových spojů jsou v tabulce č. 15. Průměry čepů jsou vždy omezeny napětím v ohybu. Použité materiály jsou definovány v tabulce č. 16. Provozní koeficienty, stejně jako míry snížení únosnosti v závislosti na zatížení a uložení přebírám z výpočetního softwaru MITCalc.

Na obrázku 57, 58 jsou ukázky konstrukce čepových spojů, které se v jiných rozměrech vyskytují na celém rameni. Na obrázku 57 je ukázka vazby B a na obrázku 58 vazby F.

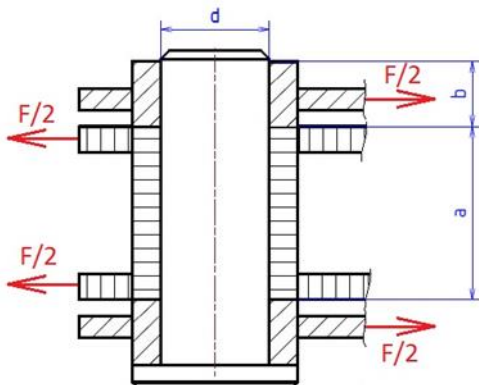
Tab. 15.: Parametry čepových spojů

reakce	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L
působící síla F [N]	32868	33125	32868	18903	18903	18903	11595	7454	10732	13911	7454	13911
a [mm]	60	80	80	80	90	80	40	90	90	84	90	40
b [mm]	40	30	30	30	25	30	45	20	15	18	20	25
k	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
výpočet průměru												
d smyk [mm]	24,46	24,56	24,46	18,55	18,55	18,55	14,53	11,65	13,98	15,91	11,65	15,91
d ohyb [mm]	47,14	47,26	47,14	39,20	39,20	39,20	32,49	28,04	30,83	33,62	28,04	30,54
d otláčení Č-V [mm]	34,24	46,01	45,65	26,25	31,51	26,25	10,74	15,53	29,81	32,20	15,53	23,18
d otláčení Č-T [mm]	45,65	34,51	34,24	19,69	17,50	19,69	24,16	6,90	9,94	13,80	6,90	28,98
Výpočet max. síly												
volené d [mm]	50	50	50	40	40	40	35	30	32	35	35	35
FMAX smyk [mm]	137307	137307	137307	87877	87877	87877	67281	49431	56241	67281	67281	67281
FMAX ohyb [mm]	39231	39231	39231	20086	20086	20086	14491	9126	11998	15699	14491	20932
FMAX otláčení Č-V [mm]	48000	36000	36000	28800	24000	28800	37800	14400	11520	15120	16800	21000
FMAX otláčení Č-T [mm]	36000	48000	48000	38400	43200	38400	16800	32400	34560	35280	37800	16800

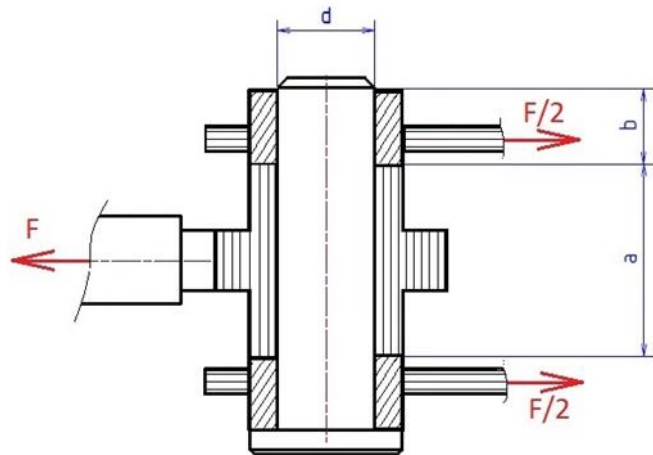


Tab. 16.: Materiály čepových spojů [33]

<b>Materiál vidlice (min. pevnost v tahu)</b>			
Ocel 11 523			
Mez pevnosti v tahu	$R_{mmin}$	500,0	[MPa]
Dovolený tlak (pevné uložení)	$p_D$	125,0	[MPa]
Dovolený tlak (točné uložení)	$p_D$	30,0	[MPa]
<b>Materiál táhla (min. pevnost v tahu)</b>			
Ocel 11 523			
Mez pevnosti v tahu	$R_{mmin}$	500,0	[MPa]
Dovolený tlak (pevné uložení)	$p_D$	125,0	[MPa]
Dovolený tlak (točné uložení)	$p_D$	30,0	[MPa]
<b>Materiál čepu (min. pevnost v tahu)</b>			
Vlastnosti deklaruje výrobce kolíků			
Mez pevnosti v tahu	$R_{mmin}$	650,0	[MPa]
Dovolený tlak (pevné uložení)	$p_D$	220,0	[MPa]
Dovolený tlak (točné uložení)	$p_D$	40,0	[MPa]
Dovolené napětí ve smyku	$\tau_D$	100,0	[MPa]
Dovolené napětí v ohybu	$\sigma_D$	160,0	[MPa]
<b>Koeficienty snížení únosnosti spoje</b>			
Koeficient rozložení zatížení	$K_L$	1,00	
Provozní koeficient (tlak)	$K_{Sp}$	1,25	
Provozní koeficient (ohyb, smyk)	$K_{Sb}$	1,43	



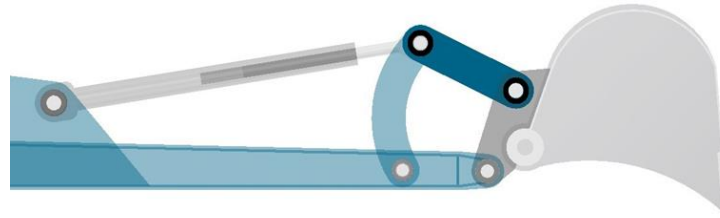
Obr. 57.: Konstrukce - vazba B



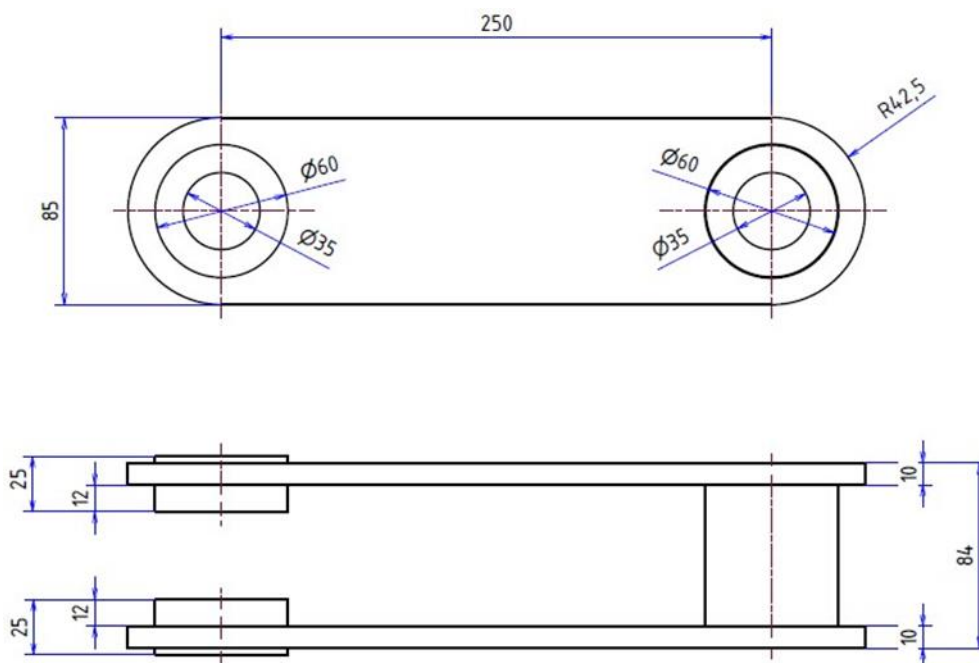
Obr. 58.: Konstrukce - Vazba F

#### 4.6. Statická pevnostní kontrola MKP

Kontrolu statického namáhání provedu na táhle naklápění lopaty. Vybraný díl je zvýrazněný na obrázku č. 59. Rozměry kontrované součásti jsou okóтовané na obrázku 60. V táhle působí reakce L, jejíž velikost je v tabulce č. 14.



Obr. 59.: Kontrované táhlo



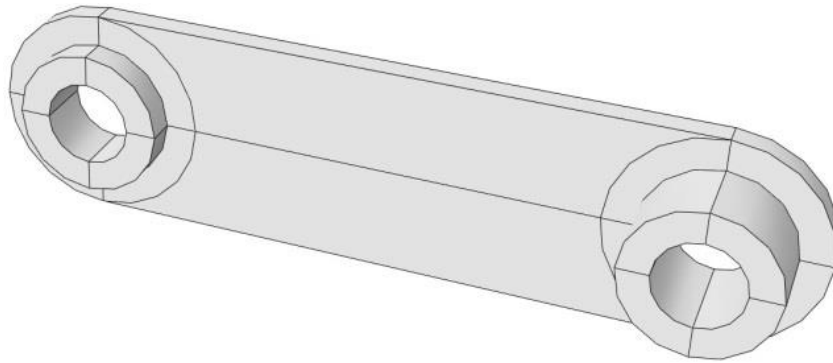
Obr. 60.: Rozměry kontrovaného táhla

##### 4.6.1. Výpočet pomocí MKP

Pevnostní analýzu provedu v programu Abaqus 6.14-5. Produkt ABAQUS je softwarový balík pro výpočetní podporu návrhu nového produktu pomocí metody konečných prvků (MKP). Jeho první verze byla vydána v roce 1978 a jeho název i logo je odvozeno od abaku, tedy středověkého počítadla. V roce 2005 se stal základním kamenem virtuální laboratoře DSS SIMULIA. SIMULIA Abaqus je tedy sada produktů sloužící pro realistické a kompletní simulace napříč různými fyzikálními disciplínami, která nám umožní odhadnout a zlepšovat vlastnosti nového výrobku a to ještě před započítáním stavby fyzického prototypu. Výrazným způsobem tak šetříme náklady na vývojový cyklus a můžeme prověřit funkčnost různých konstrukčních řešení, či celých koncepcí. [32]

V programu Abaqus jsem dle kót na obrázku 60 vymodeloval a sestavil model táhla. Táhlo je svařenec z pěti dílů, modeluji jako jeden díl. Táhlo je symetrické, proto budu kontrolovat jen jeho polovinu s definovanou osou symetrie a zavedeným vhodným uložením.

Na obrázku 61 je vytvořený model, který jsem rozdělil, aby bylo možné na jeho jednotlivé části použít sítě různých tvarů a velikostí. Oblasti pro použití různých sítí jsou na obrázku 63.



Obr. 61.: Model táhla

Použitý materiál:

Ocel 11700

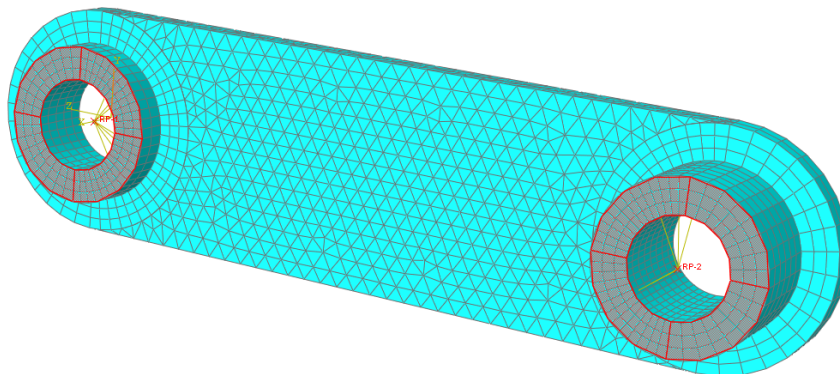
Modul pružnosti  $E = 210\,000$  MPa

Poissonův součinitel  $\mu = 0,3$

V modelu zavedu dva referenční body (Tab. 17). Zatížení i uložení definované/působící v referenčních bodech je distribuováno na patřičnou plochu půlválce. Plochy, na které síla a uložení působí, jsou jiné pro namáhání tlakem a tahem. Bodu PR2 jsou odňaty všechny stupně volnosti. V bodě PR1 je zavedena síla o velikosti  $L/2$  a směru osy  $z$ . Na obrázku 62 je znázorněno umístění bodů RP1, RP2, plocha symetrie kolem RP2 a plocha kolem bodu RP1, které je omezen pohyb v ose  $x$ .

Tab. 17.: Vlastosti referenčních bodů

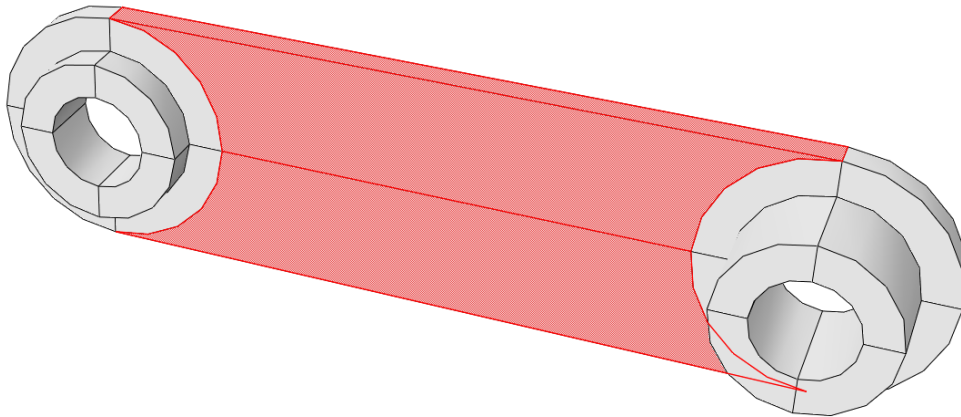
Bod	Využití	Poloha	Typ	Coupling Typ
RP1	Zatížení	Vazba L	Coupling	Continuum distributing
RP2	Uložení	Vazba J	Coupling	Continuum distributing



Obr. 62.: Uložení táhla

Tab. 18.: Nastavení kroku Step-1 (Static, General)

Incrementation	Type	Automatic	
	Maximum number of increments	100	
	Increment size	Intial	0.05
		Minimum	1,00E-05
Maximum		0.2	



Obr. 63.: Rozdělení sítě

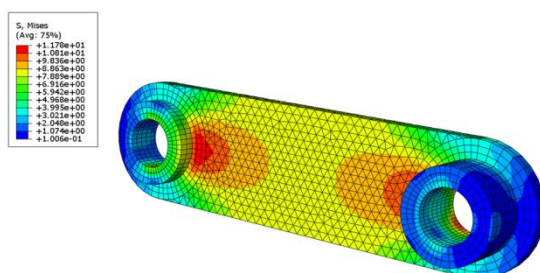
Tab. 19.: Parametry sítě

Část	Velikost elementu	Typ sítě	Podtyp sítě	Geometric order
červená	7	Tet	Free	Quadratic
šedá	5	Hex Dominated	Structured	Linear

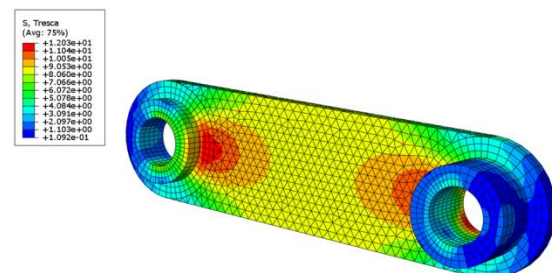
Tab. 20.: Odečtená napětí v táhle [MPa]

Namáhání	Mises	Tresca	Uprostřed	Nad pouzdrem
Tlak	11,78	12,03	8,65	-
Tah	20,08	20,84	8,43	1,38 až 19,77

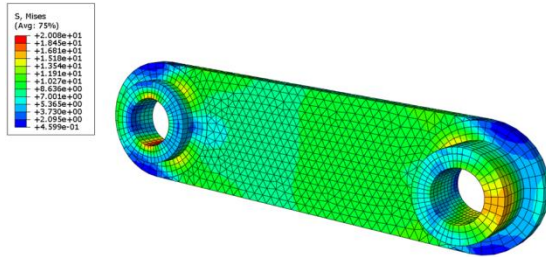
Vizualizace napětí v táhle je znázorněna na obrázcích 63 až 67. Velikosti napětí v řezech táhla odečítám funkcí „Probe values“. Získané hodnoty jsou vypsány v tabulce 20. Napětí uprostřed táhla a nad pouzdrem jsou určeny hypotézou dle Mises.



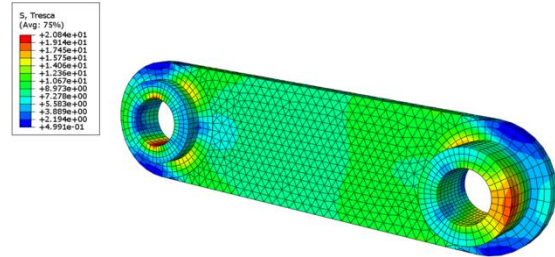
Obr. 64.: Tlak - Mises



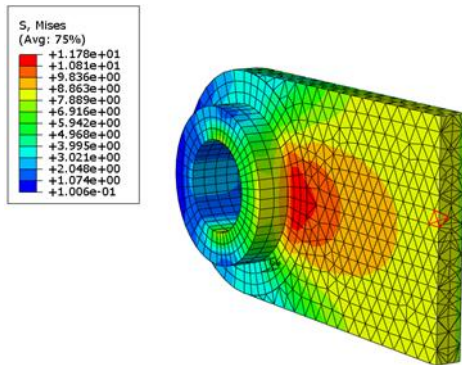
Obr. 65.: Tlak - Tresca



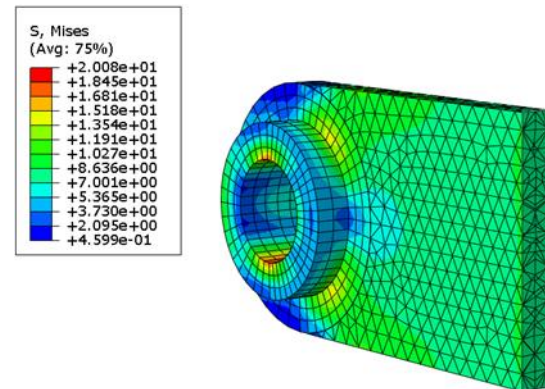
Obr. 66.: Tah - Mises



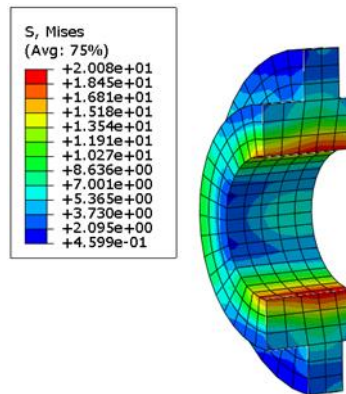
Obr. 67.: Tah - Tresca



Obr. 68.: Tlak - střed táhla



Obr. 69.: Tah - střed táhla



Obr. 70.: Tah - nejmenší průřez

#### 4.6.2. Analytické řešení

##### Tlak

jedná se o případ prostého tlaku

$$\sigma_p = \frac{L}{\frac{L}{2}} = \frac{L}{b \cdot v} = \frac{13911}{10 \cdot 85} = 8,18 \text{ MPa} \quad (99)$$

L	[N]	- velikost působící reakce
$\sigma_p$	[MPa]	- napětí v tlaku
b	[mm]	- šířka táhla
v	[mm]	- výška táhla

**Tah**

jedná se o případ prostého tahu

$$\sigma_T = \frac{L}{A_T} = \frac{L}{h \cdot (d_p - d_p) + b \cdot (v - d_p)} = \frac{13911}{25 \cdot (60 - 35) + 10 \cdot (85 - 60)} = 7,95 \text{ MPa} \quad (100)$$

L	[N]	- velikost působící reakce
$\sigma_T$	[MPa]	- napětí v tahu
h	[mm]	- délka pouzdra
$d_p$	[mm]	- vnější průměr pouzdra
$d_p$	[mm]	- vnitřní průměr pouzdra
b	[mm]	- šířka táhla
v	[mm]	- výška táhla

**4.6.3. Porovnání vypočítaného napětí s MKP řešení**

Porovnávám hodnoty vypočítané metodou konečných prvků ve stejné oblasti, pro kterou namáhání počítám. U namáhání tlakem je to uprostřed táhla, tento průřez je namáhaný stejně i pro tah. Pro namáhání tahem uvažuji za nejnamáhanější průřez nad pouzdrem, tyto hodnoty porovnávám. Výsledky jsou zaneseny v tabulce č. 21.

$$\text{odchylka [\%]} = \left( \frac{\sigma_{MKP}}{\sigma_{vyp}} - 1 \right) \cdot 100 \quad (101)$$

$\sigma_{MKP}$	[MPa]	- napětí určené Abaqusem
$\sigma_{vyp}$	[MPa]	- napětí vypočítané analyticky

Tab. 21.: Napětí v táhle

Způsob namáhání	Velikost elementu	$\sigma_{MKP}$ [MPa]	$\sigma_{VYP}$ [MPa]	Rozdíl [%]
Tlak	Střed táhla	6,17	2,66	5,7
	Nad pouzdrem	---	---	---
Tah	Střed táhla	6,4	2,66	3,1
	Nad pouzdrem	9,17	7,47	32,9

Velikost odchylky u výpočtu napětí nad pouzdrem v tahu je přes 30 %, u výpočtu předpokládám rovnoměrné rozložení napětí, ovšem jak je vidět na obrázku 70, namáhání nasimulované softwarem je proměnné. Směrem od čepu klesá z maximální hodnoty 19,77 až k 1,38 MPa. Pro porovnání výsledků jsem uvažoval průměr z těchto hodnot.

## 4.7. Hydraulický obvod

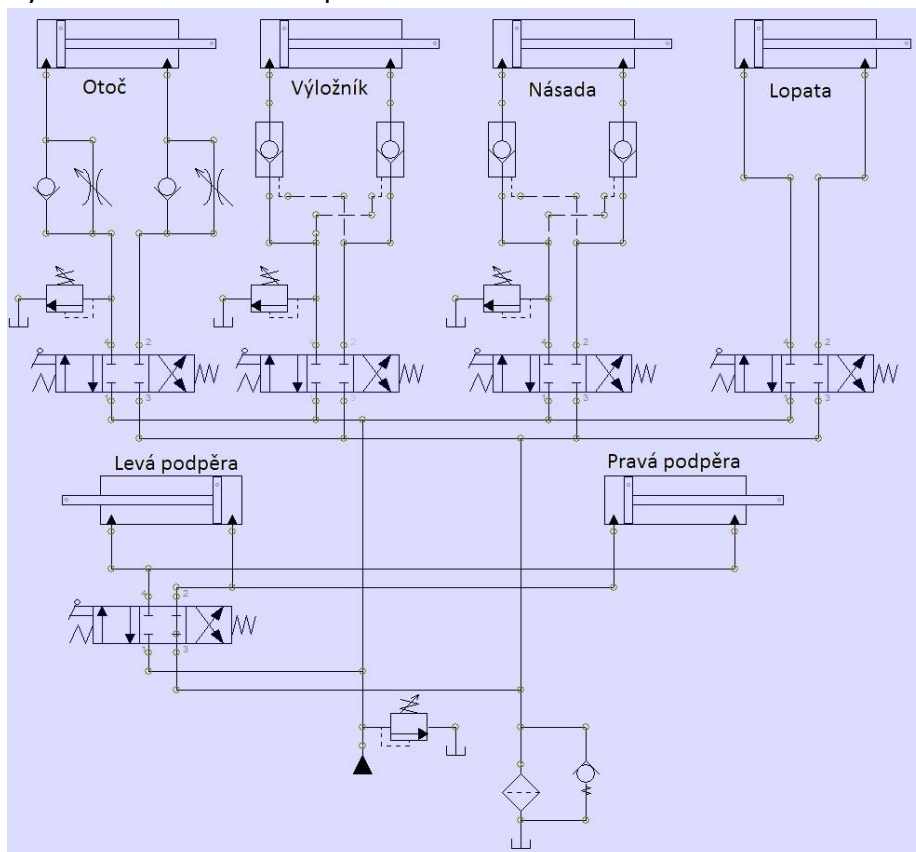
Hydraulický obvod (obr. č. 72) je tvořen hydraulickým čerpadlem, přepouštěcím ventilem, nádrží, šesticí rozvaděčů, jednosměrnými ventily bez vratné pružiny, stavitelnými škrťacími ventily, řízenými jednosměrnými ventily (hydraulické zámky), šesticí přímočarých dvojčinných hydraulických motorů, filtrem oleje a jednosměrným ventilem s vratnou pružinou. Hydraulický obvod jsem navrhl v demo verzi softwaru AUTOSIM PREMIUM, který umožňuje nastavení parametrů jednotlivých prvků i odzkoušení funkce celého obvodu.

V obvodu je použito celkem pět stejných rozvaděčů. Ty jsou čtyřcestné, třípolohové. Ovládání je zajištěno pákou přímo, nebo bowdenem. Rozvaděče jsou silou pružin vraceny do střední uzavřené polohy.

Hydraulické vedení k hydromotoru ovládajícího otočí je doplněno o škrťací ventily paralelně s jednosměrnými ventily bez pružin. Tyto prvky zajistí regulovatelnost rychlosti pohybu otoče. Škracení průtoku se provádí vždy v odpadní větvi. Obtok pro opačný pohyb zajišťuje právě paralelní zapojení jednosměrného ventilu.

Z důvodu bezpečnosti je hydraulické vedení k hydromotorům výložníku a násady doplněno vždy hydraulickým zámek (dvojicí jednosměrných řízených ventilů), který zajistí polohu hydromotoru při přerušení dodávky tlakového oleje (porucha), nebo například i při nežádoucí manipulaci s ovládacími prvky rozvaděčů stroje za klidu. (není poháněno čerpadlo).

Na odpadním vedení je umístěn filtr oleje, který je pro případ zanesení přemostěn jednocestným ventilem s vratnou pružinou.



Obr. 71.: Hydraulický obvod

## Hydromotory, čerpadlo

Nejprve z katalogu firmy HYDRAULICS s.r.o. vyberu přímočaré hydromotory, které jsou schopny vyvinout požadované síly. Pro výpočet sil volím běžný jmenovitý tlak generovaný zubovými čerpadly, tedy 16 MPa. Dalším důležitým parametrem, který je třeba dodržet, je výsuv hydromotoru. Hydromotory volím tak, aby mnou požadovaný výsuv byl menší než maximální dovolený zdvih konkrétního hydromotoru. V takovém případě nemusím píst kontrolovat na vzpěr. V tabulce č. 22 jsou rozsahy sil, které mohou být vyvinuty jednotlivými hydromotory, aby byla dodržena podmínka namáhání čepů. Dále jsou zde potřebné výsuvy pro dosažení požadovaných rozsahů ramene, rozměry zvolených hydromotorů a jimi vyvíjené síly v závislosti na tlaku hydraulického oleje. Žlutě jsou podbarveny parametry, které jsou dané 3D modelem a volbou konkrétních komponent z katalogu.

Tab. 22.: Parametry hydromotorů

Hydromotor	HV (výložník)	HN (násada)	HL (lopata)	podpěra otoč	
Akční síly [N]	od 32868	18903	11595		
	do 40612	20086	11863		
Rozeř min [mm]	700	680	740	500	75
max [mm]	1019	1080	1050	800	345
Výsuv [mm]	319	400	310	300	270
Parametry					
Jmenovitý tlak [Mpa]	16	7,3	7,7	16	16
ØD [mm]	65	60	45	60	45
Ød [mm]	36	36	28	36	28
Ød <sub>1</sub> [mm]	30	25	25	25	25
L [mm]	290	265	225	265	225
Z <sub>max</sub> [mm]	370	420	340	420	340
Z [mm]	319	400	310	300	270
Hmotnost při zdvihu Z [kg]	15,3766	15,018	6,72	6,483	6,1347
Účinnost vysouvání	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96
Účinnost zasouvání	0,94	0,94	0,94	0,94	0,94
Síla vysouvání [N]	50 969	19 815	11 756	43 429	24 429
Síla zasouvání [N]	34 598	12 417	7 055	27 216	14 659

Dalším z požadavků na práci s hydraulicky poháněnými stroji je rychlost jejich pohybu. V tabulce č. 23 volím pro každý pohyb hydromotoru čas, za který se má vykonat. Tyto časy přibližně odpovídají práci obdobně velkých rypadel. Z výpočtu objemů válců a přibližné znalosti průtoku oleje dodávaného čerpadlem spočítám reálné časy pohybů hydromotorů. Nyní znám i požadavky na čerpadlo – při výpočtu sil jsem počítal se jmenovitým tlakem čerpadla a při výpočtu časů pohybu jsem pracoval s průtokem oleje. Parametry zvoleného čerpadla jsou v tabulce č. 24.



*Tab. 23.: Určení doby pohybu hydromotorů*

Požadovaný čas pohybu					
Čas vysunutí $t_{vys}$ [s]	5	5	3	5	6
Čas zasunutí $t_{zas}$ [s]	5	5	3	5	6
Objem při vysunutí $V_{vys}$ [l]	4,23	4,52	1,97	3,39	1,72
Objem při zasunutí $V_{zas}$ [l]	2,94	2,90	1,21	2,17	1,05
Průtok pro vysouvání $Q_{vys}$ [l/min]	50,81	54,29	39,44	40,72	17,18
Průtok pro zasouvání $Q_{zas}$ [l/min]	35,22	34,74	24,17	26,06	10,53
Reálný čas pohybu					
Čas vysunutí $t_{vys}$ [s]	5,08	5,43	2,37	4,07	2,06
Čas zasunutí $t_{zas}$ [s]	3,52	3,47	1,45	2,61	1,26

*Tab. 24.: Parametry čerpadla*

Čerpadlo	
Geometrický objem:	34,4 ccm/ot.
Jmenovitý tlak:	160 bar
Max. tlak:	200 bar
Průtok při 1500 ot/min:	50 l
Rozsah otáček:	800 - 2500
Směr rotace:	pravá

Jak je vidět v parametrech čerpadla, průtok 50 l/min generuje při 1500 otáčkách za minutu. Vývodový hřídel traktoru má zpravidla 540 otáček za minutu. Tyto otáčky vývodového hřídele jsou u Zetoru 4011 dosaženy při jmenovitých otáčkách motoru, tj. při 2000 ot/min. Z tohoto důvodu je nutné zařadit převodovku s převodem větším než 2,7. Parametry převodovky jsou v tabulce č. 25.

*Tab. 25.: Parametry převodovky*

Převodovka	
Kategorie:	GR 2
Převodový poměr:	1:3
Vstupní otáčky:	540 ot/min
Výstupní otáčky:	1620 ot/min
Maximální otáčky:	3000 ot/min
Směr otáček:	pravý/levý
Pracovní teplota:	-20 až 180°C

Protože se jedná o otevřený hydraulický obvod, je nutné zajistit zásobník pracovního média, hydraulického oleje. Vzhledem k maximálnímu průtoku čerpadla a předpokládaného nasazení podkopu volím nádrž o objemu 45 l. Nádrž je na obrázku č. 72. Součástí nádrže je hydraulický filtr (tabulka č. 26) na zpětné větvi obvodu. S ohledem na možnost zvýšené hustoty oleje ať použitím nevhodného oleje, nebo nízkou

provozní teplotou, volím filtr s průtokem o 50 % větším, než bude maximální průtok obvodem.



Obr. 72.: Olejová nádrž s příslušenstvím [34]

Tab. 26.: Parametry olejového filtru

Filtr	
Umístění:	vratná větev
Spouštěcí tlak	120 bar
Vnitřní závit:	3/4"
Maximální průtok:	75 l/min

K řízení hydromotorů použiji pětici hydraulických rozvaděčů, jejichž parametry jsou v tabulce č. 27. Čtyři z nich, hydromotory pohánějící rameno, budou ovládány lanovody z joysticků. Jednoduchým pákovým rozvaděčem budou ovládány podpěry, tento rozvaděč má nižší průtok, který v případě občasně používaných podpěr nevádí.

Tab. 27.: Parametry hydraulických rozvaděčů

Hydraulický rozvaděč 2/60l		Hydraulický rozvaděč 1/40l	
Kompletní sada:	rozvaděč 2/60l joystick lanovod 2x	Přepadový ventil:	nastaven - 175 bar max. 205 bar
Provozní teplota:	-40 až +60 °C	Provozní teplota:	-40 až +60 °C
Max. provozní tlak:	300 bar	Max. provozní tlak:	300 bar
Výkon:	60l/min	Výkon:	40l/min
Závity:	P - G 1/2" T - G 1/2" A:B - G 1/2"	Závity:	P - G 1/2" T - G 1/2" A:B - G 3/8"
Značení:		Značení:	
Vstup od čerpadla	P	Vstup od čerpadla	P
Zpátečka do nádrže	T	Zpátečka do nádrže	T
Výstupy ke spotřebičům	A, B	Výstupy ke spotřebičům	A, B

Dalšími prvky v obvodu jsou hydraulické zámky, pojistné a škrťací ventily. Parametry těchto prvků jsou v tabulce č. 28. Pojistné ventily budou v obvodu celkem čtyři. Jeden bude za čerpadlem jako ochrana poškození obvodu vysokým tlakem od čerpadla, případně tlakem vyvozeným vnější silou. Další tři budou omezovat tlaky v hydromotorech, aby nedošlo k vyvození větší síly na čepy, než na které jsou kontrolovány. Škrťacími ventily je osazena větev zajišťující natáčení ramene. Zpomalením pohybu otáčení docílíme menších rázů od setrvačných sil. Hydraulickými zámky je jištěn proti nežádoucímu pohybu hydromotor výložníku a násady.

Tab. 28.: Parametry ostatních hydraulických prvků

Jednocestný škrťací ventil		Pojistný ventil		Hydraulický zámek	
Maximální tlak:	350 bar	Vnitřní závity v těle:	3/4"	Maximální tlak:	350 bar
Rozsah:	15-60 l/min	Rozsah tlaku:	50-250 barů	Rozsah:	20-100 l/min
Připojení:	1/2", 3/4"	Max. průtok:	120l /min	Připojení:	1/2", 3/4"
1 směr:	škrťený	Provozní teplota:	-40 až +60 °C		
1 směr:	volný				

Všechny komponenty hydraulického obvodu budou pospojovány hydraulickými hadicemi kombinovanými s hydraulickými trubkami, viz tabulka č. 27. Použité průměry hydraulických hadic jsou závislé na požadovaném průtoku v dané části obvodu. Dále je nutné dodržet maximální dovolený tlak v hadici. Pokud by byl vyšší, je nutné použít hadici s vícevrstevným opletením.

Tab. 29.: Parametry vedení hydraulického oleje

Hydraulická hadice 1/2		Hydraulická hadice 3/4		Ocelová hydraulická trubka	
Vnitřní průměr:	1/2"	Vnitřní průměr:	3/4"	Tloušťka materiálu:	1,5 mm
Vnitřní průměr:	12,7 mm	Vnitřní průměr:	19 mm	Vnitřní průměr:	12 mm
Vnější průměr:	22,2 mm	Vnější průměr:	29,3 mm	Vnější průměr:	15 mm
Max. tlak:	275 bar	Max. tlak:	215 bar	Poruchový tlak:	980 bar
Typ:	2SN	Typ:	2SN	Hmotnost:	0,499 kg/m

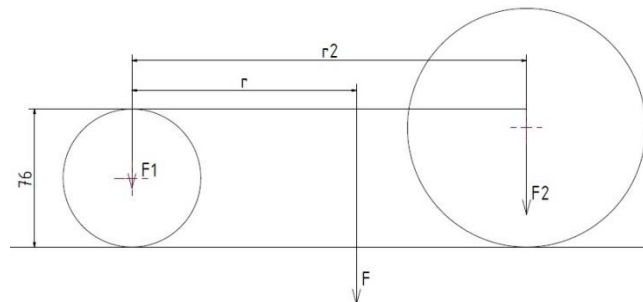
#### 4.8. Stabilita

Další důležitý parametr podkopu, resp. sestavy traktoru s podkopem, je maximální tíha zvedaného břemene. V této kapitole se podíváme na limit daný stabilitou soupravy. Uvažovat budu nejpříznivější polohu, tedy podkop natažený v ose traktoru. Pro výpočet budu uvažovat za tažný prostředek dříve zmíněný Zetor 4011, jehož vybrané parametry jsou v tabulce č. 30.

Tab. 30.: Parametry traktoru

Technická data Zetor 4011	
Pohon	
Normalizované otáčky vývodového hřídele při 2000 ot/min. motoru	541,6 ot/min.
Hydraulika	
Pracovní tlak	120 atp (12MPa)
Výkon čerpadla při 1200 ot/min. a tlaku 120 atp	20 litrů/min.
Zvedací síla na konci táhel	1200 kg
Hlavní rozměry	
Rozvor	2125 mm
Rozchod předních kol – stavitelný	1350 - 1750 mm
Rozchod zadních kol - stavitelný po 75 mm	1425 - 1800 mm
Výška těžiště nad zemí	760 mm
Váha traktoru ve standardním provedení bez zvláštního příslušenství	1965 kg
z toho:	
tlak na přední nápravu	850 kg
tlak na zadní nápravu	1115 kg

Ze získaných parametrů jsem určil polohu těžiště, počítanou rovnicí 103 dle modelu na obrázku 73. Traktor považuji za podélně osově souměrný.



Obr. 73.: Těžiště traktoru

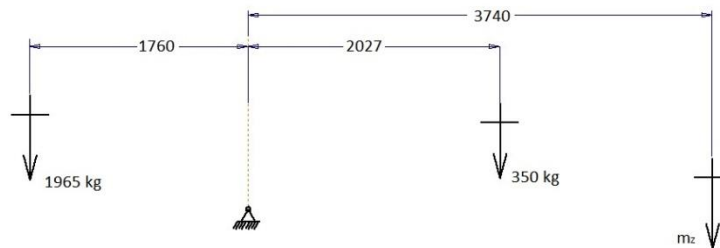
$$F = F_1 + F_2 = 8336 + 10934 = 19270\text{N} \quad (102)$$

$F_1$	[N]	- tíha od váhy přední nápravy
$F_2$	[N]	- tíha od váhy zadní nápravy
$F$	[N]	- tíha od hmotnosti traktoru

$$\begin{aligned}
 M &= M_1 + M_2 \\
 F \cdot r &= F_1 \cdot r_1 + F_2 \cdot r_2 \\
 r &= \frac{F_1 \cdot r_1 + F_2 \cdot r_2}{F} \\
 r &= \frac{8336 \cdot 0 + 10934 \cdot 2125}{19270} \\
 r &= 1205,7 \text{ mm}
 \end{aligned}
 \tag{103}$$

- $r$  [mm] - vzdálenost těžiště (nositelky) od osy přední nápravy  
 $r_2$  [mm] - rozvor náprav

Z Autodesk Inventoru jsem odečetl polohu těžiště podkopu a jeho hmotnost. Celkový silový poměr podkopu za traktorem je na obrázku 74. Výpočtem velikosti tíhy na konci lopaty jsem určil rovnovážný stav, tedy větší zatížení bude již zvedat přední nápravu traktoru.



Obr. 74.: Mez stability traktoru

$$\begin{aligned}
 M_T - M_P - M_Z &= 0 \\
 1965 \cdot 1760 - 350 \cdot 2027 - m_Z \cdot 3740 &= 0 \\
 m_Z &= \frac{1965 \cdot 1760 - 350 \cdot 2027}{3740} \\
 m_Z &= 742 \text{ kg}
 \end{aligned}
 \tag{104}$$

#### 4.9. Ekonomické zhodnocení podkopy

V této kapitole provedu vyčíslení nákladů spojených s výrobou podkopy dle návrhu. Při naceňování jednotlivých částí, prvků a činností nutných k výrobě podkopy jsem vycházel z nabídek dostupných na internetu, získaných cenových nabídek na základě zadaných poptávek a zkušeností řemeslníků z oboru zámečnictví a kovovýroby. Dílčí náklady jsou vypsány v tabulkách 31 až 33. Celkové náklady včetně celkové ceny jsou v tabulce č. 34. Všechny ceny jsou včetně DPH.

Tab. 31.: Náklady na hutní materiál

Hutní materiál			
položka	množství	cena [Kč/jed.]	cena celkem [Kč]
P 12	4,3 m <sup>2</sup>	2379	10230
P 10	1,3 m <sup>2</sup>	2190	2847
P 6	0,85 m <sup>2</sup>	1154	981
P 5	0,6 m <sup>2</sup>	1001	601
TR pr. 102x21	0,24 m	1635	392
TR pr. 76x14	0,28 m	678	190
TR pr. 63,5x11,75	0,6 m	558	335
TR pr. 51x10,5	0,75 m	448	336
L 60x40x7	1,16 m	270	313
TR 4HR 140x8	1,6 m	965	1544
TR 4HR 120x6	1 m	624	624
TR OBD 120x80x6	3,1 m	465	1442
TR OBD 80x60x6	5 m	290	1450
4HR 70	0,15 m	1504	226

Tab. 32.: Náklady na čepy

Čepy				
průměr [mm]	délka [mm]	množství [ks]	cena [Kč/ks]	cena celkem [Kč]
60	240	1	1080	1080
50	140	3	330	990
40	140	3	305	915
35	130	2	260	520
35	120	1	245	245
32	120	4	234	936
30	160	2	241	482
30	80	2	190	380

*Tab. 33.: Náklady na hydraulický obvod*

Hydraulika			
položka	množství [ks]	cena [Kč/ks]	cena celkem [Kč]
Hydromotory			
HM V	1	2940	2940
HM N	1	2910	2910
HM L	1	2080	2080
HM O	1	2745	2745
HM Podpěry	2	2680	5360
Hadice s koncovkami			
3,7 m	2	340	680
2,6 m	2	260	520
1,6 m	6	170	1020
1,2 m	6	150	900
Čerpadlo	1	5250	5250
Převodovka	1	3055	3055
Nádrž	1	2180	2180
Rozvaděč	2	4663	9326
Rozvaděč podp.	1	990	990
Škartící ventil	2	675	1350
Hydr. Zámek	2	750	1500
Reg. Ventil	4	720	2880

*Tab. 34.: Celkové náklady*

Položka	cena [Kč]
Hutní materiál	21295
Dělení materiálu	1908
Svařování	3040
Čepy	5548
Hydraulika	45686
Celková cena	77477

Ceny podkopů podobných parametrů začínají přibližně na 130 000 Kč s DPH. Mnou spočítaná cena je nižší o náklady spojené se mzdou. Práce je vyčíslená jen u dělení materiálu. Naopak v cenách není promítnuta žádná množstevní cena.

## 5. Závěr

Cílem této diplomové práce bylo navrhnout podkop nesený za traktorem. Tento podkop byl navržen dle konkrétních požadavků pro práce menších rozsahů. Prvním krokem bylo vypracování rešerše, která obsahuje částečně i problematiku bagrů. Podkop je vlastně část rypadla. Tímto průzkumem došlo k ujasnění jednotlivých konstrukčních prvků v oblasti ramene, otoče a podpěr. Byl vytvořen první návrh, včetně jednoduchého 3D modelu, hlavním cílem bylo dosažení požadovaných dosahů lopaty. Dále byla řešena silová problematika v rameni, na základě té byly kontrolovány čepy. A pevnostní kontrola táhla ovládání lopaty. Rameno podkopu bylo optimalizováno s ohledem na výsledky provedených výpočtů, i když některé byly jen naznačeny. V případě nutnosti by se nastíněným způsobem kontrolovaly ostatní části podkopu. Konstrukce podkopu byla navržena dostatečně robustní, aby vydržela náročné podmínky, které zemní práce vytvářejí.

Kromě návrhu konstrukce byl navržen také hydraulický obvod. Jeho základní parametry byly opět dány zadáním, posléze vygenerovány v závislosti na výpočtech spojených s konstrukcí. Hydraulický obvod byl doplněný o prvky, které chrání stroj i pracovní prostředí před poruchou, případně chybou obsluhy.

Dále byla s ohledem na stabilitu podkopu připevněného za traktorem vyjádřena maximální zvedací síla na konci ramene. Tato hodnota není reálná, neboť je omezena hydraulickým obvodem.

Podkop byl navržen z reálných, běžně dostupných materiálů, prvků, polotovarů. Proto bylo možné přibližně vyjádřit cenu navrženého zařízení.

Na základě vytvořeného návrhu, modelu plánuji výrobu podkopu zrealizovat.



## Použitá literatura

- [1] techstroj [online]. Copyright ©c [cit. 29.01.2017]. Dostupné z: <http://techstroj.g6.cz/S/S05.pdf>
- [2] Gabiony - pronájem stavební mechanizace Algon a.s.. Gabiony od Algon a.s. [online]. Copyright © Algon a.s. [cit. 16.06.2017]. Dostupné z: <http://gabiony-protihlukove-steny-ocelove-konstrukce.algon.cz/algon-gabiony-pronajem-stavebni-mechanizace.php>
- [3] Podkop – popis produktu [online]. Dostupné z: <http://www.h-malotraktory.cz/index.php?VypisKategorie=42&IdProduktu=202>
- [4] VANĚK, Antonín. *Moderní strojní technika a technologie zemních prací*. Praha: Academia, 2003. Česká matice technická (Academia). ISBN 80-200-1045-9.
- [5] GULAN, Ladislav a MAZURKIEVIČ, JU. Vývoj a konštrukcia pásových podvozkov s meniteľným rozchodom. Stavebni-technika.cz [online]. 2006 [cit. 2015-04-19]. Dostupné z: <http://stavebni-technika.cz/clanky/vyvoj-a-konstrukcia-pasovych-podvozkov-s-menitelnym-rozchodom>
- [6] JCB 130 - pásové rypadlo. PERENA Liberec, s.r.o - Úvodní strana [online]. Copyright © copyright 2008, [cit. 16.06.2017]. Dostupné z: <http://www.perena.cz/cz-jcb--130---pasove-rypadlo-d4/>
- [7] Kráčivý bagr – Wikipedie. [online]. Dostupné z: [https://cs.wikipedia.org/wiki/Kr%C3%A1%C4%8Div%C3%BD\\_bagr](https://cs.wikipedia.org/wiki/Kr%C3%A1%C4%8Div%C3%BD_bagr)
- [8] 301 Moved Permanently. 301 Moved Permanently [online]. Dostupné z: <http://stavebni-technika.cz/clanky/kracive-bagry-kaiser>
- [9] Katalog stavebních strojů [online]. Dostupné z: <http://www.celysvet.cz/mechanizace/ttd-data>
- [10] VANĚK, Antonín. *Strojní zařízení pro stavební práce*. 2., přeprac. vyd. Praha: Sobotáles, 1999. ISBN 80-85920-61-1.
- [11] CELJAK, Ivo. JU ZF, Katedra zemědělské, dopravní a manipulační techniky. *Strojní zařízení pro realizaci stavebních prací*. České Budějovice, 2009. 133 s
- [13] Katedra zemědělské, dopravní a manipulační techniky | Zemědělská fakulta Jihočeské univerzity v Č. Budějovicích [online]. Copyright © [cit. 16.06.2017]. Dostupné z: [http://kzt.zf.jcu.cz/wp-content/uploads/2013/11/strojni\\_zarizeni\\_pro\\_realizaci\\_staveb.pdf](http://kzt.zf.jcu.cz/wp-content/uploads/2013/11/strojni_zarizeni_pro_realizaci_staveb.pdf)
- [14] Podkopy s bočním posuvem Gherardi – CIME. CIME – zemědělská, stavební a komunální technika [online]. Copyright © [cit. 16.06.2017]. Dostupné z: <https://www.cime.cz/podkopy/gherardi-s-bocnim-posuvem/>
- [15] O nás - AGRO Dolanea [online]. Dostupné z: <http://dolanea.net/serie-lw.html>
- [16] Zadní podkop od 18 k Tifermec L | BONAS spol. s r.o.. [online]. Copyright © 2017 Všechna práva vyhrazena [cit. 16.06.2017]. Dostupné z: <https://bonas.cz/zadni-podkop-od-18-k-tifermec-l>
- [17] NERUDA, Jindřich, Pavel NEVRKLA a David LADRA. *Technika pro arboristy: učební text pro předměty Technika pro arboristy, Stromolezení*. Brno: Mendelova univerzita v Brně, 2014. ISBN 978-80-7375-948-3.
- [18] ARGO HYTOS Všeobecné pokyny [online]. [cit. 16.06.2017]. Dostupné z: [http://www.pegas-gonda.cz/pily\\_data/SERVIS/CZ\\_HYDROCENTRALA\\_VSEOBECNE\\_POKYNY.pdf](http://www.pegas-gonda.cz/pily_data/SERVIS/CZ_HYDROCENTRALA_VSEOBECNE_POKYNY.pdf)
- [19] Automatizace.HW.cz | Elektronika v automatizaci. Automatizace.HW.cz | Elektronika v automatizaci [online]. Copyright © 1997 [cit. 16.06.2017]. Dostupné z: <http://automatizace.hw.cz/>



- [20] PIVOŇKA, Josef. *Tekutinové mechanismy*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1987, 624 s.
- [21] BAUER, František a Alois NOVOTNÝ. *Hydraulické systémy zemědělských strojů*. Brno: Vysoká škola zemědělská, 1993. ISBN 80-7157-079-6, 178 s.
- [22] Fotky z oprav strojů / Stavební stroje / Fórum / bagry.cz - vše o stavebních strojích pro zemní práce. bagry.cz - vše o stavebních strojích pro zemní práce [online]. Dostupné z: [http://bagry.cz/cze/forum/stavebni\\_stroje/fotky\\_z\\_oprav\\_stroju/\(offset\)/80](http://bagry.cz/cze/forum/stavebni_stroje/fotky_z_oprav_stroju/(offset)/80)
- [23] Kluzná pouzdra SKF :: Exvalos s.r.o. - Lanškroun - ložiska. Ložiska SKF, ZVL, ZKL, FBJ, TIMKEN :: Exvalos s.r.o. - Lanškroun - ložiska [online]. Dostupné z: <http://www.exvalos.cz/kluzna-loziska---pouzdra/kluzna-loziska---pouzdra-skf/> [cit. 6.11.2016].
- [24] STEINN.cz | ND pro stavební stroje [online]. Dostupné z: [http://www.steinn.cz/wp-content/uploads/2012/09/vyr\\_12366954\\_zadni-otoc-ram1.jpg](http://www.steinn.cz/wp-content/uploads/2012/09/vyr_12366954_zadni-otoc-ram1.jpg)
- [25] BAGRY, NAKLADAČE, ZDVIŽKY atd DOMÁCÍ VÝROBY kontrola [online]. Dostupné z: <http://www.nasetraktory.eu/forum/viewtopic.php?f=56&t=9816&start=45>
- [26] Bagry - otoč podkopu a rozvaděč podkopu – inzerce [online]. Dostupné z: <http://stroje.hyperinzerce.cz/bagry/inzerat/8060026-otoc-podkopu-a-rozvadec-podkopu-na-jcb--nabidka-stredni-cechy/>
- [27] VOLEK, František. *Základy konstruování a části strojů II: mechanismy strojů*. Zlín: Univerzita Tomáše Bati, Fakulta technologická, 2003. ISBN 80-7318-111-8.
- [28] TractorData.com - information on all makes and models of tractors [online]. Dostupné z: <http://www.tractordata.com/articles/technical/threepoint.html>
- [29] GREPL, Robert. *Modelování mechatronických systémů v Matlab SimMechanics*. Praha: BEN - technická literatura, 2007. ISBN 978-80-7300-226-8.
- [30] Převodní tabulka značení ocelí [online]. Dostupné z: <http://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/prevodni-tabulka-znaceni-oceli>
- [31] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 2.*, dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2005. ISBN 80-7361-011-6.
- [32] ABAQUS: software na prověřování funkčnosti konstrukčních řešení [online]. Dostupné z: [http://sdeleni.idnes.cz/abaqus-software-na-proverovani-funkcnosti-konstrukcnich-reseni-ph6-/tec\\_sdeleni.aspx?c=A130419\\_164804\\_tec\\_sdeleni\\_ahr](http://sdeleni.idnes.cz/abaqus-software-na-proverovani-funkcnosti-konstrukcnich-reseni-ph6-/tec_sdeleni.aspx?c=A130419_164804_tec_sdeleni_ahr)
- [33] Návoděda Mitcalc [online]. Dostupné z: <http://www.mitcalc.com/doc/pins/help/cz/pinstxt.htm>
- [34] hydrolider.cz [online]. Dostupné z: <https://www.hydrolider.cz/>

**Seznam obrázků**

Obr. 1.: Řízení náprav [1] .....	1
Obr. 2.: Kombinace podpěr s dozerovou radlicí [22] .....	1
Obr. 3.: Rypadlo na traktorovém podvozku [2] .....	2
Obr. 4.: Podkop nesený za traktorem [3].....	2
Obr. 5.: Pásový podvozek [6] .....	3
Obr. 6.: Řešení měnitelných podvozků [5].....	3
Obr. 7.: Kráčivý bagr (řeka) [8] .....	4
Obr. 8.: Části pásového bagru [9] .....	4
Obr. 9.: Části kolového bagru [9] .....	4
Obr. 10.: Části rypadlo-nakladače [9] .....	4
Obr. 11.: Podkop Gherardi .....	7
Obr. 12.: Příslušenství k podkopu Gherardi .....	8
Obr. 13.: Podkop Mateng.....	8
Obr. 14.: Podkop Tifermec L .....	9
Obr. 15.: Podkop Tifermec BA.....	10
Obr. 16.: Rypný odpor[17] .....	11
Obr. 17.: Rozměry ramene.....	13
Obr. 18.: Princip zubového čerpadla [19] .....	16
Obr. 19.: Princip šroubového čerpadla [19].....	16
Obr. 20.: Princip dvojčinného pístového čerpadla .....	17
Obr. 21.: Radiální pístový hydrogenerátor: a) s rotujícím blokem válců, b) s křivkovou .....	17
Obr. 22.: Axiální pístový hydrogenerátor [19] .....	18
Obr. 23.: Princip lamelového čerpadla [19] .....	19
Obr. 24.: Přímočaré hydromotory [18] .....	20
Obr. 25.:Schéma PČHM.....	20
Obr. 26.: Rotační hydromotory [18] .....	21
Obr. 27.: Masivní bronzová pouzdra.....	27
Obr. 28.: Pouzdra ze slinutého bronzového pásu.....	27
Obr. 29.: Pouzdra z kompozitu PTFE .....	28
Obr. 30.: Pouzdra z kompozitu POM .....	28
Obr. 31.: Zajištění čepu 1 .....	29
Obr. 32.: Zajištění čepu 2 .....	29
Obr. 33.: Otoč odlitá/svařená [24][25] .....	29
Obr. 34.: Odlitek na násadě .....	30
Obr. 35.: Pohyb otoče .....	31
Obr. 36.: Pohyb otoče JCB [26] .....	31
Obr. 37.: Kyvné otoče - princip .....	31
Obr. 38.: Pohyb otoče 2 PČHM [25].....	31
Obr. 39.: Pohyb otoče 1 PČHM [25].....	31
Obr. 40.: Vývodový hřídel .....	32
Obr. 41.: Vývod hydrauliky.....	32
Obr. 42.: Otoč rozložená .....	33

Obr. 43.: Ovládání otoče .....	33
Obr. 44.: Namáhaný model ramene .....	34
Obr. 45.: Zjednodušený model ramene .....	35
Obr. 46.: Uvolnění soustavy ramene .....	35
Obr. 47.: Úhly definované členy 4, 5, 6, 7 .....	36
Obr. 48.: Pohyb lopaty .....	37
Obr. 49.: Člen 3 - rozměry .....	40
Obr. 50.: Výložník stav 1 .....	41
Obr. 51.: Výložník stav 2 .....	41
Obr. 52.: Rameno stav 1.....	41
Obr. 53.: Rameno stav 2.....	41
Obr. 54.: Schéma – výložník.....	45
Obr. 55.: Výložník namáhaný vl. tíhou .....	45
Obr. 56.: Zatížení a rozměry čepu [33] .....	47
Obr. 57.: Konstrukce - vazba B.....	50
Obr. 58.: Konstrukce - Vazba F.....	50
Obr. 59.: Kontrolované táhlo .....	51
Obr. 60.: Rozměry kontrolovaného táhla .....	51
Obr. 61.: Model táhla .....	52
Obr. 62.: Uložení táhla .....	52
Obr. 63.: Rozdělení sítě .....	53
Obr. 64.: Tlak - Mises .....	53
Obr. 65.: Tlak - Tresca .....	53
Obr. 66.: Tah - Mises .....	54
Obr. 67.: Tah - Tresca .....	54
Obr. 68.: Tlak - střed táhla .....	54
Obr. 69.: Tah - střed táhla .....	54
Obr. 70.: Tah - nejmenší průřez .....	54
Obr. 71.: Hydraulický obvod .....	56
Obr. 72.: Olejová nádrž s příslušenstvím [34] .....	59
Obr. 73.: Těžiště traktoru .....	61
Obr. 74.: Mez stability traktoru .....	62



**Seznam tabulek**

Tab. 1.: Parametry podkopy Gherardu .....	7
Tab. 2.: Parametry podkopy Mateng.....	9
Tab. 3.: Parametry podkopy Tifermec L [3] .....	10
Tab. 4.: Parametry podkopy Tifermec BA [3] .....	11
Tab. 5.: Hodnoty měrného odporu rýpání [17] .....	12
Tab. 6.: Kategorie tříbodového závěsu [25].....	32
Tab. 7.: Porovnání výkonů traktorů .....	33
Tab. 8.: Výsuvy HN, HL, úhly .....	40
Tab. 9.: Výsuvy HV, HN, HL.....	40
Tab. 10.: Reakce - tělesa 4,5,6,9 .....	44
Tab. 11.: Reakce - těleso 3 .....	44
Tab. 12.: Reakce - těleso 2 .....	44
Tab. 13.: Reakce od vlastní tíhy .....	46
Tab. 14.: Maximální velikosti reakcí.....	46
Tab. 15.: Parametry čepových spojů.....	49
Tab. 16.: Materiály čepových spojů [33].....	50
Tab. 17.: Vlastosti referenčních bodů .....	52
Tab. 18.: Nastavení kroku Step-1 (Static, General).....	53
Tab. 19.: Parametry sítě .....	53
Tab. 20.: Odečtená napětí v táhle [MPa] .....	53
Tab. 21.: Napětí v táhle .....	55
Tab. 22.: Parametry hydromotorů .....	57
Tab. 23.: Určení doby pohybu hydromotorů .....	58
Tab. 24.: Parametry čerpadla.....	58
Tab. 25.: Parametry převodovky.....	58
Tab. 26.: Parametry olejového filtru.....	59
Tab. 27.: Parametry hydraulických rozvaděčů.....	59
Tab. 28.: Parametry ostatních hydraulických prvků .....	60
Tab. 29.: Parametry vedení hydraulického oleje .....	60
Tab. 30.: Parametry traktoru .....	61
Tab. 31.: Náklady na hutní materiál.....	63
Tab. 32.: Náklady na čepy .....	63
Tab. 33.: Náklady na hydraulický obvod .....	64
Tab. 34.: Celkové náklady .....	64