



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

## NÁVĚSNÉ RYPADLOVÉ ZAŘÍZENÍ ZA TRAKTOR

BACKHOE FOR TRACTOR

### DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Pavel Jurák

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

BRNO 2019

## Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství  
Student: **Bc. Pavel Jurák**  
Studijní program: Strojní inženýrství  
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství  
Vedoucí práce: **doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.**  
Akademický rok: 2018/19

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č. 111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

### Návěsné rypadlové zařízení za traktor

#### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Konstrukční návrh přídavného návěsného rypadlového zařízení s bočním posuvem pro zemědělský traktor s výkonem 50 až 70 kW.

Rypadlové zařízení má autonomní hydraulický obvod, který není připojován do hydraulického obvodu traktoru.

#### Cíle diplomové práce:

Kritická rešerše návěsných rypadlových zařízení obdobných typorozměrů.

Zdůvodněný koncepční návrh.

Kinematická analýza navrženého mechanismu včetně křivek dosahů.

Návrh hydraulického obvodu včetně výpočtu hlavních parametrů.

Podrobné hydraulické schéma.

Pevnostní kontrola hlavních částí mechanismu.

Celková sestava včetně připevnění na traktor.

#### Seznam doporučené literatury:

BAUER, František, et. al. Traktory a jejich využití. 2. vyd. Praha: Profi Press s.r.o., 2013. 224 s. ISBN 978-80-86726-52-6.

SHIGLEY, Joseph E., Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS. Konstruování strojních součástí. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.

ŠKOPÁN, Miroslav. Hydraulické pohony strojů. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2009. [cit. 1. 10. 2018]. Dostupné z <https://www.vutbr.cz/studis/student.phtml>.

VANĚK, Antonín. Moderní strojní technika a technologie zemních prací. Praha: Academia, 2003. Česká matice technická (Academia). ISBN 80-200-1045-9.

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

V Brně, dne 26. 10. 2018



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

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

## ABSTRAKT

Cílem této diplomové práce je konstrukční návrh přídatného rypadlového zařízení s bočním posuvem pro zemědělský traktor s výkonem 50 až 70 kW. Rypadlové zařízení je ovládáno pomocí hydraulického obvodu. Hlavním prvkem je zde nezávislé čerpadlo s dodávkou 40l/min, které je poháněno přes převodovku pomocí kardanového hřídele. Hydraulický obvod byl navržen tak, aby teplota hydraulická kapaliny nepřesáhla povolenou mez. Významnou roli zde hraje připojení k traktoru, kde bylo použito modifikovaného třibodového závěsu. Toto spojení traktoru s rámem podkopu zajistí dostatečnou tuhost při provádění výkopových prací. Při výpočtu rypného odporu byla uvažována zemina 4. třídy, tedy těžce rozpojitelná hlína nebo jílovitá hlína. Z výpočtu vyplývá, že lze s tímto strojem pracovat s podkopovými lžícemi o šířce až 500 mm. Pevnostní analýza výložníku byla provedena v programu Ansys Workbench 2019. Byly stanoveny bezpečnostní koeficienty pro jednotlivé součásti. Celkový bezpečnostní koeficient je zde roven 1,7.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Rypadlové zařízení, rypná síla, pevnostní analýza, hydrogenerátor

## ABSTRACT

The aim of this diploma thesis is a design of an additional excavator with side shift for agricultural tractor with power from 50 to 70 kW. The excavator is controlled by a hydraulic circuit. The main element here is an independent pump with a 40l / min supply, which is driven by a gearbox using a cardan shaft. The hydraulic circuit has been designed so that the temperature of the hydraulic fluid does not exceed the allowable limit. An important role is played by the connection to the tractor, where was used a modified three-point hitch. This coupling of the tractor with the frame of the excavator ensures sufficient rigidity when performing excavation work. When calculating the excavation resistance, was considered the soil of the 4th class, this is hard-to-disconnect-soil or clay. The calculation implies that the machine can be used with backhoe buckets up to 500 mm wide. Strength analysis of boom was performed in Ansys Workbench 2019. Safety coefficients were determined for individual components. The overall safety coefficient is equal to 1.7.

## KEYWORDS

Excavator equipment, digging force, strength analysis, hydraulic pump

## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

JURÁK, Pavel. *Návěsné rypadlové zařízení za traktor*. Brno, 2019. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/116122>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Miroslav Škopán.

## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Miroslava Škopána, CSc. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 15. května 2019

.....

Pavel Jurák

## PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu své bakalářské práce doc. Ing. Miroslavu Škopánovi, CSc. za cenné rady a připomínky, které byly pro mě velmi důležité a získal jsem tak další zkušenosti. Dále bych chtěl poděkovat své rodině za jejich podporu během studia.

## OBSAH

1	Úvod .....	10
2	Rešerše rypadlových zařízení za traktor .....	11
2.1	Tifermec .....	11
2.2	Enorossi .....	14
2.3	U.EMME.....	16
3	Rešerše hlavních částí stroje.....	17
3.1	Typy rámců podkopu .....	17
3.2	Konzola výložníku a způsoby otáčení .....	18
3.3	Výložník.....	19
3.4	Násada.....	19
3.5	Zvolené řešení.....	20
4	Konstrukční řešení podkopu.....	21
4.1	Rameno podkopu .....	21
4.2	Upevnění rámu podkopu k traktoru .....	21
4.3	Stabilizační podpěry .....	23
4.4	Uložení konzoly výložníku na rámu podkopu .....	24
4.5	Otoč výložníku.....	25
4.6	Vedení hydraulických hadic .....	25
4.7	Čepy .....	26
4.8	Kluzná ložiska.....	27
5	Geometrie nástroje, výpočet hloubící síly a rypného odporu.....	28
5.1	Geometrie nástroje .....	28
5.2	Hloubící síly.....	28
5.3	Rypný odpor .....	30
5.4	Skutečná rypná síla výložníku .....	32
5.5	Porovnání výsledků.....	34
6	Kinematická analýza a křivky dosahů .....	35
7	Návrh hydrauliky.....	37
7.1	Hydraulické schéma.....	37
7.2	Zvolené komponenty .....	39
7.3	Výpočet oteplení hydraulické kapaliny .....	48
8	Pevnostní analýza .....	52
8.1	Tvorba sítě .....	52
8.2	Okrajové podmínky .....	53
8.3	Výsledky analýzy.....	55



---

8.4	Kontrola bezpečnosti .....	60
9	Stabilita stroje .....	62
9.1	Stabilita stroje v pozici ramene 1 .....	62
9.2	Stabilita stroje v pozici ramene 2 .....	63
9.3	Zpevnování a zajišťování zemních těles .....	64
10	Závěr .....	67
11	Seznam použitých zdrojů .....	68
12	Seznam použitých zkratk a symbolů .....	70
13	Seznam příloh .....	72

# 1 ÚVOD

Cílem této diplomové práce je konstrukční návrh přídavného návěsného rypadlového zařízení s bočním posuvem pro zemědělský traktor s výkonem 50 až 70 kW. Podkopové zařízení bude ovládáno pomocí hydraulického obvodu, který není připojován do hydraulického obvodu traktoru. Další výstupem této práce je kritická rešerše návěsných rypadlových zařízení obdobných typů, zdůvodnění koncepčního návrhu, kinematická analýza navrženého mechanismu včetně křivek dosahů, návrh hydraulického obvodu včetně výpočtu hlavních parametrů, podrobné hydraulické schéma, pevnostní kontrola hlavních částí mechanismu a celková sestava.

U tohoto stroje hraje významnou roli připevnění rámu stroje k traktoru. Toto spojení musí zajistit, aby se stroj při provádění výkopových prací vůči traktoru nezvedal. Ke spojení traktoru s rámem by měl sloužit modifikovaný tříbodový závěs. Připojovací rozměry pro zemní lžici by měly být voleny tak, aby odpovídaly některým z vyráběných typů o šířce 300-500mm.

## 2 REŠERŠE RYPADLOVÝCH ZAŘÍZENÍ ZA TRAKTOR

V této kapitole jsou uvedeni výrobci, kteří se zabývají výrobou podkopových strojů s výložníkem přesuvným po rámu.

### 2.1 TIFERMEC

Firma se zabývá vývojem a výrobou zadních podkopů, příkopových mulčovačů a minibagrů od roku 1979. Tato firma nabízí podkopy za traktor dvou základních typů: s pevným rámem nebo s ramenem posuvným po rámu.

#### Podkop s pevným rámem

Tyto podkopy mají několik kategorií (GreenLine BA, Green Line L, BA). Podkopy mají pevný rám a výložníkem otočným o 180°. Stabilitu zajišťují dvě sklopná ramena s nezávislými okruhy. Ve všech kloubech má umístěné zapouzdřené broušené čepy. Celý výložník se otáčí díky dvěma hydraulickým válcům a pohyby jednotlivých válců zajišťuje rozvaděč s přetlakovými ventily. Bezpečnostní výztuha se stabilizátory do třibodového závěsu je vyrobena z kvalitních materiálů. [1]



Obr.1 Podkop Tifermec BA [1]

Modelová řada:

- BA 19 - pro traktory o výkonu od 18 k a min. hmotnosti 1000 kg
- BA 22 - pro traktory o výkonu od 20 k a min. hmotnosti 1100 kg
- BA 55 - pro traktory o výkonu od 30 k a min. hmotnosti 1700 kg
- BA 65 - pro traktory o výkonu od 35 k a min. hmotnosti 2300 kg
- BA 75 - pro traktory o výkonu od 60 k a min. hmotnosti 2400 kg
- BA 85 - pro traktory o výkonu od 70 k a min. hmotnosti 2900 kg

Doplňková výbava:

- Nezávislý hydraulický okruh - čerpadlo s olejovou nádrží
- Zemní lžice 250 - 600 mm, srovnávací lžice 800 / 1000 mm, lžice na příkopy
- Hydraulické kleště, bourací kladiva, půdní vrtáky

Tab. 1 Parametry podkopy Tifermec BA [1]

Technická data	BA 19	BA 22	BA55	BA 65	BA 75	BA 85
A (mm)	1900	2300	2200	2600	2800	3100
B (mm)	1800	2200	1900	2300	2500	2700
C (mm)	2600	2900	2800	3200	3500	3700
D dosah (mm)	2750	3050	2950	3320	3550	3850
Trhací síla na zubu (kg)	2000	2200	2300	2600	2800	2900
Úhel rotace (°)	180	180	180	180	180	180
Výkon čerpadla (l/min)	15	20	21	24	30	38
Hydraulický tlak (bar)	180	180	180	180	180	180
Nádrž hydraulického oleje (l)	25	25	35	35	50	50
Šířka lžice (mm)	250-400	250-400	250-600	250-600	250-600	250-600
Hmotnost (kg)	350	380	490	540	690	730
Šířka (mm)	1460	1460	1520	1520	1600	1600



### Podkop s ramen posuvným po rámu

Tyto podkopy mají opět několik kategorií (L, DIG-DIG 50-75, DIG-DIG 80-100). Podkopy mají rameno posuvné po rámu s hydraulickým zámekem. Výložník je zde opět otočný o 180°. Stabilitu zajišťují dvě výsuvné podpěry s nezávislými okruhy a hydraulickým zámekem. Celý výložník se otáčí díky dvěma hydraulickým válcům a pohyby jednotlivých válců zajišťuje rozvaděč s přetlakovými ventily. Bezpečnostní výztuha se stabilizátory do tříbodového závěsu je vyrobena z kvalitních materiálů. Podkop má dále zapouzdřené broušené čepy ve všech kloubech. [2]



Obr. 2 Podkop Tifermec DIG-DIG 50-75 [2]

Modelová řada:

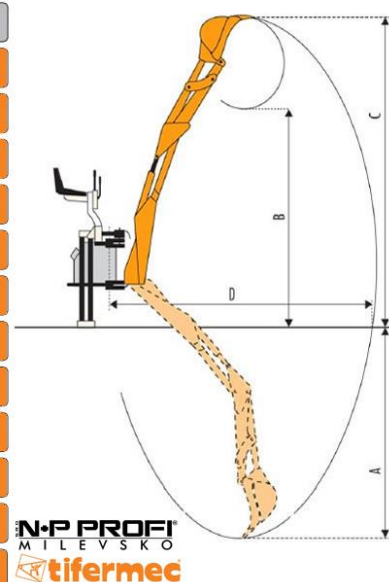
- DIG-DIG 50 TIX - pro traktory o výkonu od 30 k a min. hmotnosti 1900 kg
- DIG-DIG 55 TIX - pro traktory o výkonu od 30 k a min. hmotnosti 1900 kg
- DIG-DIG 60 TIX - pro traktory o výkonu od 40 k a min. hmotnosti 2200 kg
- DIG-DIG 65 TIX - pro traktory o výkonu od 40 k a min. hmotnosti 2300 kg
- DIG-DIG 70 TIX - pro traktory o výkonu od 60 k a min. hmotnosti 2500 kg
- DIG-DIG 75 TIX - pro traktory o výkonu od 60 k a min. hmotnosti 2600 kg

Doplňková výbava:

- Nezávislý hydraulický okruh - čerpadlo s olejovou nádrží
- Zemní lžice 250, 300, 400, 500 a 600 mm, srovnávací lžice 800 mm, lžice na příkopy
- Hydraulické kleště, bourací kladiva, půdní vrtáky

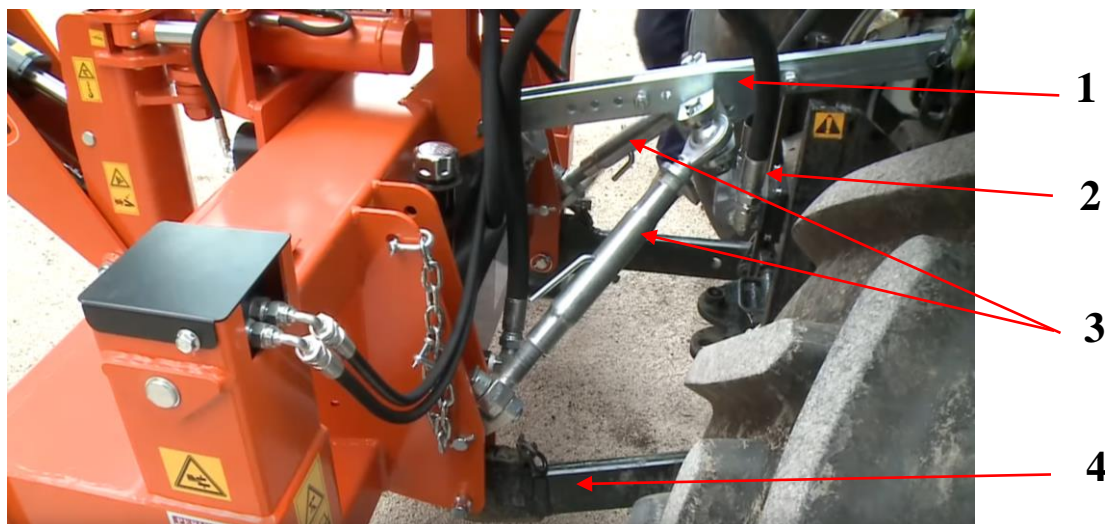
Tab. 2 Parametry podkopu Tifermec DIG-DIG 50-75 [2]

Technická data	50 TIX	55 TIX	60 TIX	65 TIX	70 TIX	75 TIX
A (mm)	2100	2200	2500	2600	2700	2800
B (mm)	1900	1900	2300	2300	2500	2500
C (mm)	2800	2800	3200	3200	3500	3500
D dosah (mm)	2900	2950	3270	3320	3500	3800
Trhací síla na zubu (kg)	2300	2300	2600	2600	2800	2900
Úhel rotace (°)	180	180	180	180	180	180
Výkon čerpadla (l/min)	21	21	24	24	30	30
Hydraulický tlak (bar)	180	180	180	180	180	180
Nádrž hydraulického oleje (l)	35	35	35	35	50	50
Šířka lžice (mm)	250-600	250-600	250-600	250-600	250-600	250-600
Hmotnost (kg)	550	570	640	670	770	800
Šířka rámu (mm)	1400	1600	1600	1800	1800	1800



## Připojení k traktoru

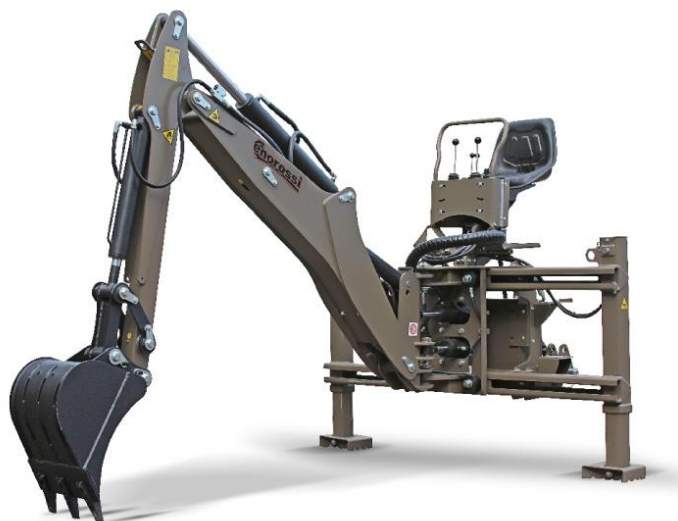
K podkopu se nejprve připojí dvě spodní táhla (4) a poté nasadíme čerpadlo (2). Nakonec nastavíme délku a výšku táhla (1), výška se nastavuje pomocí dvou nezávislých vzpěr (3). Táhlo (1) je připojeno do oka třetího bodu traktoru. Po připojení nelze pohybovat s vnitřním hydraulickým okruhem traktoru. Z praxe se ale často ukazuje, že toto zapojení není dostatečně tuhé. Podkop má tendenci se při větší zátěži zvedat, což není ideální



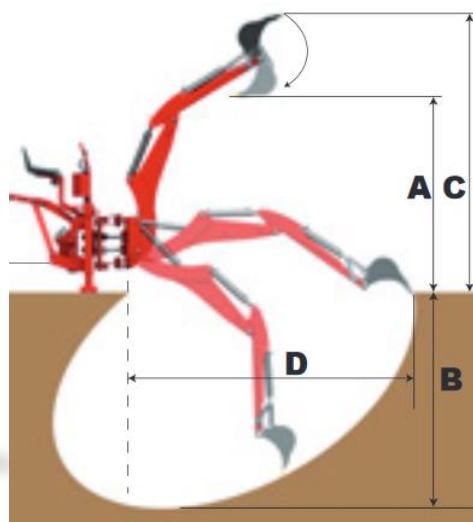
Obr.3 Připojení podkopu k traktoru [2]

## 2.2 ENROSSI

Firma vyrábí jak podkop s pevným rámem tak podkop s ramenem posuvným po rámu. Nová řada těchto podkopů byla navržena tak, aby zajišťovala lepší viditelnost, vysoké standardy výkonu při kopání, optimalizované rozměry pro transport. Všechny hydraulické rozvaděče jsou vybaveny pojistnými ventily, které chrání před přetížením nebo špatným použitím obsluhy během práce. Díky tomu je chráněn rám stroje proti poškození. Součástí těchto strojů je i olejová nádrž a hydraulické čerpadlo. Čerpadlo se připojuje přímo k vývodovému hřídeli traktoru (není použity kardan na přenos krouťacího momentu). Sedadlo řidiče může být nastaveno horizontálně a vertikálně a díky tomu zajišťuje větší komfort. Tyto stroje jsou vhodné pro těžké provozy, zemědělské práce a stavební práce. [3]



Obr. 4 Podkop EBM [3]



Obr. 5 Podkop EBM [3]

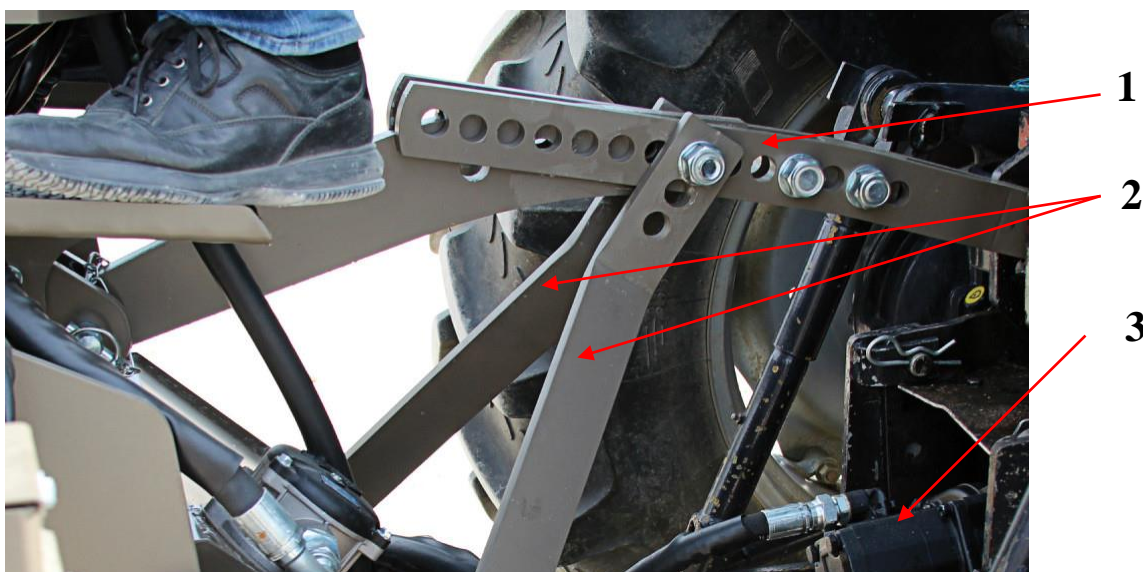


Tab. 3 Parametry podkopu EBM [3]

	EBM 180	EBM 230	EBM 250	EBM 270	EBM 290
Loading height (A)	150 cm. 4.95 ft.	205 cm. 6.7 ft.	205 cm. 6.7 ft.	237 cm. 7.8 ft.	240 cm. 7.9 ft.
Digging depth (B)	180 cm. 5.9 ft.	230 cm. 7.6 ft.	250 cm. 8.2 ft.	270 cm. 8.9 ft.	290 cm. 9.5 ft.
Max. height (C)	225 cm. 7.4 ft.	274 cm. 9 ft.	288 cm. 9.5 ft.	337 cm. 11 ft.	346 cm. 11.4 ft.
Digging width (D)	247,5 cm. 8.1 ft.	296 cm. 9.7 ft.	301 cm. 10.2 ft.	353 cm. 11.6 ft.	360 cm. 11.8 ft.
Max. width	120 cm. 3.9 ft.	160 cm. 5.3 ft.	160 cm. 5.3 ft.	200 cm. 6.6 ft.	200 cm. 6.6 ft.
Breakout force	1500 Kg. 3310 Lbs.	2600 Kg. 5730 Lbs.	2600 Kg. 5730 Lbs.	2800 Kg. 6180 Lbs.	2800 Kg. 6180 Lbs.
Rotation angle	180°	180°	180°	180°	180°
Pump capacity	18 l/m	26 l/m	26 l/m	42 l/m	42 l/m
Pressure	180 bar 2610 psi	180 bar 2610 psi	180 bar 2610 psi	180 bar 2610 psi	180 bar 2610 psi
Bucket series	1	2	2	3	3
Weight with standard bucket	395 Kg. 870 Lbs.	560 Kg. 1234 Lbs.	570 Kg. 1256 Lbs.	780 Kg. 1720 Lbs.	795 Kg. 1753 Lbs.
Code	18052509	18052517	18052527	18052521	18052528

### Připojení k traktoru

Připojení k traktoru je zde podobné jako u společnosti Tifermec. K podkopu se nejprve připojí dvě spodní táhla a poté nasadíme čerpadlo (3), pak nastavíme délku a výšku táhla (1). Výška se nastavuje pomocí dvou nezávislých vzpěr (3). Táhlo (1) je připojeno do oka třetího bodu traktoru. Po připojení nelze pohybovat s vnitřním hydraulickým okruhem traktoru. Tuhost připojení zde opět není dostatečná.



Obr.6 Připojení podkopu k traktoru [3]

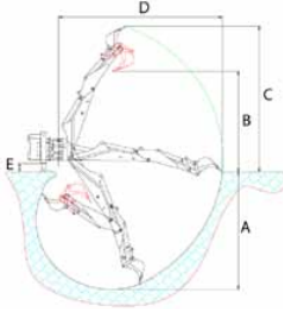
## 2.3 U.EMME

Firma vyrábí podkop s ramenem posuvným po rámu. Tyto podkopy jsou navrženy speciálně na použití na zemědělských traktorech od 15 do 100 HP. Firma vyrábí celkem devět modelových řad, které jsou charakteristické svojí spolehlivostí a univerzálností. Každý model je vybaven dvěma hydraulickými válci pro otočení výložníku o 180°. Stabilitu zajišťují dvě výsuvné podpěry s nezávislými okruhy. V souladu s předpisy (CEN-EN 16246-2012) má, každý podkop spojovací systém, který upevňuje rám podkopu k traktoru. Čepy hlavních spojů jsou vyrobeny z tvrzené ratifikované oceli. Součástí podkopu je nezávisle čerpadlo, které se připojuje k vývodovému hřídeli traktoru (není použity kardan na přenos kroutícího momentu). [4]



Obr. 7 Podkop U.EMME [4]

Tab. 4 Parametry podkopů U.EMME [4]

MODELLI <i>MODELS</i>	€ 15	€ 19	€ 21	€ 24	€ 25	€ 28	€ 30	€ 32	€ 35
									
A (mm)	1520	1730	2180	2480	2580	2780	2960	3260	3570
B (mm)	1150	1330	1610	1975	2010	2330	2485	2590	3010
C (mm)	1850	2140	2490	3015	2975	3370	3650	3700	4210
D (mm)	2120	2455	2645	3195	3280	3500	3560	3975	4425
E (mm)	150	150	150	150	150	150	150	150	150
Larghezza telaio (mm.) Frame width (mm.)	1000	1000	1200	1200	1400	1600	1600	1800	1800
Peso (kg.) Weight (kg.)	250	380	450	520	620	750	770	1020	1200
Forza di rottura al dente (Kg.) Digging force (Kg.)	1400	1900	2300	2450	2600	2800	3200	3400	4200



### 3 REŠERŠE HLAVNÍCH ČÁSTÍ STROJE

V této kapitole jsou uvedené alternativy jednotlivých součástí podkopu. Součásti jsou porovnány z hlediska funkčního i cenového.

#### 3.1 TYPY RÁMŮ PODKOPU

Rámy podkopů můžeme rozdělit na dva typy:

- a) Podkop s pevným rámem
  - Větší stabilita
  - Malý dosah výložníku
  - Jednoduchá konstrukce
  - Nízká cena
- b) Podkop s ramenem posuvným po rámu
  - Větší dosah výložníku
  - Umožňuje kopání s hranou traktoru
  - Menší stabilita
  - Složitější konstrukce
  - Větší cenové náklady

Rámy jsou svařeny z ocelových profilů a plechů. Podle typu rámu jsou podpěry buď sklápěcí nebo výsuvné. Připojení k traktoru je nejčastěji řešeno pomocí třibodového závěsu. Táhlo třetího bodu je ale pevně spojeno s rámem podkopu a díky tomu je výška podkopu vůči traktoru pevně daná a nelze manipulovat s hydraulikou vnitřního okruhu traktoru.



Obr. 1 Podkop s pevným rámem [1]



Obr. 4 Podkop s ramenem posuvným po rámu [3]

### 3.2 KONZOLA VÝLOŽNÍKU A ZPŮSOBY OTÁČENÍ

Konzoly se vyrábí jako svařované nebo jako odlitek. Svařené konzoly se ale výhradně používají pro podkopy za traktor. Tvar konzoly závisí především na zvoleném způsobu otáčení. Posuv konzoly po výložníku lze řešit pomocí samostatného hydromotoru nebo pomocí hydrauliky výložníku (Rameno se otočí do polohy, kdy je rovnoběžné s rámem stroje a zapře se o zem, uvolní se hydraulické motory, které konzolu přitlačují k rámu a pomocí pohybu hydromotorů na výložníku posuneme konzolu do potřebné pozice). Otoč konzoly lze řešit:

- Ozubeným hřebenem – Hydromotor je spojen s ozubeným hřebenem a při pohybu je otáčeno s ozubeným kolem, které je pevně spojeno s konzolou výložníku. Toto řešení se dnes již nepoužívá.
- Kyvným hydromotorem – Jedná se prakticky o dvojčinný hydraulický válec. Na pístní tyči je hřebenové ozubení, kterým se při pohybu otáčí hřídel s ozubeným kolem.



Obr. 8 Pohyb otoče OH [4]

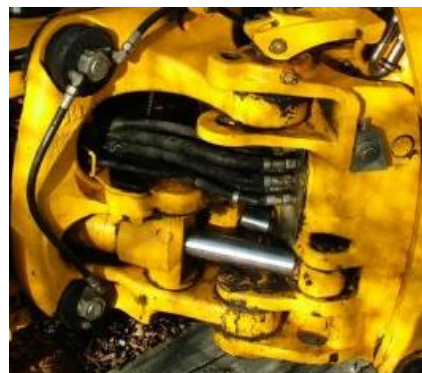


Obr. 9 Pohyb otoče KHM [5]

- Jedním hydraulickým motorem – Hydraulický motor je přímo připevněn ke konzole výložníku. Jedná se o nejdostupnější a cenově nejvýhodnější řešení. Nevýhodou je, že toto připojení neumožňuje otočení výložníku o 180°.
- Dvěma hydraulickými motory – Hydraulické motory jsou připojeny ke konzole výložníku. Jedná se o nejběžnější způsob otáčení konzoly výložníku. Toto řešení umožňuje otáčení výložníku o 180°.



Obr. 10 Pohyb otoče jedním PČHM [6]



Obr. 11 Pohyb otoče dvěma PČHM [7]

### 3.3 VÝLOŽNÍK

Hlavní rameno výložníku má dva základní tvary. První tvar je přímý výložník a je svařen z ocelových plechů. Hydraulický válec je zde umístěn zásadně nad ramenem. Druhý tvar je zalomený výložník. Tento tvar má výhodu v tom, že můžeme kopat do větší hloubky. Naproti tomu má ale nižší nakládací výšku. Hydraulický válec lze umístit nad i pod výložník.



Obr. 12 Přímý výložník [8]



Obr. 13 Zalomený výložník [9]

### 3.4 NÁSADA

K výložníku podkopu je připojena násada, která je opět svařena s ocelových plechů. Násada může být konstruována jako jednoduchá nebo jako teleskopická. Při použití teleskopické násady je nutné zesílení konstrukce. Teleskopická násada zajišťuje prodloužení ramen obvykle o 0,7m a vysunutí je řízeno přímočarým hydromotorem.



Obr. 14 Teleskopická násada [10]

### 3.5 ZVOLENÉ ŘEŠENÍ

Pro vlastní řešení podkopového zařízení jsem zvolil následující řešení součástí:

- **Rám** >> Podkop s ramenem posuvným po rámu: Je to jeden z parametrů zadání diplomové práce. Tento rám umožňuje větší dosah ramene a provádění výkopových prací souběžně s hranou traktoru. Na rámu stroje jsou umístěny nádrže na hydraulický olej, čerpadlo s převodovkou, výsuvné stabilizační podpěry, rozvaděč, chladič hydraulické kapaliny, sedadlo pro obsluhu. Maximální šířka rámu odpovídá maximální šířce traktoru Zetor 7745, která je 1800 mm.
- **Konzola výložníku** >> Ovládaná dvěma hydraulickými motory: Jedná se o nejběžnější způsob otáčení konzoly výložníku. Toto řešení umožňuje otáčení výložníku o 180°. Hydromotory otoče jsou ovládány jednou sekcí rozvaděče. Pevnou pozici konzoly na rámu zajišťují čtyři hydromotory s krátkým zdvihem ovládané jednou sekcí rozvaděče. Posun konzoly výložníku po rámu zajišťuje hydraulika výložníku.
- **Výložník** >> Přímý výložník: Výhodou je jeho jednoduchá konstrukce a dostatečný dosah. Hydromotory mají funkci tlumení v koncových polohách, aby píst plynule dojížděl do koncové polohy a nenarážel na víko válce.
- **Násada** >> Bez teleskopického prodloužení: Výhodou je jednoduchá konstrukce a zajištění dostatečného dosahu ramene. Hydromotor umístěný na násadě má opět funkci tlumení v koncových polohách. Rozměry násady jsou voleny tak, aby bylo možné připojení podkopové lžice pro stroj Komatsu WB93 a WB97 nebo lžice pro stroj JCB 2CX.

## 4 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ PODKOPU

Tato kapitola se zabývá zvoleným konstrukčním řešením a popisem jednotlivých konstrukčních celků podkopového stroje.



Obr. 15 Podkopový stroj

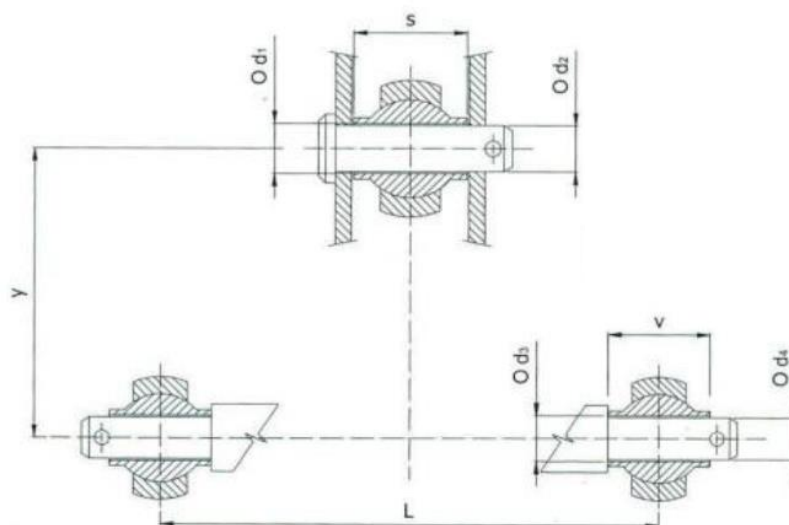
### 4.1 RAMENO PODKOPU

Rameno podkopu je uloženo na rámu stroje a skládá se z výložníku, konzoly výložníku, násady, lopaty a z hydromotorů. V každém kloubu je umístěn čep s mazací drážkou, která přivádí mazivo ke kluznému ložisku. Natáčení celého výložníku umožňují dva hydromotory. Výhodou této konstrukce rámu je možnost přesunout rameno výložníku podél rámu podkopu a díky tomu můžeme kopat zároveň s hranou traktoru.

### 4.2 UPEVNĚNÍ RÁMU PODKOPU K TRAKTORU

Pro upevnění návěsných zařízení za traktor se používá tříbodový závěs. Hlavní rozměry tříbodových závěsů jsou normalizovány výrobci traktorů a zemědělských strojů. V rámci unifikace připojování strojů musí výrobce respektovat mezinárodní normu ISO 789-1, která určuje hlavní rozměry připojovacích bodů traktorů a zemědělských strojů. [11]





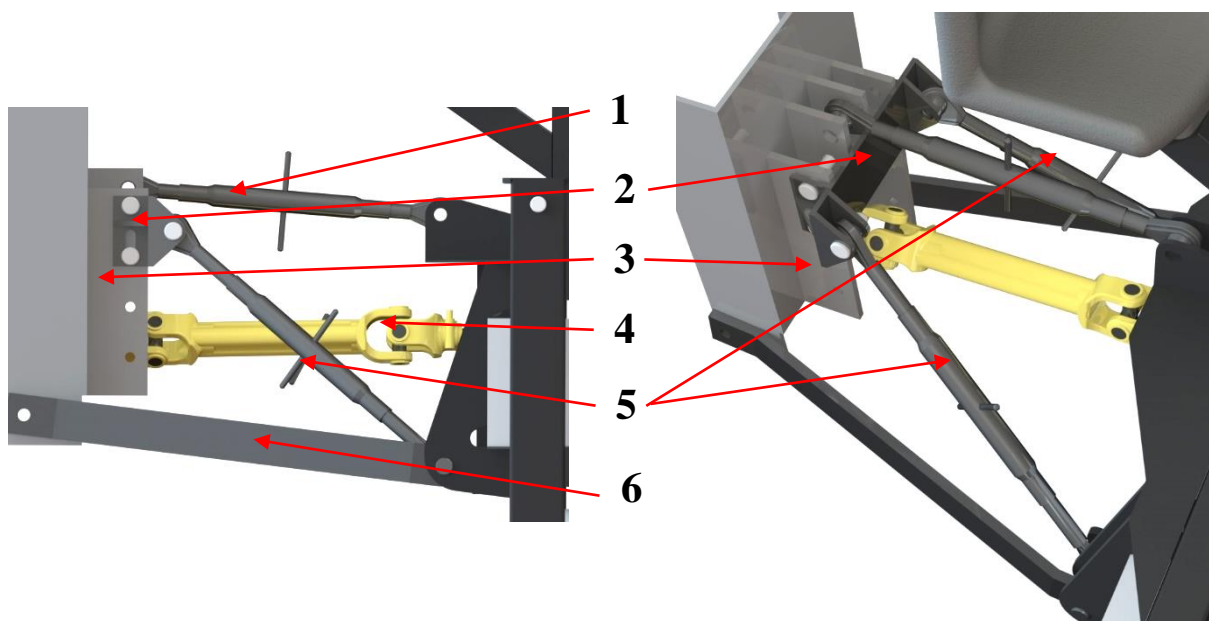
Obr. 16 Hlavní rozměry tříbodového závěsu traktoru [11]

Tab. 5 Normalizované rozměry tříbodového závěsu traktoru [11]

Označení	Kategorie				
	1	2	3	4L	4H
Výkon motoru do [kW]	48	92	185	350	350
d1 [mm]	19	25,5	31,75	45	45
d3 [mm]	22	28	36,6	50,8	50,8
v [mm]	35	45	45	57,5	57,5
y [mm]	460	610	685	685	1100
L [mm]	718	870	1010	1220	1220

Tříbodové závěsy traktorů jsou rozděleny do čtyř kategorií a čtvrtá je dělena na dvě skupiny 4L a 4H viz Tab. 5. Tříbodový závěs je tvořen horním táhlem, rameny zvedacího ústrojí, zvedacími táhly a dolními táhly. Dolní a horní táhlo mají závěsné automatické háky umožňující rychlé připojení a odpojení nářadí. Závěsné automatické háky jsou vybaveny samojistícími západkami pro zajištění závěsu traktoru na nářadí.

Standartní připojení výrobců, tedy připojení dvou vzpěr k třetímu bodu traktoru není dostatečně tuhé a podkopy má tendenci se zvedat. Na obsluhu navíc působí nepříjemné rázy.



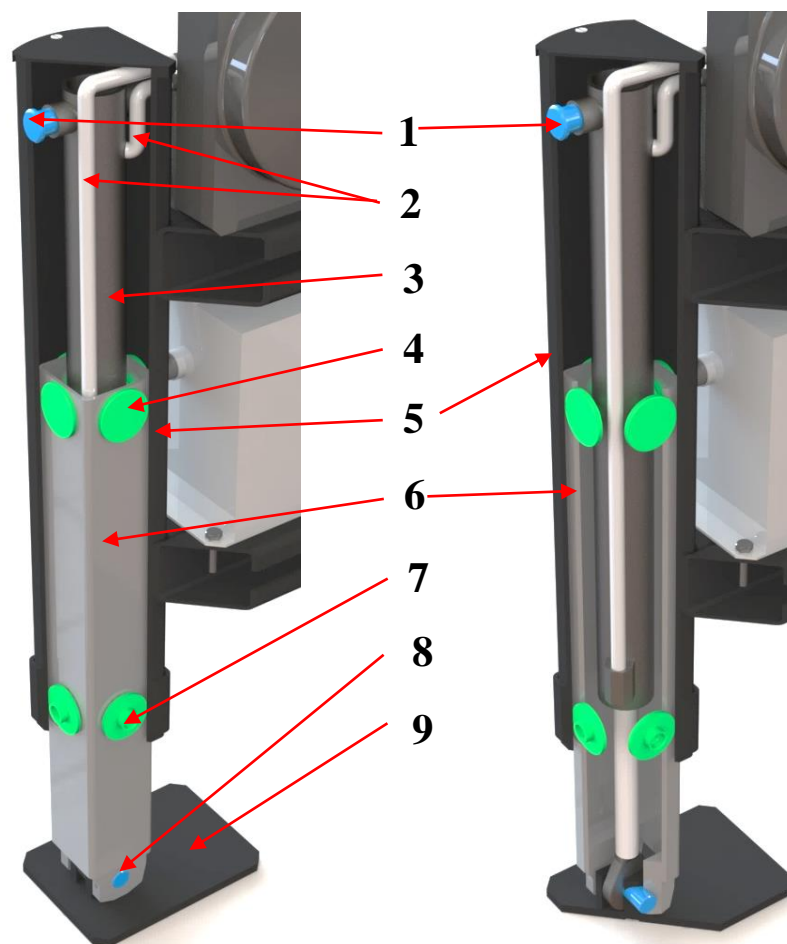
Obr. 17 Upnutí podkopu k traktoru

Z těchto důvodů bylo výsledné řešení poněkud upraveno. Standartem se tedy stal třibodový závěs, který se skládá ze dvou ramen (6) a třetího bodu (1). Abychom zajistily, že se podkop nebude zvedat, tak jsou zde použity dvě nastavitelné vzpěry (5). Vzpěra (5) má společný čep s ramenem (6) a vede do svařeného dílu (2). Svařený dílec (2) je připojen čtyřmi čepy ke konzole etážového závěsu (3), který dokáže přenášet maximální tahovou sílu traktoru. Toto připojení by mělo zajistit dostatečnou tuhost. Po připojení nelze měnit výšku ramen (6) pomocí hydrauliky traktoru. Vzdálenost podkopu od země lze ale měnit pomocí vzpěr (5).

Výrobci podkopových zařízení také připojují čerpadlo s převodovkou přímo na výstup vývodového hřídele traktoru. Toto připojení je ale časově náročné. Místo tohoto připojení bylo čerpadlo s převodovkou umístěno na rám podkopu a je spojeno s vývodovým hřídelem kardanem (4).

### 4.3 STABILIZAČNÍ PODPĚRY

Výsuvné podpěry jsou nezbytnou součástí všech podkopů za traktor a slouží k zlepšení stability při manipulaci s ramenem podkopu. Podpěry jsou umístěné na konci rámu podkopu a každá z podpěr je ovládaná nezávislým hydraulickým motorem. To umožňuje vyrovnání celého stroje do vodorovné pozice i při sklonu zeminy. Vedení stabilizační podpěry je zajištěno pomocí dvou uzavřených profilů (5,6). Uzavřený profil (5) je přivařen k rámu podkopu a do něj je zasunut profil (6). Mezi stěnami těchto profilů jsou umístěny skupiny skluzů, které zajišťují jejich přesné vedení. Skupina skluzů (4) je připevněna k výsuvnému uzavřenému profilu (6) a při vysouvání podpěry se pohybuje. Skupina skluzů (7) je připevněna k profilu (6) a jejich pozice je pevná. Výsuv podpěry zajišťuje hydromotor (3). Nepohyblivá část hydromotoru je uložena v uzavřeném profilu (5) pomocí čepu (1). Pohyblivá část je uložena v profilu (6) a je spojena čepem (8) s opěrnou plochou podpěry (9). Toto uložení umožňuje natáčení opěrné plochy kolem osy čepu (8). Natočení je ale omezeno na úhel 30° na každou stranu pomocí dorazů. Vedení hydraulického oleje umožňují dvě potrubí (2).

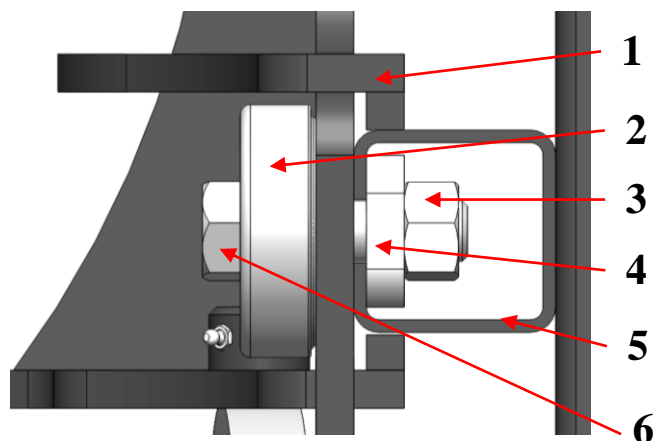


Obr. 18 Řez stabilizačními vzpěrami

#### 4.4 ULOŽENÍ KONZOLY VÝLOŽNÍKU NA RÁMU PODKOPU

Při rýpání a přemísťování zeminy vznikají v rameni podkopu četné rázy. Z tohoto důvodu by měla být konzola výložníku pevně spojena s rámem stroje. Nejčastějším řešením je použití hydraclampu (2). Jedná se o hydraulický motor s krátkým zdvihem. Skrz tento hydromotor je prostrčen šroub (6), který je uchycen v závitě silného plechu (4). Aby nedocházelo k pootočení šroubu je ještě zajištěn maticí (3). Plech (4) dosedá na plochu C profilu (5). Při uvolnění hydraclampu vznikne mezera mezi C profilem (5) a konzolou výložníku (1), díky čemuž můžeme výložník přesunout po rámu a následně zajistit hydraclampem.

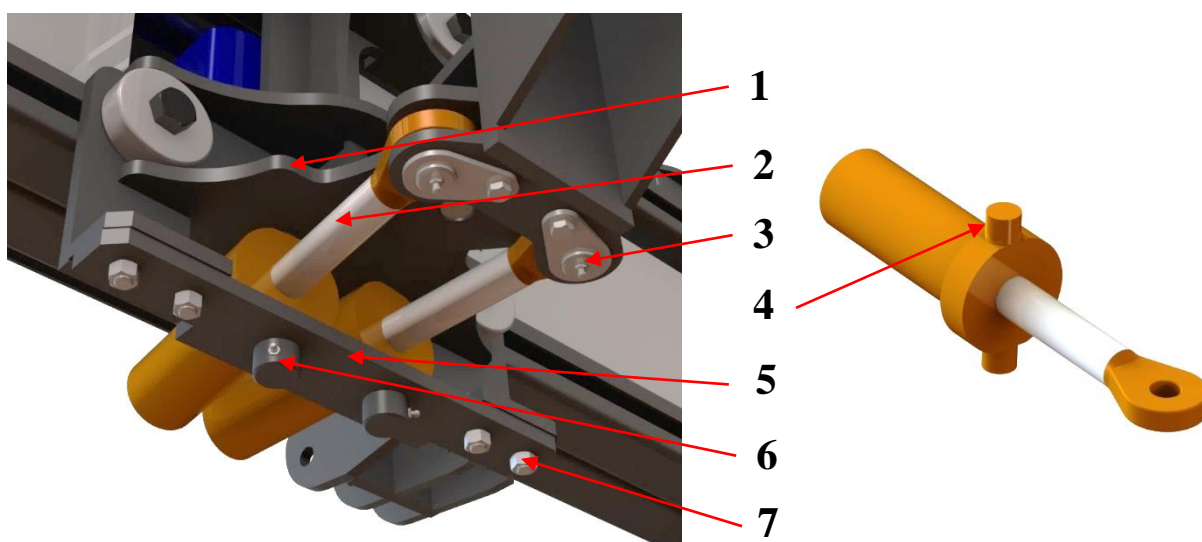




Obr. 19 Uložení konzoly výložníku

#### 4.5 OTOČ VÝLOŽNÍKU

Pro otáčení výložníku byl zvolen způsob pomocí dvou hydromotorů (2). Jedná se o nejběžnější způsob otáčení konzoly výložníku, které umožňuje otočení o 180°. Válec hydromotoru je upevněn pomocí objímky s čepy (4), což je jedna z nabízených variant výrobce. Čepy hydromotoru (4) jsou uloženy v kluzných ložiskách, která jsou umístěna v konzole výložníku (1) a v spodní desce (5). Každé kluzné ložisko lze mazat pomocí maznic (6) na konzole a spodní desce. Výsuvný část hydromotoru je upevněna v otoči výložníku pomocí čepu s mazací drážkou (3). Spodní deska (5) je připevněna ke konzole pomocí čtyř šroubů (7). Přímočaré hydromotory zde nejsou vybaveny tlumením v koncových polohách. Konzola výložníku byla upravena tak, aby při pootočení ramene o 90° se otoč výložníku opřela o doraz.

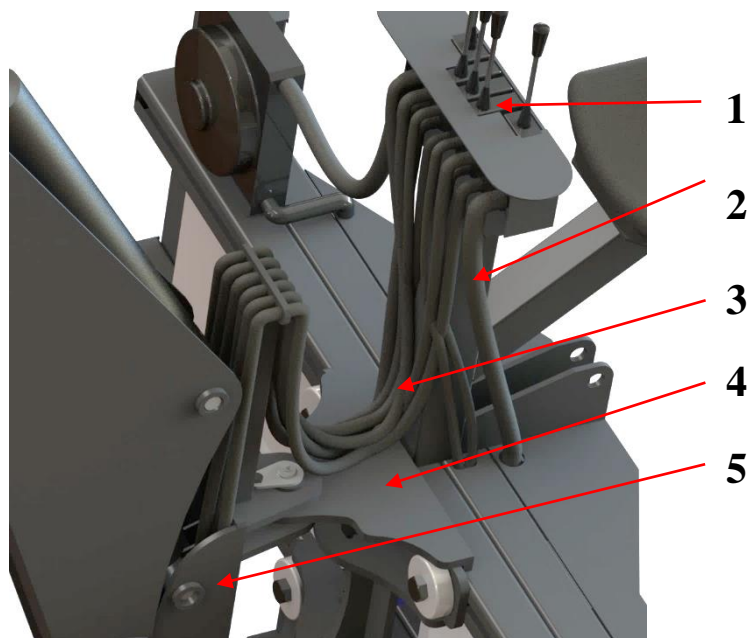


Obr. 20 Detail otoče výložníku

#### 4.6 VEDENÍ HYDRAULICKÝCH HADIC

Hydraulická hadice (2) vede kapalinu z čerpadla do rozvaděče (1). Jednotlivé hydraulické hadice jsou pak vedeny přes volnou smyčku (3) k jednotlivým hydromotorům na výložníku. Smyčka (3) zajišťuje, že i při posunutí konzoly výložníku do krajní pozice nedojde u hadic

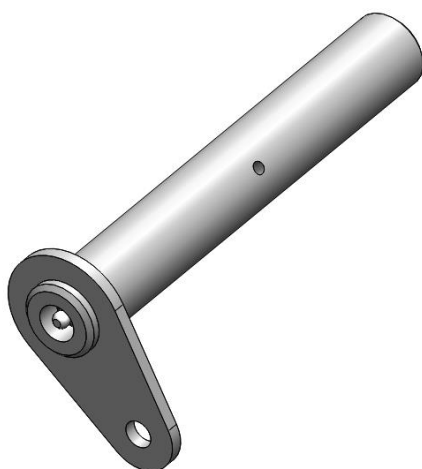
k překročení doporučeného poloměru ohybu. Skupiny hadic jsou pak ještě ovázány opletem, který svazuje hadice do skupiny. Při návrhu celého výložníku bylo uvažováno s tím, aby doporučený poloměr ohybu nebyl překročen.



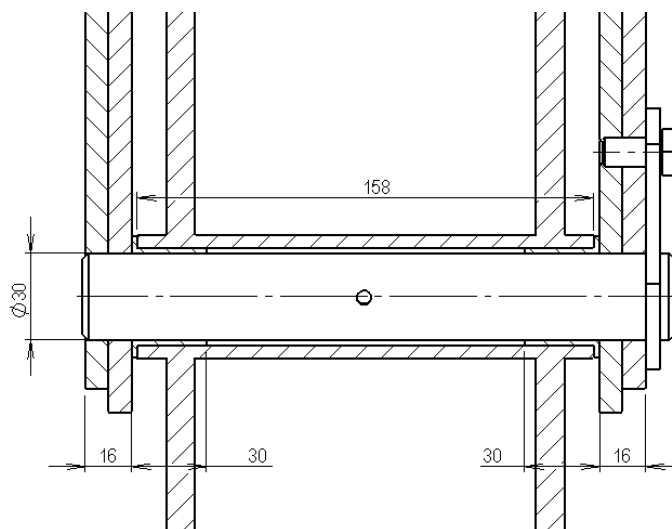
Obr. 23 Vedení hydraulických hadic

#### 4.7 ČEPY

Čep bývá pevně spojen s jednou částí mechanismu, aby docházelo k natáčení pouze v ložisku. První variantou je čep s přivařeným plechem a otvorem pro šroub, se kterým se spojí s konstrukcí. Tím je realizováno axiální i radiální zajištění. Díky tomu nemusíme čep zajistit z druhé strany. Druhou variantou je každý z pohybů omezit z jedné strany. Z jedné strany je přivařen plech, který zamezuje otáčení čepu a z druhé strany je jištěn axiálně (závlačkou, maticí, kolíkem atd..)



Obr. 21 Čep s mazací drážkou



Obr. 22 Uložení kluzných ložisek

Na podkopy byly zvoleny přímočaré hydromotory podobným velikostí, což umožnilo v celém ramenu podkopy zvolit stejný průměr čepů. V každém čepu je navrtána mazací drážka, která vede mazivo přímo k ložisku. Mazací hlavice byla zapuštěna do čepu, aby nebyla poškozena při pohybu ramene.

#### 4.8 KLUZNÁ LOŽISKA

Bylo zvoleno ložisko pro těžké zatížení od firmy SKF z kompozitu POM. 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 ložisky bezúdržbovými. Vyžadují minimální údržbu a hodí se do těžce namáhaných uložení. Díky zásobníkům maziva v kluzné vrstvě se mimořádně dobře uplatní v uloženích, která ohrožují nečistoty z pracovního prostředí a která nelze pravidelně domazávat. Tato kluzná ložiska se vyznačují následujícími vlastnostmi: [12]

- Provoz bez údržby
- Velmi nízké tření
- Vysoká únosnost
- Vysoká kluzná rychlost
- Malá provozní vůle

#### Kontrola na dovolený tlak

$$P_{max} = \frac{F_l}{D_l \cdot L_l \cdot 2} = \frac{110000 \text{ N}}{30 \text{ mm} \cdot 30 \text{ mm} \cdot 2} = 61,1 \text{ MPa} \quad (1)$$

$$P_{max} < P_{dov} \gggg 61,1 \text{ MPa} < 250 \text{ MPa} - \text{vyhovuje}$$

Kde:  $D_l$  [mm] .....průměr čepu s mazací drážkou  
 $L_l$  [mm] .....délka kluzného ložiska  
 $F_l$  [N] .....maximální zatěžující síla ložiska  
 $P_d$  [N/mm] .....kontaktní tlak

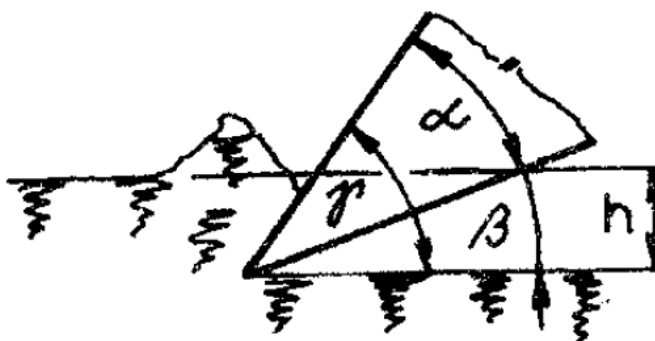
## 5 GEOMETRIE NÁSTROJE, VÝPOČET HLOUBÍČÍ SÍLY A RYPNÉHO ODPORU

Kapitola se zabývá popisem geometrie nástroje, definicí hloubičích sil podle normy, stanovení rypného odporu lžice podkopu a stanovením celkové rypné síly výložníku. V poslední části kapitoly jsou porovnávány zjištěné síly s ostatními podkopovými stroji.

### 5.1 GEOMETRIE NÁSTROJE

Základními nástroji pro řezný proces je svislý a vodorovný nůž. Spojením vodorovného a svislého vznikne řezný obvod, který je základem řezné části lopatových nástrojů. Geometrie nástroje je určena třemi hlavními úhly, které mají vliv na řezný proces. [13]

- Úhel břitu  $\alpha$  - ovlivňuje tuhost řezného nástroje. Optimální velikost je od  $20^\circ$  do  $30^\circ$ .
- Úhel hřbetu  $\beta$  - zabraňuje tření spodní plochy nástroje o zeminu. Optimální velikost je od  $3^\circ$  do  $8^\circ$ .
- Úhel řezu  $\gamma$  - ovlivňuje spotřebu energie na rozpojování. Je dán součtem úhlu břitu a hřbetu řezného nástroje. Optimální velikost řezné síly dostaneme, když se hodnota úhlu bude pohybovat od  $20^\circ$  do  $40^\circ$ . [13]



Obr. 24 Řezné úhly nože [13]

V případě, že použijeme lopatu se zuby, můžeme snížit řezný odpor o (10 – 20)%. Další předností nástrojů vybavených zuby je snazší pronikání do tvrdých zemín, což je způsobeno koncentrací rypné síly na břitu zubu => 2x – 2,5x větší rypná síla. [13]

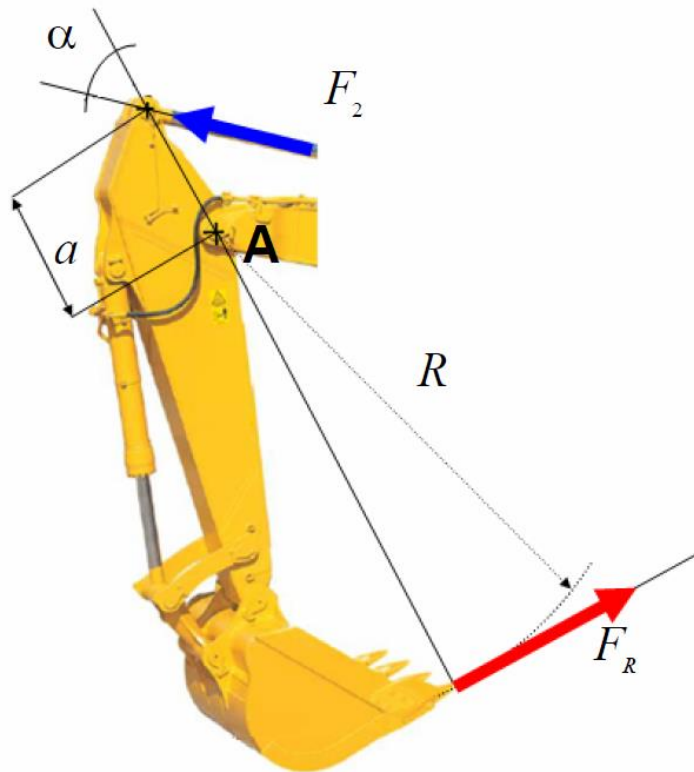
### 5.2 HLOUBÍČÍ SÍLY

Pracovní činností podkopové lžice při vnikání do zeminy nebo materiálu, ale i pohybem záběru lžice pracovním materiálem, dochází ke kontaktu, reakci na plochách zubu, resp. korunce zubu, s dolovaným materiálem. V tom okamžiku na řezných plochách zubu vznikají síly, které způsobují napětí v konstrukci lžice a dále namáhají i jednotlivé části pracovního zařízení. Tyto síly se označují jako rozpojovací resp. *hloubičí síly*.

Směr a velikost působení se dá jen velmi obtížně posoudit, protože odpor zeminy proti rozpojování se mění nahodile. Výrobci zemních strojů tyto síly určují podle normy ČSN ISO 6015 (277030). Norma je vymezuje na dvě a nazývá je *rypnou* a *vylamovací silou*. [14]

### 5.2.1 RYPNÁ SÍLA

Rypná síla je stanovena jako síla na rypné ploše špičky zubu způsobená silou hydromotoru násady  $F_2$  a ramenem pracovního nářadí  $a$ ,  $R$ . Tato síla se měří tangenciálně ke kruhovému oblouku o poloměru  $R$ . Maximální hodnoty dosáhne v případě, kdy svírá násada s hydraulickým válcem úhel  $\alpha = 90^\circ$ .



Obr. 25 Směr rypné síly [15]

$$F_{Rmax} = \frac{F_2 \cdot a \cdot \sin \alpha}{R} = \frac{90000 \text{ N} \cdot 278 \text{ mm}}{2055 \text{ mm}} = 12,2 \text{ kN} \quad (2)$$

Kde:  $F_{Rmax}$  [N] ..... rypná síla na zubech podkopové lžice

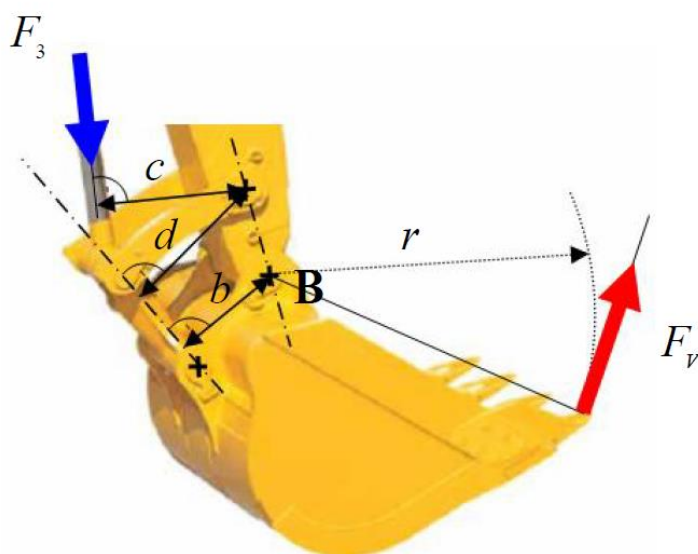
$F_2$  [N] ..... síla vyvolaná hydromotorem násady

$a$  [mm] ..... vzdálenost od čepu hydromotoru po otočný kloub výložníku

$R$  [mm] .... poloměr otočného kloubu násady

### 5.2.2 VYLAMOVACÍ SÍLA

Vylamovací síla se stanovuje jako síla na ploše špičky zubu a je způsobena silou, kterou vytváří hydromotor na lžici  $F_3$ . Vylamovací síla je kolmá ke spojnici otáčení lžice, která působí ve směru pohybu lžice a leží na ploše špičky zubu.



Obr. 26 Směr vylamovací síly [15]

$$F_{Vmax} = \frac{c \cdot b \cdot F_3}{d \cdot r} = \frac{278 \text{ mm} \cdot 274 \text{ mm} \cdot 70000 \text{ N}}{258 \text{ mm} \cdot 886 \text{ mm}} = 23,3 \text{ kN} \quad (3)$$

Kde:  $F_{Vmax}$  [N] ..... vylamovací síla zubů lžice

$F_3$  [N] ..... síla vyvolaná hydromotorem lžice

$c$  [mm] ..... vzdálenost kolmice od hydromotoru lžice k úchytnému čepu na násadě

$d$  [mm] ..... vzdálenost kolmice spojovací vřpěry k úchytnému čepu na násadě

$b$  [mm] ..... vzdálenost kolmice spojovací vřpěry k úchytnému čepu na násady k lžici

$r$  [mm] ..... poloměr otočného kloubu lžice

### 5.3 RYPNÝ ODPOR

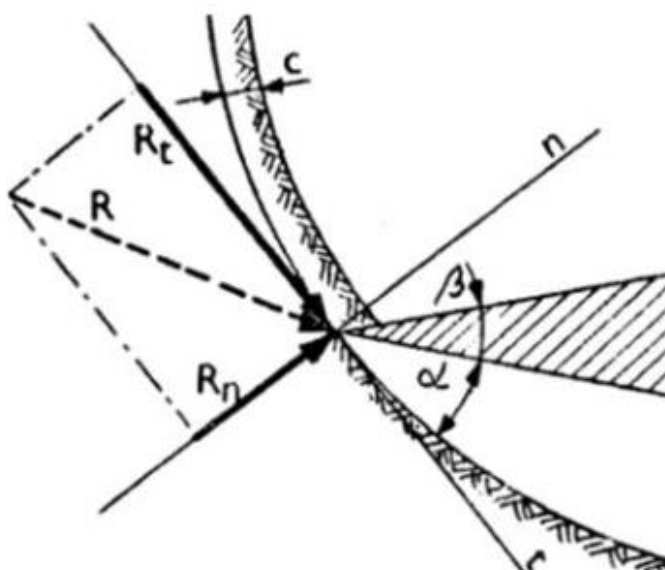
Celkový odpor, kterým těžená zemina působí na pracovní nástroj, má obecný směr. Celkový odpor rozkládáme na tečnou složku, která působí proti pohybu nástroje a normálovou složku, která působí kolmo na tento pohyb. [13]

$$R_o = \sqrt{R_t^2 + R_n^2} \quad (4)$$

Kde:  $R_o$  [N] ..... rypný odpor

$R_t$  [N] ..... tečná složka rypného odporu

$R_n$  [N] ..... normálová složka rypného odporu



Obr. 27 Složky rypného odporu [16]

**Tečná složka rypného odporu**

$$R_t = R_1 + R_2 + R_3 \quad (5)$$

Kde:  $R_1$  [N] ..... odpor proti řezání třísky

$R_2$  [N] ..... odpor tření mezi lopatou a zemínou

$R_3$  [N] ..... odpor proti přemístování zeminy do lopaty

Velikost odporů  $R_1$  a  $R_3$  se pro zjednodušení nahrazuje korekčním součinitelem  $k_{cut}$ , který se zjišťuje experimentálně.

$$R_t = k_{cut} \cdot S_t = k_{cut} \cdot h \cdot b_l \quad (6)$$

Kde:  $k_{cut}$  [MPa] . odpor zeminy

$S_t$  [m] ..... plocha odebírané třísky

$h$  [m] ..... hloubka řezu

$b_l$  [m] ..... šířka lopaty

Tab. 6 Doporučené hodnoty měrných odporů [13]

Popis zeminy	Třída zeminy	$k_{cut}$ [MPa]
Písek, kyprá hlinitopísčítá zemina	1	0,01 – 0,03
Písčito-hlinitá zemina, vlhká hlína	2	0,03 – 0,06
Hutná písčito-hlinitá zemina, rozkypřená	3	0,06 – 0,13
Těžce rozpojitelná hlína, jílovitá hlína	4	0,13 – 0,25

**Normálová složka rypného odporu**

$$R_n = R_t \cdot k_r \quad (7)$$

Kde:  $k_r$  [-]..... korekční součinitel

**5.3.1 VÝPOČET RYPNÉHO ODPORU PRO LOPATU BEZ ZUBŮ**

$$R_t = k_{cut} \cdot h \cdot b_l = 0,19MPa \cdot 10^6 \cdot 0,2m \cdot 0,4m = 15200N$$

$$R_n = R_t \cdot k_r = 15200N \cdot 0,2 = 3040N$$

**Celkový rypný odpor pro lžici bez zubů**

$$R_o = \sqrt{R_t^2 + R_n^2} = \sqrt{15200N^2 + 3040N^2} = 15501N \quad (8)$$

**5.3.2 VÝPOČET RYPNÉHO ODPORU PRO LOPATU SE ZUBY**

$$R_t = k_{cut} \cdot h \cdot b_l = 0,19MPa \cdot 10^6 \cdot 0,2m \cdot 0,2m = 7600N$$

$$R_n = R_t \cdot k_r = 7600N \cdot 0,2 = 1520N$$

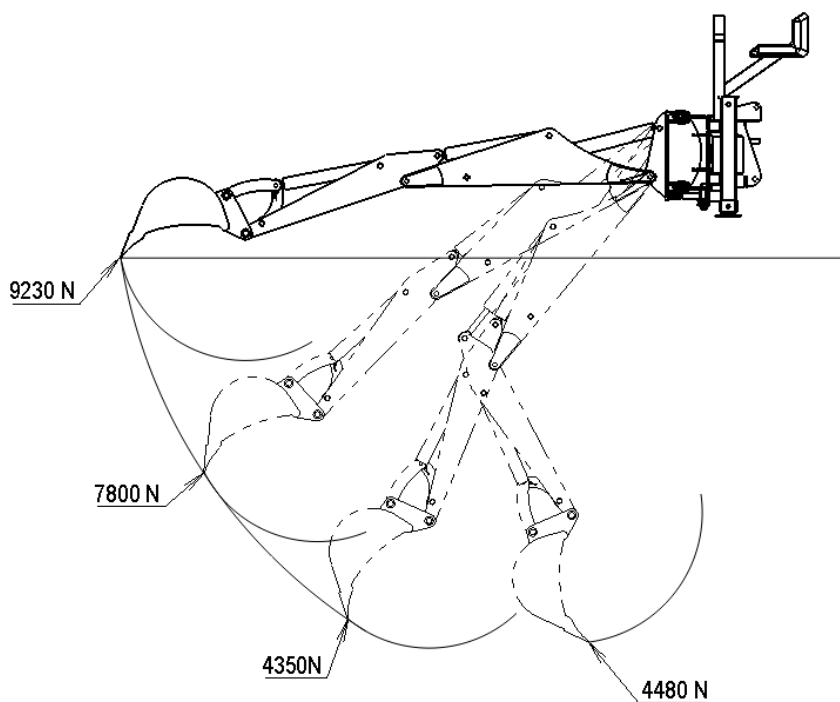
**Celkový rypný odpor pro lžici se zuby**

$$R_o = \sqrt{R_t^2 + R_n^2} = \sqrt{7600N^2 + 1520N^2} = 7750N$$

**5.4 SKUTEČNÁ RYPNÁ SÍLA VÝLOŽNÍKU**

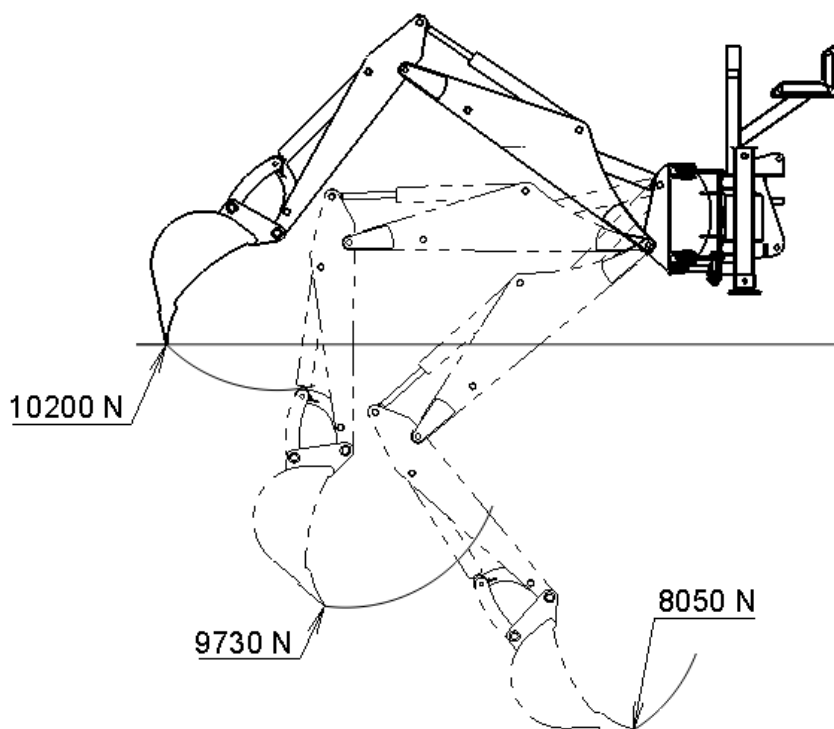
Skutečná rypná síla na hraně zubu závisí na rozložení sil v celém výložníku. Proto bylo nutné udělat celkový statický rozbor výložníku. Silový rozbor celého ramene byl proveden v programu Solidworks pomocí grafické metody. Model sestavy byl propojen pomocí skici se silovým obrazcem a díky tomu bylo možné při pootočení jakékoliv části ramene okamžitě stanovit celkovou rypnou sílu na špičce zubu.





Obr. 28 Stanovení rypných sil 1

Z Obr. 28 a Obr. 29 je patrné, že rypná síla vyvolaná celým výložníkem se mění v závislosti na poloze výložníku, násady a natočení lopaty. Z těchto hodnot byla vybrána jedna síla, která bude reprezentovat celkovou sílu výložníku:  $F_c = 8000\text{N}$



Obr. 29 Stanovení rypných sil 2

## 5.5 POROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ

Výsledky v tabulce ukazují, že při použití podkopových lopat o šířce 300 mm a 400 mm lze provádět výkopové práce téměř v celém rozsahu ramene podkopu, při uvažování těžce rozpojitelne zeminy. Při použití lopaty o šířce 500 mm není síla ramene podkopu dostatečná a musíme buď zmenšit velikost hloubky řezu nebo uvažovat snáze rozpojitelnou zeminu.

*Tab. 7 Velikosti rypných odporů pro jednotlivé šířky lžic*

Šířka podkopových lžic [mm]	Tečná složka $R_t$ [N]	Normálová složka $R_n$ [N]	Celkový rypný odpor $R$ [N]
300	5700	1140	<b>5813</b>
400	7600	1520	<b>7750</b>
500	9500	1900	<b>9688</b>

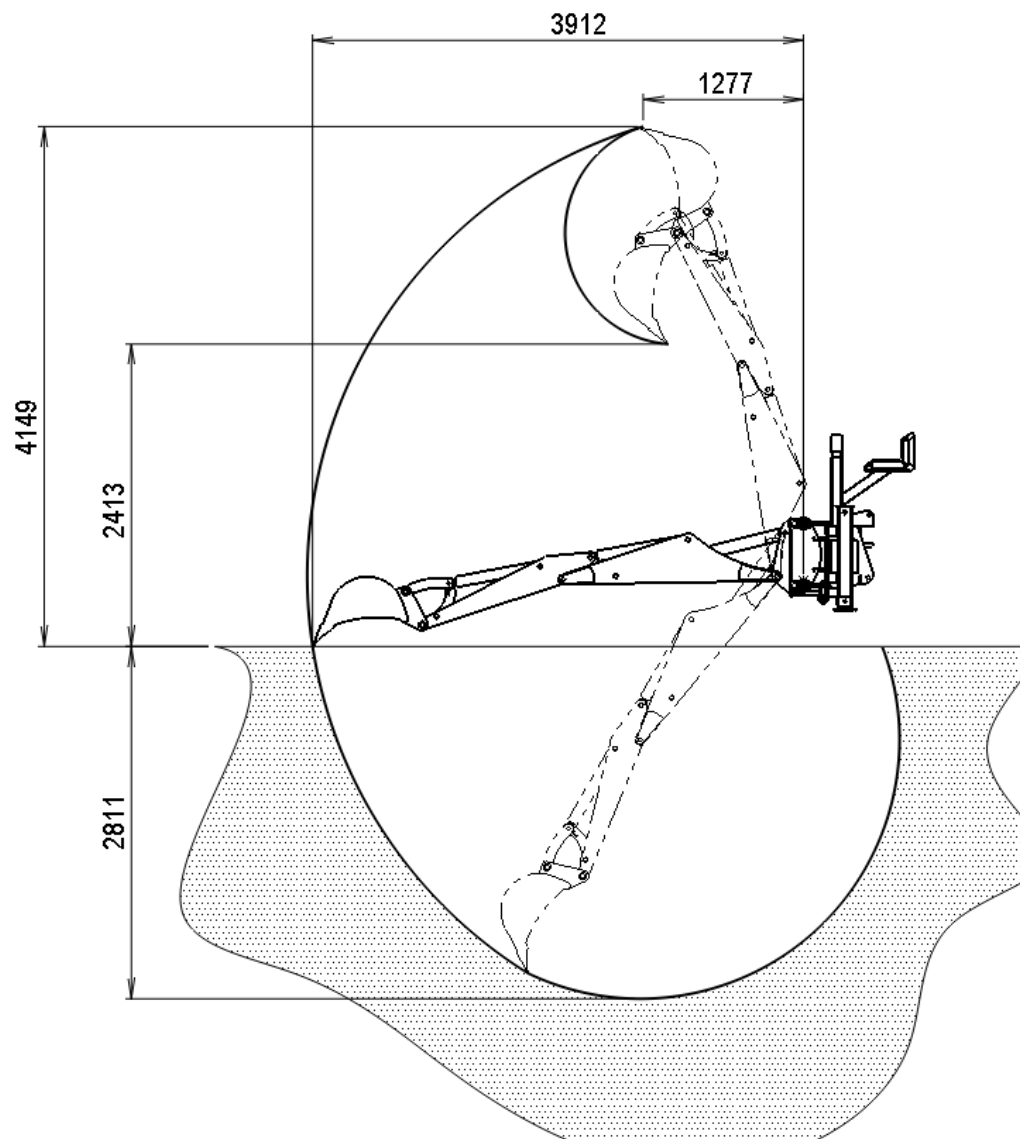
V Tab. 8 jsou porovnány výsledky jednotlivých hloubících sil navrženého stroje s vyráběnými podkopy. Skutečnou rypnou sílu celého ramene podkopu bohužel žádná firma neudává. Z tabulky je jasně viditelný rozdíl mezi podkopovými stroji za traktor a rypadlo-nakladačem (JCB 2CX), který má výrazně větší rypnou a vylamovací sílu. Jedním z důvodů, proč se síly takto liší je, že souprava traktor + podkopový stroj mají nižší hmotnost oproti rypadlo-nakladači a při dalším zvyšování sil podkopového stroje by došlo pouze k tomu, že budeme zvedat celou zadní část traktoru. Tyto silové podmínky jsou vyřešeny v kapitole č. 9.

*Tab. 8 Porovnání hloubících sil jednotlivých strojů*

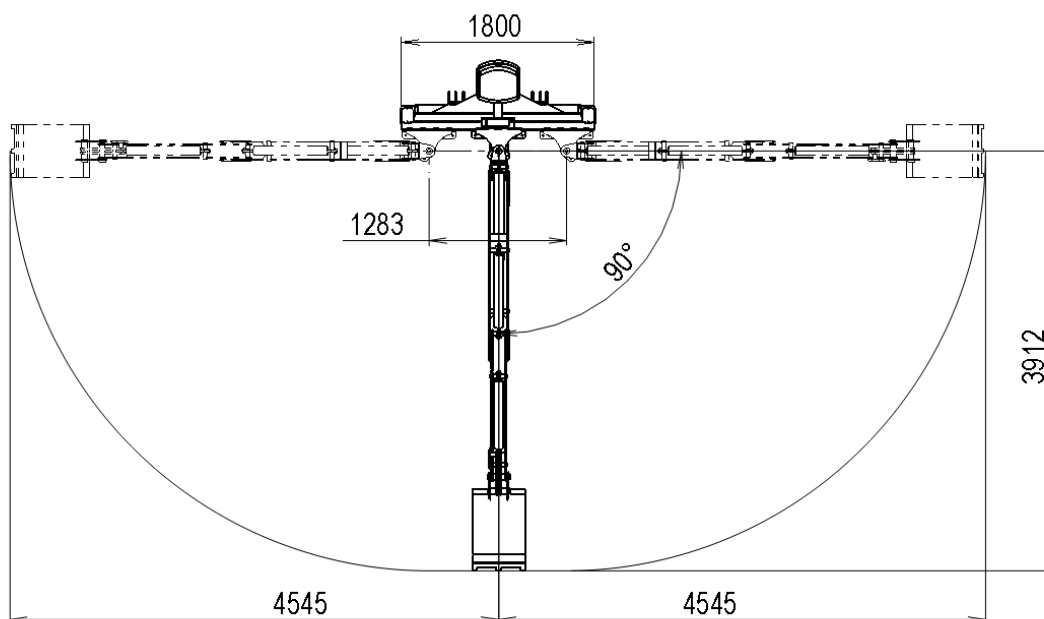
Typ stroje	Vylamovací síla [N]	Rypná síla [N]	Skutečná rypná síla výložníku [N]
Navržený stroj	23300	12200	8000
JCB 2CX	42000	23520	-
Tifermec 70	28000	-	-
U.EMME E28	28000	-	-

## 6 KINEMATICKÁ ANALÝZA A KŘIVKY DOSAHŮ

Kinematická analýza byla provedena v programu Solidworks, kde byly stanoveny krajní pozice. Krajní pozice závisí především na umístění a zdvihu přímočarých hydromotorů. V těchto krajních pozicích byly vyneseny body do skici a tyto body byly následně propojeny křivkou, která vytvořila výsledný rozsah stroje. Na Obr. 30 jsou zobrazeny křivky dosahů v bokorysu stroje.



Obr. 30 Křivky dosahů podkopového stroje



Obr. 31 Křivky dosahů podkopového stroje 2

V Tab. 9 jsou porovnány jednotlivé maximální dosahy s ostatními stroji. Rozměr A představuje maximální dosah ramene podkopy od rámu stroje. Rozměr B značí maximální dosažitelnou hloubku, rozměr C představuje maximální nakládací výšku a rozměr D značí maximální výškový dosah ramene podkopy.

Tab. 9 Porovnání maximálních dosahů s ostatními stroji

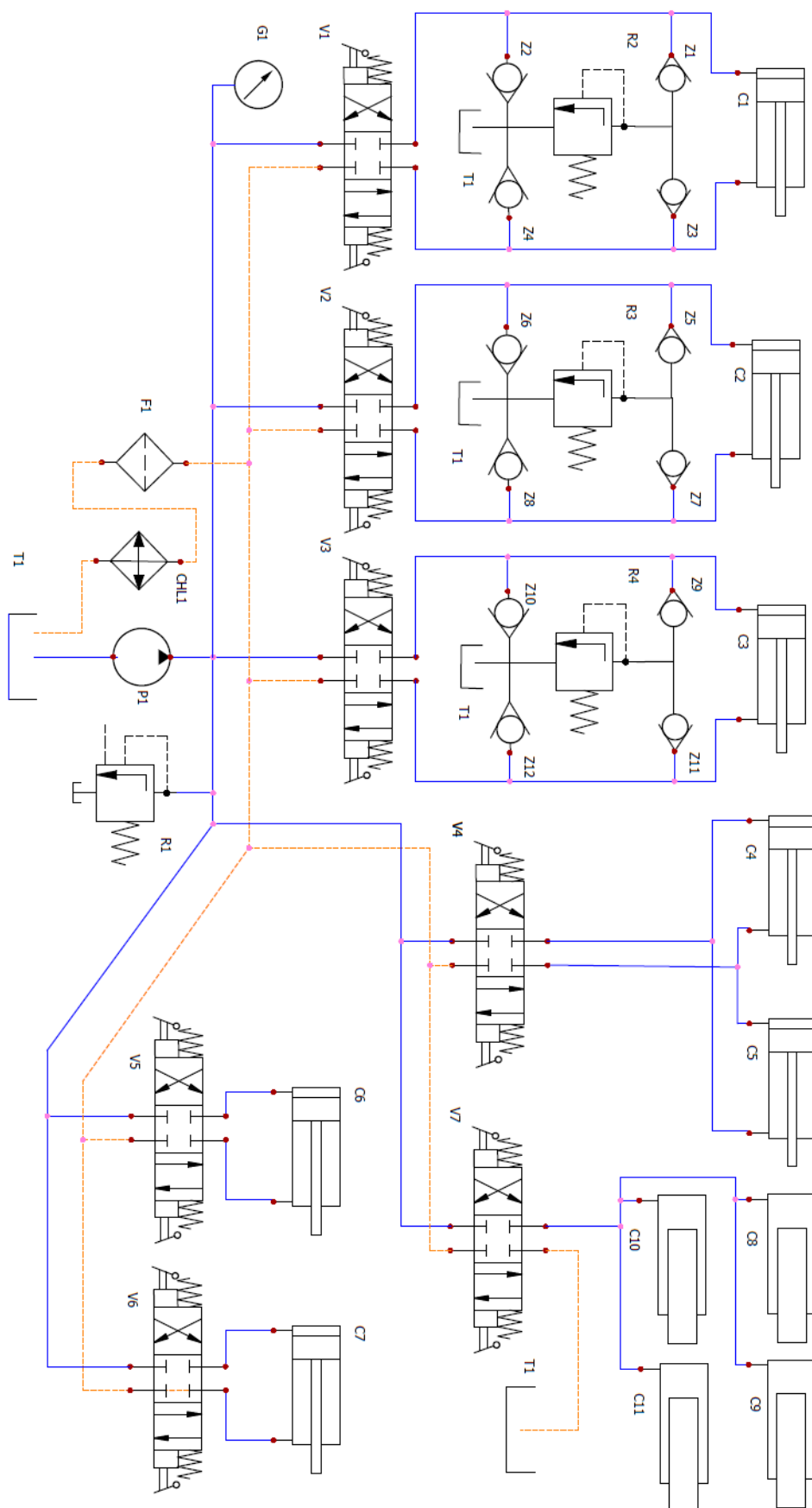
Typ podkopy	A [mm]	B [mm]	C [mm]	D [mm]
Navržený stroj	2811	2413	4149	3912
Tifermec 70 TIX	2700	2500	3500	3500
Enorossi EBM 270	2700	2370	3370	3530
JCB 2CX	3000	2700	4000	3987

## 7 NÁVRH HYDRAULIKY

Tato kapitola se zabývá návrhem a popisem hydraulického obvodu. Dále jsou zde dle výpočtů zvoleny jednotlivé hydraulické komponenty.

### 7.1 HYDRAULICKÉ SCHÉMA

Hydraulické schéma bylo navrženo v programu Solidworks electrical. Pro pohon hydromotorů bylo zvoleno čerpadlo XV-3M/21 v schématu označeno **P1**. Tlaková hadice vede kapalinu z čerpadla do sedmisekčního rozvaděče, z nichž každá sekce je označena jednotlivými symboly **V**. Součástí tohoto sedmisekčního rozvaděče je i redukční ventil **R1**. Před rozvaděčem je ještě umístěn manometr **G1** pro aktuální kontrolu tlaku. Za rozvaděči **V1, V2** a **V3** se nachází sekundární pojišťovací ventil, který brání tomu, aby v hydromotorech **C1, C2** a **C3** nedošlo k překročení povoleného tlaku. Nutnost použití těchto sekundárních pojišťovacích ventilů vyšla z grafického rozboru sil výložníku. Hydromotor **V1** slouží pro ovládání výložníku, hydromotor **V2** uskutečňuje pohyb násady a hydromotor **V3** umožňuje pohyb lopaty. Rozvaděče **V4** slouží pro ovládání dvou přímočarých hydromotorů bez tlumení v koncových polohách, které zajišťují otočení celého ramene podkopy. Rozvaděč **V7** ovládá čtyři plunžrové hydromotory s krátkým zdvihem (Hydraclamp). Tyto hydromotory zajišťují pevné upnutí konzoly výložníku k rámu stroje. Poslední dvě sekce rozvaděčů **V5** a **V6** slouží k ovládání stabilizačních noh podkopy, které jsou zvedány pomocí hydromotorů **C6** a **C7**. Nízkotlaká kapalina z rozvaděče jde nejprve do filtru **F1** dále do chladiče hydraulické kapaliny **CHL1** a nakonec do nádrže **T1**



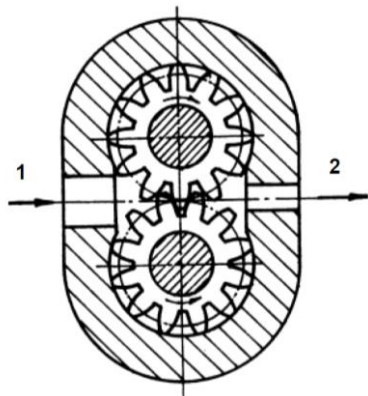
Obr. 32 Schéma hydraulického obvodu

## 7.2 ZVOLENÉ KOMPONENTY

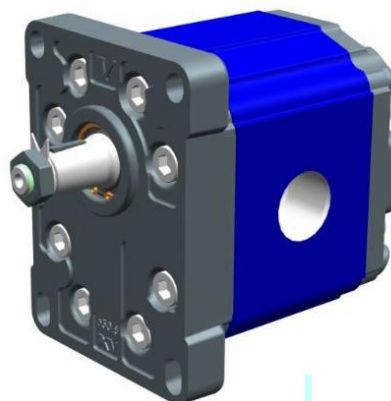
V této kapitole jsou zvoleny jednotlivé komponenty potřebné pro podkopové zařízení.

### 7.2.1 HYDROGENERÁTOR

Pro pohon zařízení byl zvolen zubový hydrogenerátor. Zubové hydrogenerátory jsou neregulační, jednoduché, levné a provozně spolehlivé. Obvykle nevyžadují plnění a v sání snesou i mírný podtlak. Zubový hydrogenerátor tvoří dvojice spoluzabírajících ozubených kol, uložených otočně v tělese hydrogenerátoru.[17]



Obr. 33 Zubový hydrogenerátor [17]

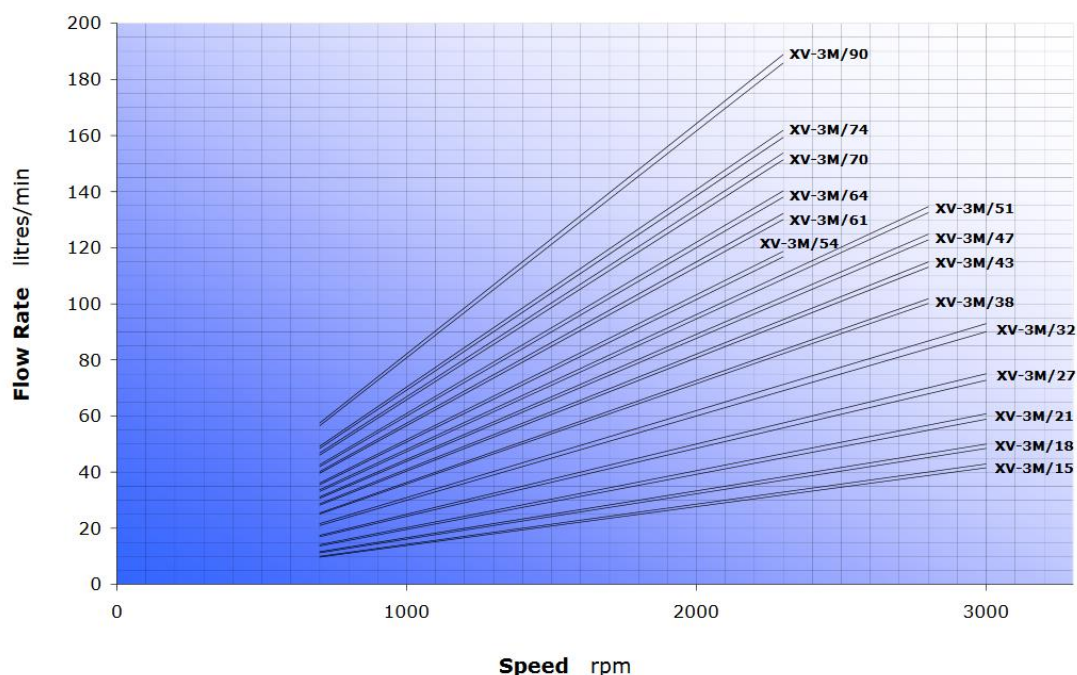


Obr. 34 HG firma Vivolo [18]

Při otáčení kol se plní zubové mezery kapalinou, čímž vzniká ve vstupním sacím prostoru podtlak a kapalina se nasává. Kapalina, která je uzavřena v zubových mezerách, je na obvodu kol kruhovým pohybem dopravována do výtlačného prostoru. V tomto prostoru přichází zuby do záběru, kapalina se uzavírá v zubní mezeře (mezi zuby) a při zmenšujícím se prostoru je stlačována na vysoký tlak (tvorba tepla). Aby se zabránilo většímu průniku tlakové kapaliny z výtlačového prostoru 2 do prostoru sacího 1, musí být u kol stálý záběr zubů. Na ozubená kola v tělese působí kromě sil od kroutícího momentu hlavně síly hydraulické, způsobené tlakovým nevyvážením kol. V sacím prostoru 1 je malý podtlak a ve výstupním prostoru 2 je velký přetlak. Tento rozdíl tlaků působí nepříznivě na ložiska a životnost hydrogenerátoru. [17]

Hydrogenerátor byl zvolen od firmy Vivolo s následujícími parametry:

- Typ: XV-3M/21
- Max výstupní tlak: 25 Mpa
- Dodávka na otáčku: 21,1cm<sup>3</sup>/ot
- Sací a výstupní otvor: 3/4"
- Hmotnost: 7,15kg



Obr. 35 Graf závislosti dodávky na otáčkách HG [18]

### 7.2.2 PŘEVODOVKA

Z Obr. 33 je patrné, že abychom dosáhli požadované dodávky 40l/min, musíme dodržet otáčky čerpadla 1800ot/min. Vývodový hřídel traktorů je možné nastavit buď na 540ot/min nebo na 1000ot/min. Těchto otáček dosáhne vývodový hřídel, když motor dosáhne maximálního výkonu (cca 1800-2000ot/min). Z důvodu nižší spotřeby paliva traktoru by bylo vhodné snížit otáčky motoru na 1500-1600ot/min, kde je nejnižší měrné spotřeba paliva.

Převodovka byla zvolena od firmy Hydroma s parametry:

- Typ: Gearboxes Series 71000
- Převodový poměr: 0,4
- Max vstupní kroutící moment: 46 daNm
- Max výstupní kroutící moment: 18 daNm
- Hmotnost: 8,4kg



Obr. 36 Převodovka S 71000 [19]



$$i_1 = \frac{n_2}{n_3} \gg n_2 = i_1 \cdot n_3 = 0,4 \cdot 1800 \frac{\text{ot}}{\text{min}} = 720 \frac{\text{ot}}{\text{min}} \quad (9)$$

$$i_2 = \frac{n_m}{n_{vh}} = \frac{2200 \frac{\text{ot}}{\text{min}}}{1000 \frac{\text{ot}}{\text{min}}} = 2,2 \quad (10)$$

$$i_2 = \frac{n_1}{n_2} \gg n_1 = i_2 \cdot n_2 = 2,2 \cdot 720 \frac{\text{ot}}{\text{min}} = \mathbf{1584} \frac{\text{ot}}{\text{min}} \quad (11)$$

Kde:  $i_1$  [ - ] .....převodový poměr převodovky S 71000

$n_2$  [ot/min] .....otáčky vývodového hřídele

$n_3$  [ot/min] .....otáčky čerpadla

$i_2$  [ - ] .....převodový poměr mezi jmenovitými otáčkami motoru a vývodovým hřídelem

$n_m$  [ot/min] .....jmenovité otáčky motoru

$n_{vh}$  [ot/min] .....otáčky vývodového hřídele

$n_1$  [ot/min] .....skutečné otáčky motoru

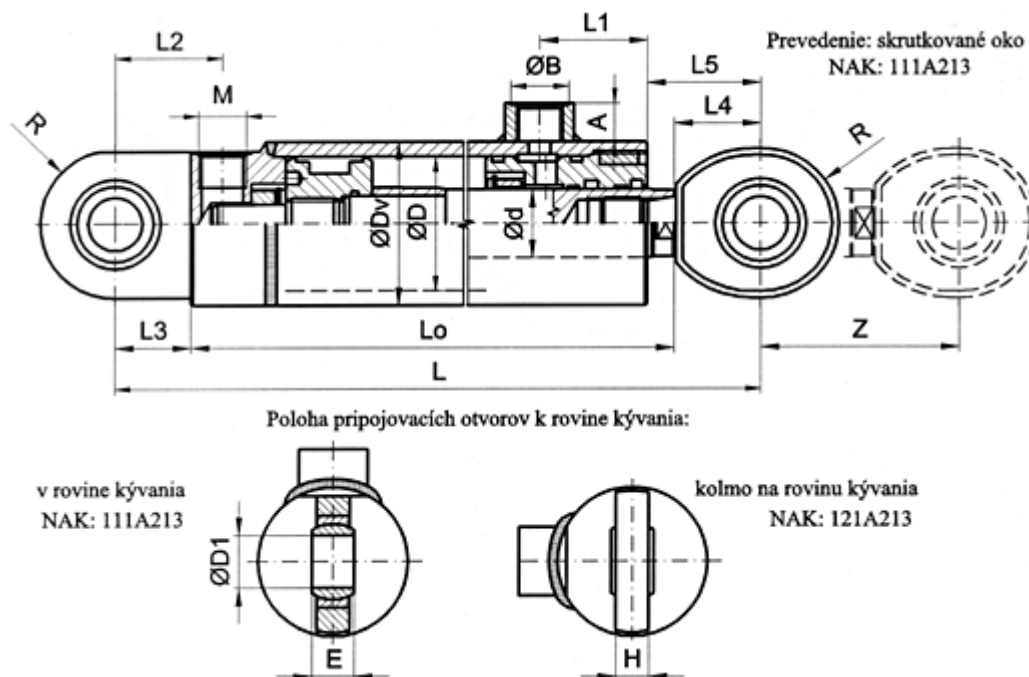
Pro požadované otáčky čerpadla byly přes převodový poměr vypočteny skutečné otáčky motoru tedy 1584 ot/min. Tyto otáčky motoru jsou v oblasti nejnižší měrné spotřeby paliva.

### 7.2.3 HYDROMOTORY

Přímočaré hydromotory jsou rozdělovány na jednočinné a dvojčinné s jednostrannou nebo s oboustrannou (průběžnou) pístnicí, dále na přímočaré hydromotory s plunžrem a teleskopické.

U **jednočinných hydromotorů** je pracovní zdvih pístnice realizován přivedením tlakové kapaliny pod píst. Vratný pohyb je vykonán působením vnějšího zatížení nebo pružiny.

U **dvojčinných hydromotorů** jsou pohyby v obou směrech realizovány přivedením tlakové kapaliny pod nebo nad píst. O těchto hydromotorech hovoříme, že mají diferenciální píst a jejich pístnice bude při stejném průtoku rychleji zasouvána a pomaleji vysouvána v poměru ploch pod a nad pístem. Hydromotor s oboustrannou pístnicí má obě činné plochy stejně velké a umožňuje dosažení stejných rychlostí při stejném průtoku a stejných sil při stejném tlakovém spádu. [17]



Obr. 37 Průřez přímočarým hydromotorem [20]

Pro podkopové zařízení byly pro pohyb s výložníkem, násadou a lopatou zvoleny hydromotory s oboustranným tlumením v koncových polohách. Princip spočívá v postupném zvětšování odporu proti pohybu na výstupu kapaliny z motoru. Tlumení tak zabezpečí zpomalení pohybu pístu v krajní poloze, takže nedochází k naražení pístu do víka a k nežádoucímu snižování životnosti. Hydromotory byly zvoleny od firmy Rerosa.

#### Hydromotor pro výložník: **HRI 95x45/630**

- Průměr válce: 95 mm
- Průměr pístu: 80 mm
- Průměr pístní tyče: 45 mm
- Zdvih: 630 mm

#### Hydromotor pro násadu a lopatu: **HRI 85x36/500**

- Průměr válce: 85 mm
- Průměr pístu: 70 mm
- Průměr pístní tyče: 36 mm
- Zdvih: 500 mm

#### Hydromotor pro výsuvné nohy **HRI 62x25/500**

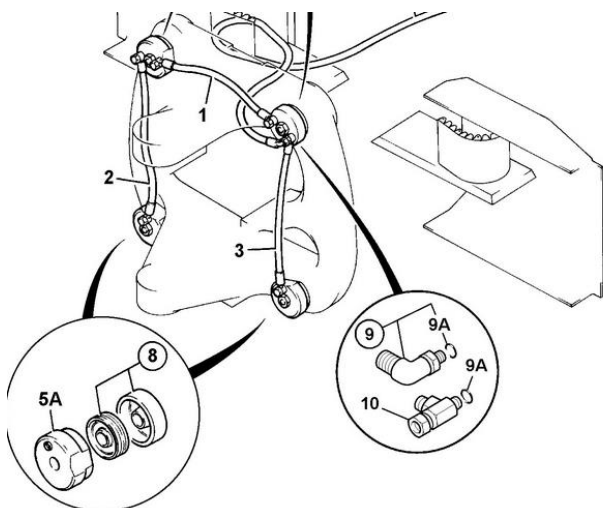
- Průměr válce: 62 mm
- Průměr pístu: 50 mm
- Průměr pístní tyče: 25 mm
- Zdvih: 500 mm

#### Hydromotor pro otoč **HRI 75x36/100**

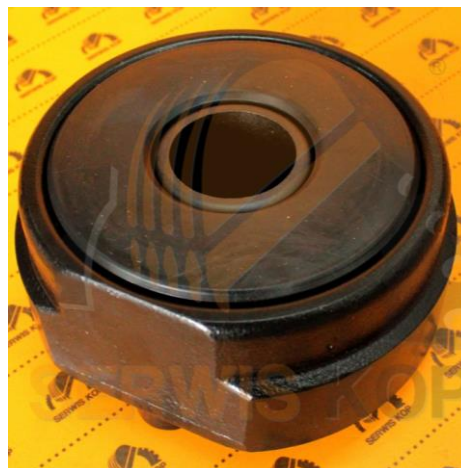
- Průměr válce: 75 mm
- Průměr pístu: 63 mm
- Průměr pístní tyče: 36 mm
- Zdvih: 100 mm

### Hydraclamp

Jedná se o speciální plunžrový hydromotor s nízkým zdvihem. Hydromotor se skládá z válce s jedním dnem, do kterého se nasune píst s těsnicí vložkou. Píst i válec hydromotoru tvoří mezikruží, díky tomu jej snadno připevníme pomocí čepu k rámu stroje. Výrobci podkopových zařízení tyto hydromotory používají pro uchycení konzoly výložníku k rámu podkopu. Při vysunutí pístu dojde k přitlačení konzoly výložníku k rámu stroje a k zajištění jeho přesné pozice.



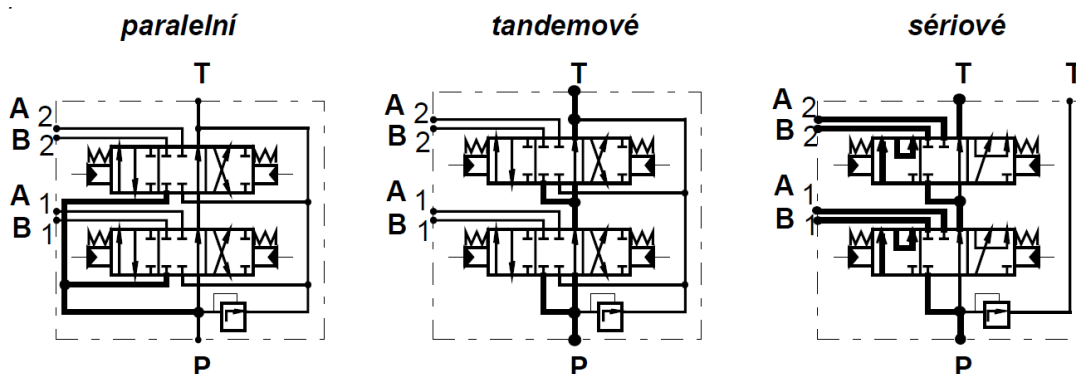
Obr. 38 Schéma umístění Hydraclamu [21]



Obr. 39 Hydraclamp [21]

### 7.2.4 ROZVADĚČ

Rozvaděče slouží pro hrazení průtoků v hydraulických obvodech a umožňují jednoduché řízení směru nebo zastavení pohybu hydraulických motorů. Rozvaděče dělíme na: s přímočarým šoupátkem, s rotačním šoupátkem, ventilové, sedlové. U mobilní techniky mají největší zastoupení především rozvaděče s přímočarým šoupátkem. Ovládání šoupátka pak může být: ruční, mechanické, elektromagnetické, hydraulické nebo elektrohydraulické. Pro ovládání více hydromotorů používáme skupinový šoupátkový rozvaděč. Konstrukční propojení jednotlivých šoupátkových sekcí je: paralelní, tandemové, sériové. [17]



Obr. 40 Propojení sekcí šoupátkových rozvaděčů [17]

- Paralelní propojení: na každou sekci je připojen přívod tlakové kapaliny P. Hydromotory připojené na kanály A1,B1,A2,B2 mohou pracovat samostatně nebo oba

současně. Při současném použití více spotřebičů se kapalina dělí podle poměrů odporů spotřebičů.

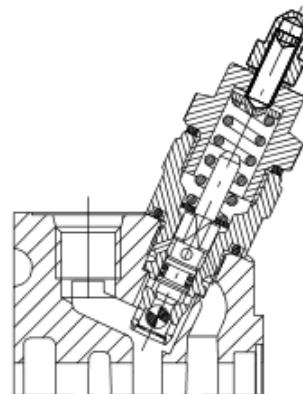
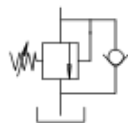
- Tandemové: propojení sekcí umožňuje odtok kapaliny společným kanálem T. Současná činnost dvou spotřebičů není možná.
- Sériové: při činnosti více hydromotorů se sčítá tlakový účinek obou spotřebičů a průtok jednotlivými sekcemi je stejný, tomu odpovídají i stejné rychlosti hydromotorů.

Rozvaděč byl zvolen od firmy Bucher hydraulice s následujícími parametry:

- Typ: HDS 11
- Maximální provozní tlak: 25 Mpa
- Počet sekcí: 7
- Maximální průtok: 45l/min
- Konstrukční provedení sekcí: paralelní
- Ovládání: 4 sekce pomocí křížového ovládání  
3 sekce ruční páka



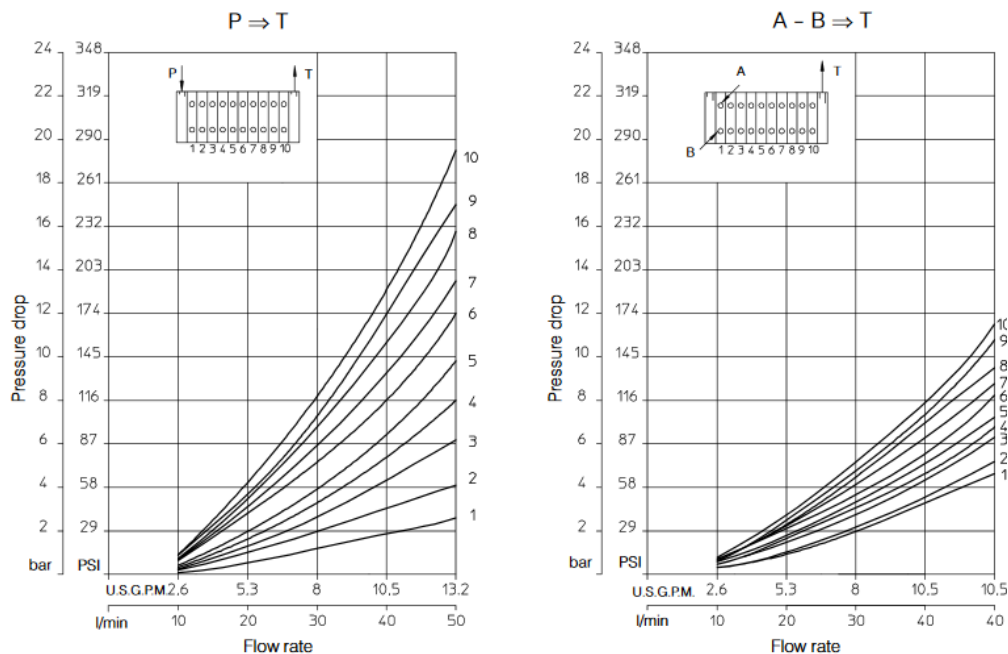
Type  
UC



Obr. 41 Rozvaděč HDS 11 [22]

Obr. 42 kombinovaný přep. a antikav. ventil [22]

Rozvaděč lze osadit sekundárními pojišťovacími ventily, vstupními deskami nebo mezi deskami s funkcemi řízení tlaku a průtoku.[22] Dle schématu hydraulického obvodu jsou tři sekce osazeny kombinovaným přepouštěcím a antikavitačním ventilem (sekundární pojistný ventil) viz Obr. 42. Křížové ovládání rozvaděče je použito pro přímočarý hydromotor výložníku, násady, lopaty a otoče.



Obr. 43 Tlakové ztráty v rozvaděči [22]

### 7.2.5 CHLADIČ HYDRAULICKÉ KAPALINY

Z výpočtu uvedeného v následující kapitole vyplývá, že musíme uchladiť výkon 708,8W. Byl navržen chladič od firmy Hydac s 12V DC motorem, který bude napájen z elektrické sítě traktoru. Řada vzduchových chladičů OK-ELD je navržena speciálně pro mobilní hydraulické systémy, kde je vyžadován vysoký výkon, účinnost a minimalizována fyzická velikost, aby byla umožněna snadná instalace. Doporučená oblast použití: mobilní jeřáby, míchačky na beton, stavební stroje, zemědělské stroje atd.. [23]



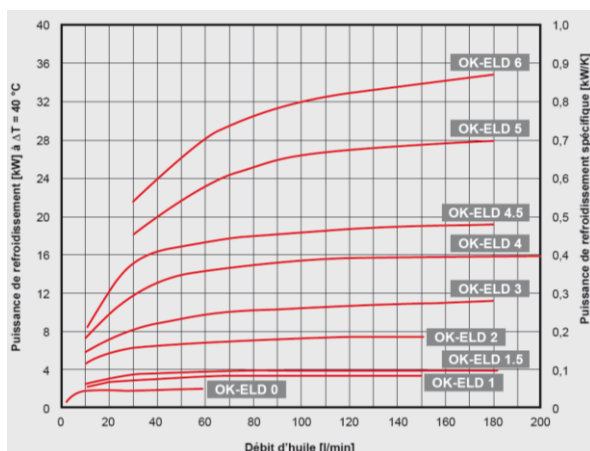
Obr. 44 Hydraulický chladič OK-ELD1 [23]

Volitelné příslušenství:

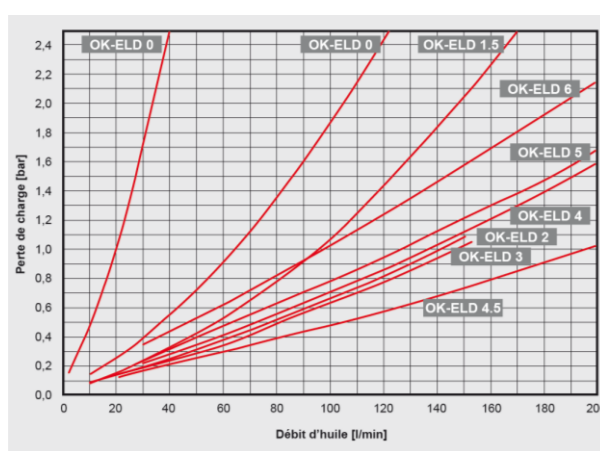
- Integrovaný obtokový ventil (IBP) - obtokový ventil je integrován do chladiče a pokud dojde k překročení dovoleného tlaku, otevře se obchvat a nedojde k poškození chladiče vysokým tlakem.
- Elektronická regulace rychlosti (ESC) - lze plynule regulovat otáčky ventilátoru podle teploty oleje. Tím je zajištěno, že otáčky ventilátoru jsou přesně koordinovány na požadovaný chladič výkon a teplota oleje zůstává konstantní.
- Rezervace otáček – dojde ke změně směru otáček ventilátoru a nečistoty usazené v chladiči jsou odvedeny pryč.
- Termostaty
- Mřížka vzduchového filtru
- Tlumič vibrací

Byl zvolen chladič OK-ELD 1 s následujícími parametry:

- 12V DC motor – stupeň krytí IP68, třída izolace F
- Dovolенý tlak: 2,1 MPa
- Průtok vzduchu: 150 l/min
- Hmotnost: 4 kg
- Chladič výkon viz Obr. 45 při 40l/min: 3,8 kW
- Tlaková ztráta viz Obr. 46 při 40l/min: 0,5 bar



Obr. 45 Graf výkonosti chladičů [23]



Obr. 46 tlakové ztráty v chladiči [23]

## 7.2.6 FILTR A MANOMETR

Filtry jsou poměrně jednoduché hydraulické prvky, které v obvodu udržují předepsanou čistotu hydraulické kapaliny. Znečištění oleje v hydraulickém systému má za následek opotřebení, které snižuje životnost všech součástí, zejména funkčních součástí s malou vůlí. U některých prvků může dojít vlivem nečistot ke zhoršení nebo úplnému znemožnění funkce.[17]

Byl zvolen filtr AMF 15 od firmy Hydroma s následujícími parametry:

- Maximální pracovní tlak: 1,2 MPa
- Filrace částic:  $10\mu$
- Maximální průtok kapaliny: 68 l/min

- Tlaková ztráta: 0,5 bar
- Obtokový ventil: 1,7 bar
- Hmotnost: 0,8 kg



Obr. 47 tlakové ztráty v chladiči [24]



Obr. 48 tlakové ztráty v chladiči [25]

Byl zvolen manometr 213.53.063 0/250 bar, G1/4"B, spodní připojení + glycerinové tlumení 9022066 od firmy Hydroma. Použití pro měření míst s vysokým dynamickým zatížením tlakem a vibracemi. Pouzdro je z CrNi oceli s odvzdušňovacím otvorem na horní straně pouzdra. [25]

Parametry:

- Průměr ciferníku: 63 mm
- Rozsah stupnice: 0 – 250 bar
- Hmotnost: 0,21 kg

### 7.2.7 HYDRAULICKÉ HADICE

Byly zvoleny tři velikosti hydraulických hadic G2-19, G2-12, G2-08. Hydraulické hadice byly zvoleny od firmy VSK Profi s následujícími vlastnostmi:

- Hadice se dvěma oplety pro střední nebo vysokotlaké hydraulické aplikace s výborným poloměrem ohybu
- Vynikající životnost s odolností testovanou na 600 000 impulzních cyklů, malý poloměr ohybu na 50 % požadavku normy SAE 100R1/R2
- Splňují požadavky norem ISO 1436 1SN/2SN, EN 853 1SN/2SN a SAE 100R1AT/R2AT
- Pracovní teplota trvale -40 až +100 °C, přechodně do +121 °C
- Vnitřní duše NBR, vnější plášť NBR/PVC, vysoce pevnostní oplety z ocelového drátu
- Zalisování pomocí koncovek řady Megacrimp (průměry 6 až 31 mm) a Global Spiral (průměry 38 a 51 mm) [26]

Tab. 10 Rozměry hydraulických hadic G2 [26]

Hydraulické hadice G2							
Obj. č.	Počet opletů	Průměr (mm)		Tlak (bar)		Poloměr ohybu (mm)	Hmotnost (g/m)
		vnitřní	vnější	pracovní	poruchový		
G2-06	2	6	15,0	400	1 600	50	350
G2-08	2	8	16,3	350	1 400	55	390
G2-10	2	10	18,8	330	1 320	65	510
G2-12	2	12	21,8	275	1 120	90	610
G2-16	2	16	25,1	250	1 000	100	730
G2-19	2	19	29,0	215	860	120	910
G2-25	2	25	37,6	165	660	150	1 290
G2-31	2	31	47,5	125	500	210	2 250
G2-38	2	38	54,6	90	360	250	2 630
G2-51	2	51	67,3	80	320	315	3 350

### 7.3 VÝPOČET OTEPLENÍ HYDRAULICKÉ KAPALINY

Zadané hodnoty:

- Dodávka čerpadla:  $Q = 40 \text{ l/min}$
- Plocha nádrží:  $S_1 = 1,3224 \text{ m}^2$
- Plocha části hydraulického obvodu:  $S_2 = 0,6 \text{ m}^2$

#### Délkové ztráty v obvodu pro hydraulické hadice 1/2"

$$v = \frac{Q}{S} = \frac{Q \cdot 4}{\pi \cdot d_1^2} = \frac{0,0006 \text{ m}^3/\text{s} \cdot 4}{\pi \times 0,019 \text{ m}^2} = 2,1 \text{ m/s} \quad (12)$$

Kde:  $v$  [m/s] ..... rychlost průtoku kapaliny v hadici 1/2"

$Q$  [m<sup>3</sup>/s] .... průtok kapaliny

$S$  [mm<sup>2</sup>] .... plocha průtoku

$d_1$  [mm] ..... vnitřní průměr hadice 1/2"

$$R_e = \frac{v \cdot d_1}{\nu} = \frac{2,1 \text{ m/s} \cdot 0,019 \text{ m}}{46 \text{ mm}^2/\text{s} \cdot 10^{-6}} = 867,4 < R_{ekrit} < 1600 \quad (13)$$

$$\lambda_1 = \frac{85}{R_e} = \frac{85}{867,4} = 0,098 \quad (14)$$

Kde:  $R_e$  [-] ..... Reynoldsovo číslo

$\lambda_1$  [-] ..... součinitel tření v hadici 1/2"

$$\Delta p_1 = \lambda_1 \cdot \frac{l}{d_1} \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2} = 0,098 \cdot \frac{5 \text{ m}}{0,019 \text{ m}} \cdot \frac{880 \text{ kg}}{\text{m}^3} \cdot \frac{2,1 \text{ m}^2/\text{s}^2}{2} = 0,05 \text{ MPa} \quad (15)$$

Kde:  $\Delta p_1$  [Pa] .... délková ztráta v potrubí 1/2"

$l_1$  [m] ..... délka skupiny hadic 1/2"



$\rho$  [kg/m<sup>3</sup>] .. hustota kapaliny

### Místní ztráty v obvodu pro hydraulické hadice 1/2"

$$\Delta p_2 = \xi_m \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2} \cdot i_{k1} = 1,2 \cdot \frac{880 \text{ kg}}{\text{m}^3} \cdot \frac{2,1 \text{ m}^2}{\text{s}} \cdot 11 = \mathbf{0,026 \text{ MPa}} \quad (16)$$

Kde:  $\Delta p_2$  [Pa] .... místní ztráta v potrubí  
 $\xi_m$  [-] ..... součinitel místních ztrát  
 $i_{k1}$  [-] ..... počet kolenových spojů

### Délkové ztráty v obvodu pro hydraulické hadice 3/4"

$$v_2 = \frac{Q}{S} = \frac{Q \cdot 4}{\pi \cdot d_2^2} = \frac{0,0006 \text{ m}^3/\text{s} \cdot 4}{\pi \cdot 0,012 \text{ m}^2} = 5,3 \text{ m/s}$$

Kde:  $d_2$  [mm] ..... vnitřní průměr hadice 3/4"  
 $v_2$  [m/s] ..... rychlost průtoku kapaliny v hadici 3/4"

$$R_e = \frac{v_2 \cdot d_2}{\nu} = \frac{5,3 \text{ m/s} \cdot 0,012 \text{ m}}{46 \text{ mm}^2/\text{s} \cdot 10^{-6}} = 1382,6 < R_{ekrit} < 1600$$

$$\lambda_2 = \frac{85}{R_e} = \frac{85}{1382,6} = 0,0614$$

$$\Delta p_3 = \lambda_2 \cdot \frac{l_2}{d_2} \cdot \rho \cdot \frac{v_2^2}{2} = 0,0614 \cdot \frac{7 \text{ m}}{0,012 \text{ m}} \cdot \frac{880 \text{ kg}}{\text{m}^3} \cdot \frac{5,3 \text{ m}^2}{\text{s}} = \mathbf{0,44 \text{ MPa}}$$

Kde:  $\lambda_2$  [-] ..... součinitel tření v hadici 3/4"  
 $\Delta p_3$  [Pa] .... délková ztráta v hydraulických hadicích 3/4"  
 $l_2$  [m] ..... délka skupiny hadic 3/4"

### Místní ztráty v obvodu pro hydraulické hadice 3/4"

$$\Delta p_4 = \xi_m \cdot \rho \cdot \frac{v_2^2}{2} \cdot i_{k2} = 1,2 \cdot \frac{880 \text{ kg}}{\text{m}^3} \cdot \frac{5,3 \text{ m}^2}{\text{s}} \cdot 8 = \mathbf{0,12 \text{ MPa}}$$

Kde:  $\Delta p_4$  [Pa] .... místní ztráta v potrubí 3/4"  
 $i_{k2}$  [-] ..... počet kolenových spojů 3/4"

### Tlaková ztráta v hydromotoru

Účinnost hydromotoru:  $\eta = 0,97$

$$P_{hm} = Q \cdot p = \frac{0,0006 \text{ m}^3}{\text{s}} \cdot 18 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 10,8 \text{ kW} \quad (17)$$

$$P_{zhm} = P_{hm} - \frac{P_{hm} \cdot 97}{100} = 10,8 \text{ kW} - \frac{10,8 \text{ kW} \cdot 97}{100} = 0,324 \text{ kW} \quad (18)$$

$$\Delta p_7 = \frac{P_{zhm}}{Q} = \frac{324 \text{ W}}{\frac{0,0006 \text{ m}^3}{\text{s}}} = \mathbf{0,54 \text{ MPa}} \quad (19)$$

Kde:  $P_{hm}$  [W]..... výkon hydromotoru

$P_{zhm}$  [W] ... ztrátový výkon hydromotoru

$\Delta p_7$  [Pa] .... tlaková ztráta v přímočarém hydromotoru

### Ztrátový výkon a maximální teplota obvodu pro jednu funkci

$$P_z = Q \cdot (\Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3 + \Delta p_4 + \Delta p_5 + \Delta p_6 + \Delta p_7 + \Delta p_8) \quad (20)$$

$$P_z = 0,0006 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \cdot (0,05 + 0,026 + 0,44 + 0,12 + 0,62 + 0,05 + 0,54 + 0,05) \text{ Mpa} \times 10^6 \\ = \mathbf{1092,8 \text{ W}}$$

Kde:  $P_z$  [W]..... ztrátový výkon

$\Delta p_1$  [Pa] .... délková ztráta v hydraulických hadicích 1/2"

$\Delta p_2$  [Pa] .... místní ztráta v potrubí 1/2"

$\Delta p_3$  [Pa] .... délková ztráta v hydraulických hadicích 3/4"

$\Delta p_4$  [Pa] .... místní ztráta v potrubí 3/4"

$\Delta p_5$  [Pa] .... tlaková ztráta v rozvaděči

$\Delta p_6$  [Pa] .... tlaková ztráta ve filtru

$\Delta p_7$  [Pa] .... tlaková ztráta v přímočarém hydromotoru

$\Delta p_8$  [Pa] .... tlaková ztráta v chladiči

$$A_{chl} = k \cdot S_o = 10 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} \cdot 1,92 \text{ m}^2 = 19,224 \frac{\text{W}}{\text{K}} \quad (21)$$

Kde:  $A_{chl}$  [W/K] ..... ochlazovací konstanta hydraulického obvodu

$k$  [W/m<sup>2</sup>K].....celkový součinitel prostupu tepla

$S_o$  [m<sup>2</sup>] .....teplosměnná plocha

$$t_{u1} = t_o + \frac{P_z}{A_{chl}} = 40^\circ \text{C} + \frac{1092,8 \text{ W}}{19,2 \frac{\text{W}}{\text{K}}} = \mathbf{96,9^\circ \text{C}} \quad (22)$$

Kde:  $t_{u1}$  [°C] ..... ustálená teplota obvodu při jedné funkci

$t_o$  [°C]..... teplota okolí

### Ztrátový výkon a maximální teplota obvodu pro dvě funkce

$$P_{z2} = Q \cdot (\Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_5 + \Delta p_6 + \Delta p_8) + Q_2 \cdot (\Delta p_3 + \Delta p_4 + \Delta p_7) \quad (23)$$

$$P_{z2} = 0,0006 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \cdot (0,05 + 0,026 + 0,62 + 0,05 + 0,05) \text{ Mpa} \cdot 10^6 + 0,0003 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \\ \cdot (0,06 + 0,03 + 0,54) \text{ Mpa} \cdot 10^6 = \mathbf{666,6 \text{ W}}$$

$$t_{u2} = t_o + \frac{P_{z2}}{A_{chl}} = 40 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} + \frac{666,6 \text{ W}}{19,2 \frac{\text{W}}{\text{K}}} = \mathbf{74,7^\circ \text{C}}$$

Kde:  $t_{u2}$  [°C] ..... ustálená teplota obvodu pro dvě funkce  
 $P_{z2}$  [W] ..... ztrátový výkon pro dvě funkce  
 $Q_2$  [m<sup>3</sup>/s]... průtok kapaliny hydraulickými hadicemi 1/2" při činnosti dvou HM

### Časová konstanta oteplování obvodu bez chladiče

$$C = V \cdot \rho \cdot c_0 + m_0 \cdot c_1 = 50l \cdot 10^{-3} \cdot 880 \frac{kg}{m^3} \cdot 1800 \frac{J}{kgK} + 100kg \cdot 450 \frac{J}{kgK}$$

$$= \frac{85500J}{K} \quad (24)$$

$$T = \frac{C}{A_{chl}} = \frac{85500 \frac{J}{K}}{19,224 \frac{W}{K}} = \mathbf{1,235h} \quad (25)$$

Kde: C [J/K].....konstanta tepelné kapacity hydraulického obvodu  
V [l].....objem kapaliny v nádržích  
 $c_0$  [J/kgK].....střední měrné teplo kapaliny  
 $m_0$  [kg].....hmotnost kovových částí obvodu  
 $c_1$  [J/kgK].....střední měrné teplo kovových částí obvodu  
T [s].....časová konstanta oteplování obvodu

Hydraulický olej dosáhne teploty 104,6°C za 1,23 hodiny. Tento čas je nedostatečný pro výkopové práce proto je nutné navrhnout chladič hydraulického oleje.

### Návrh chladiče

$$\Phi_1 = k \cdot S \cdot \Delta T = 10 \frac{W}{m^2K} \cdot 1,92m^2 \times 20^\circ C = 384 W \quad (26)$$

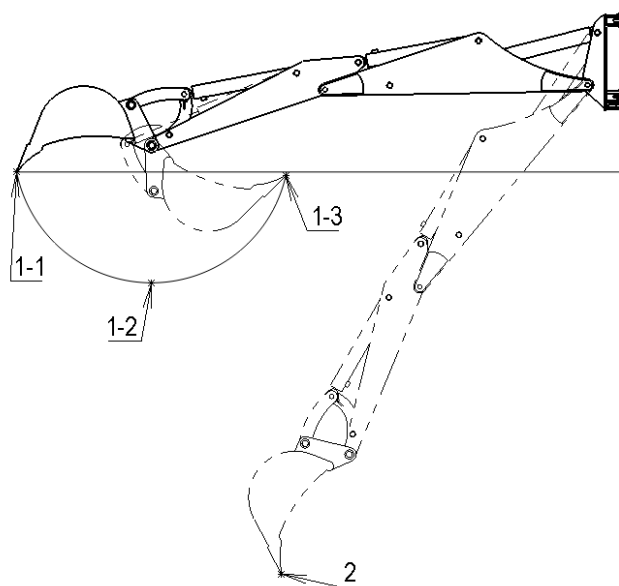
$$\Phi_{chl} = P_z - \Phi_1 = 1092,8 W - 384 W = \mathbf{708,8 W} \quad (27)$$

Kde:  $\Phi_1$  [W]..... teplo odvedené železem  
 $\Phi_{chl}$  [W]... teplo odvedené chladičem

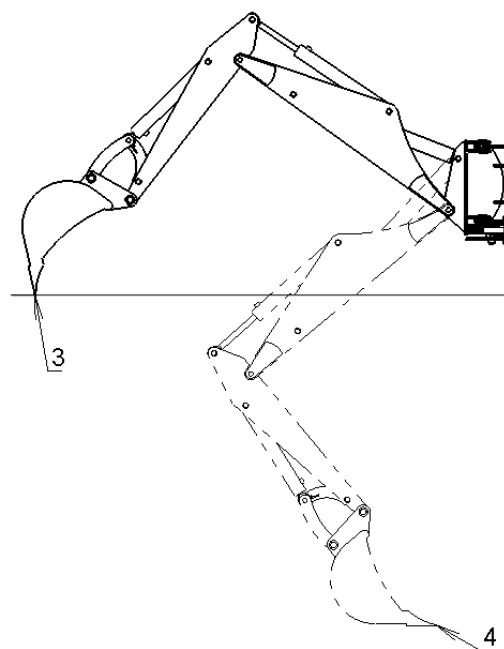
## 8 PEVNOSTNÍ ANALÝZA

Pevnostní analýza byla provedena v programu Ansys Workbench 2019. Model sestavy byl vytvořen v programu Solidworks. Model sestavy byl uložen do formátu IGES a nahrán do prostředí Ansysu. Jednotlivé části svařenců byly v Solidworksu sloučeny do jednoho těla. Z důvodu velkého rozsahu práce, byla provedena pevnostní analýza součástí podkopového ramene bez hlavního rámu stroje. Při pohybu ramen dochází ke změně velikostí a směru sil, které na jednotlivé součásti působí, proto byla pevnostní analýza provedena v několika pozicích ramene. V pozici viz Obr. 49 1-1, 1-2, 2 a v pozici viz Obr. 50 3, 4 jsou uvažovány rypné síly. V pozici viz Obr. 49 1-3 je uvažováno zvedání výložníku při maximální dovolené zátěži na koci násady ramene. Další pevnostní analýzy byly provedeny při pootočení celého ramene vůči rámu podkopu o 45° a 90°. Jako materiál byla zvolena ocel s následujícími parametry:

- Youngův modul pružnosti  $E = 210 \text{ Gpa}$
- Poissonův poměr:  $\mu = 0,3$
- Hustota:  $\rho = 7850 \text{ kgm}^3$



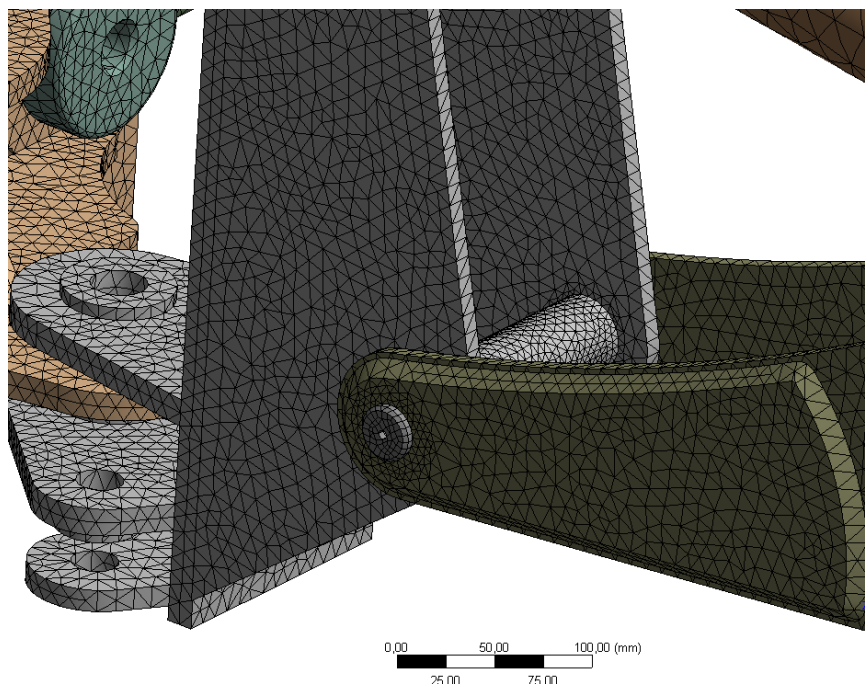
Obr. 49 Polohy výložníku



Obr. 50 Polohy výložníku 2

### 8.1 TVORBA SÍTĚ

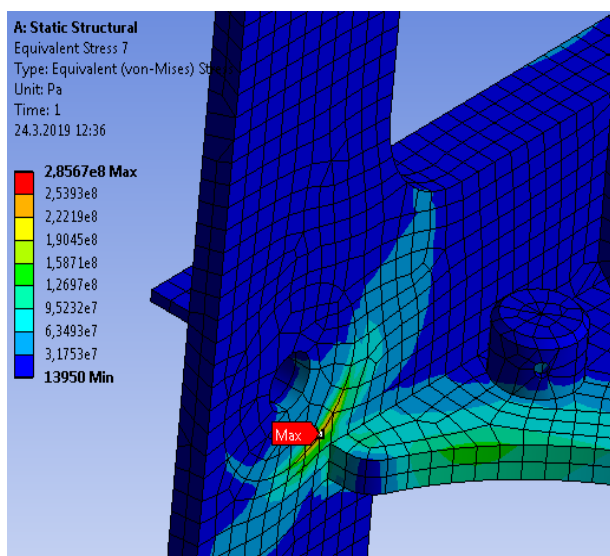
Pro tvorbu sítě bylo využito objemových prvků tetrahedron. Velikost základních elementů sítě bylo nastaveno na 10 mm a v okolí čepů a maximálních napětí bylo použito zjemnění sítě na 4 mm. Síť celé sestavy obsahuje přibližně 1038000 uzlů a 590000 prvků.



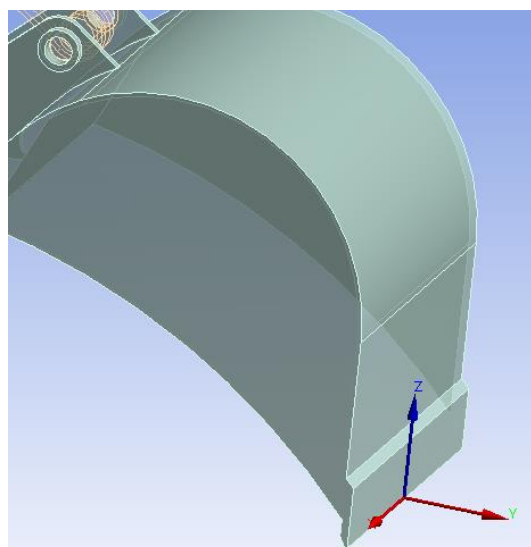
Obr. 51 Vytvořená síť

## 8.2 OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Pro čepové spojení součástí podkopu bylo použito vazby Revolute, která zamezuje pohybu ve všech osách, ale umožňuje rotaci kolem osy čepu. Této vazby bylo použito především pro spojení čep + hydraulický motor. Pro spojení čepu se svařeným dílcem bylo použito vazby Frictional contact, která vystihuje reálné chování součástí. Zavazbení konzoly výložníku bylo nejprve řešeno tak, že v místě kontaktu s Hydraclampem byla plocha rozdělena na dvě části a v místě kontaktu viz Obr. 52 byla ploše přiřazena Fixní vazba. Toto řešení ovšem neodpovídá realitě a v místě přechodu dvou rozdělených ploch vzniká velké napětí, které se na reálné součásti neprojeví.

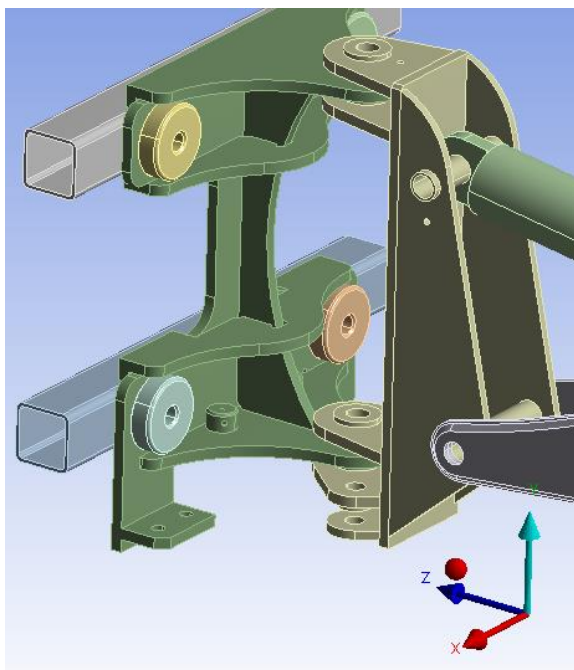


Obr. 52 Konzola – rozdělení plochy



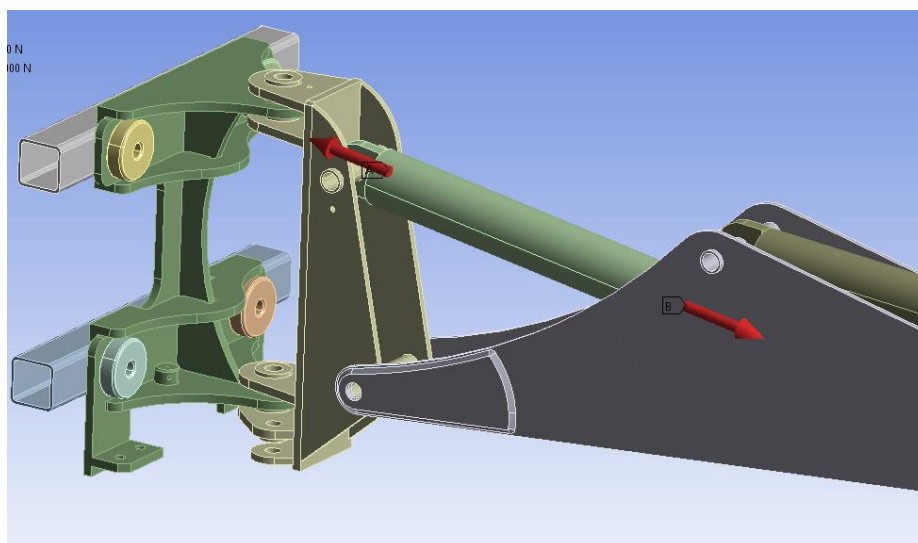
Obr. 53 Konzola – rozdělení ploch

Bylo tedy nutné vymodelovat Hydraclamp a část vedení rámu stroje. Vedení rámu stroje bylo přichyceno Fixní vazbou. Hydraclampu bylo zamezeno v pohybu v ose  $y$ ,  $x$  a v ose  $z$  byla přidána zatěžující síla, kterou tento hydromotor vyvolává. Mezi jednotlivé kontaktní plochy součástí pak bylo využito vazby Frictional contact. V místě kontaktu lopaty se zemí byl omezen pohyb ve směru  $x, z$  viz Obr. 53.



Obr. 54 Konzola s vedením a hydraclampy

Ze silového rozboru bylo zjištěno, v kterém ze tří hydraulickým motorů dojde při maximálním zatížení ramene k úniku kapaliny přes sekundární pojišťovací ventil. Poté bylo do tohoto motoru přidány zatěžující síly odpovídající maximálnímu dovolenému tlaku kapaliny. U zbylých dvou hydromotorů byl propojen válec a píst pomocí Contact bonded. Hydraulické motory nejsou součástí pevnostní analýzy a jde nám pouze o přenos síly na rameno podkopy.

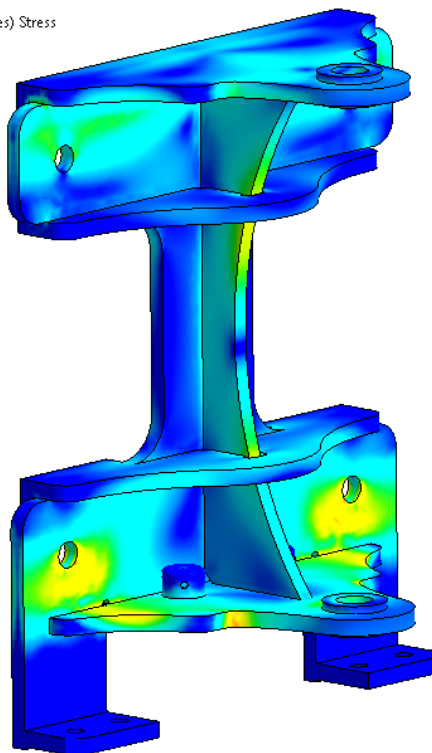
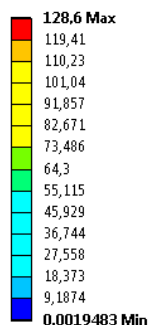


Obr. 55 Znázornění sil v hydromotoru

### 8.3 VÝSLEDKY ANALÝZY

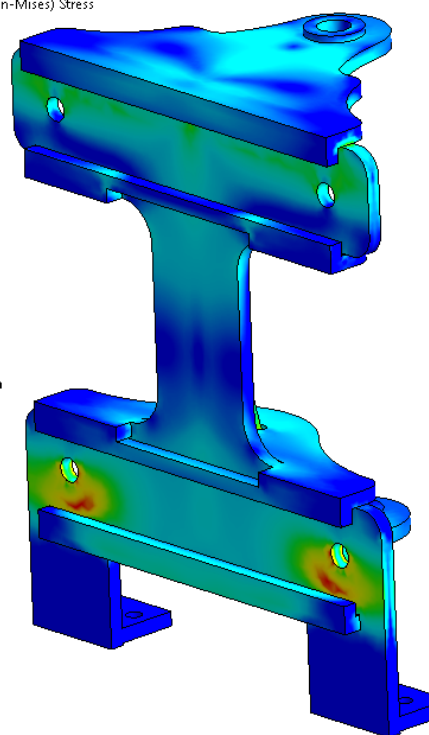
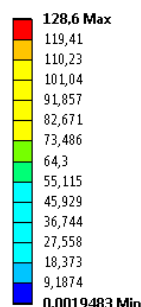
V konzole výložníku bylo dosaženo maximálního napětí v pozici ramene 1-1 viz. Obr. 49. Horní část konzoly je namáhána tlakovými silami, které se rozloží do rámu stroje. Spodní část je namáhána tahovou silou, kterou zachytí Hydraclampy a přenesou ji na rám. Maximálního napětí bylo dosaženo v místě obvodu Hydraclampu a je rovno 128,6 MPa.

D: Copy of Copy of Copy of Static Structural  
Equivalent Stress 2  
Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
Unit: MPa  
Time: 1  
6.5.2019 13:26



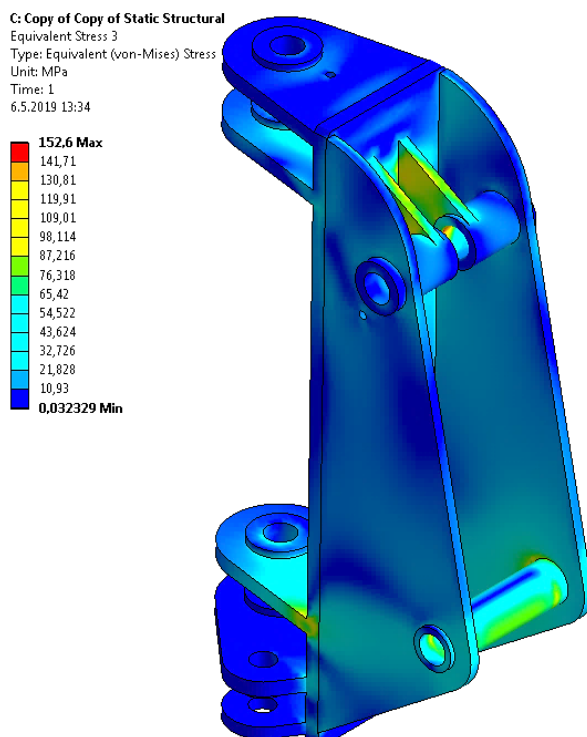
Obr. 56 Pevnostní analýza konzoly

D: Copy of Copy of Copy of Static Structural  
Equivalent Stress 2  
Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
Unit: MPa  
Time: 1  
6.5.2019 13:30

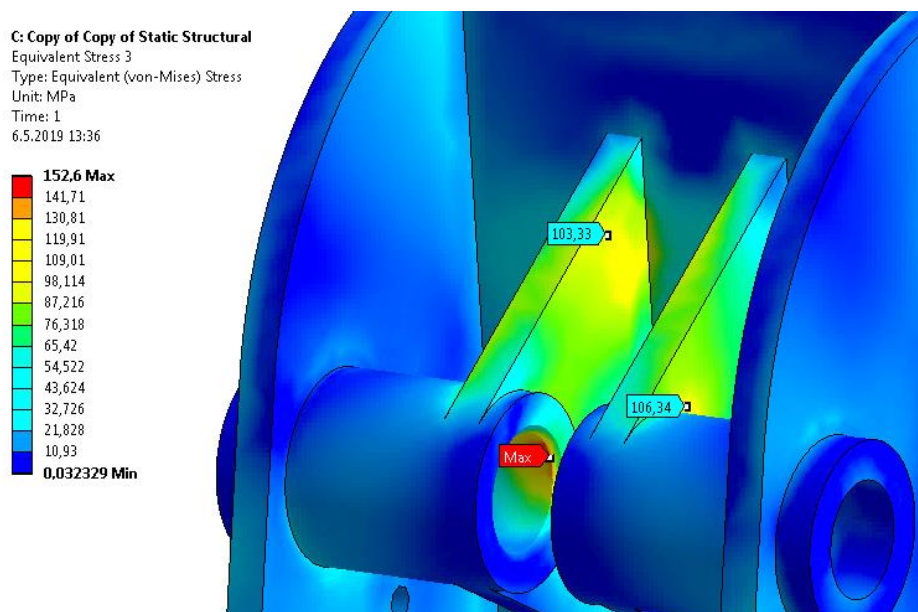


Obr. 57 Pevnostní analýza konzoly 2

V otoči výložníku bylo dosaženo maximálního napětí opět v pozici ramene 1-1 viz. Obr. 49. Největší napětí jsou zde koncentrovány v okolí čepových spojů. Maximálního napětí zde bylo dosaženo v místě kontaktu čepu s pouzdem a je rovno 153 MPa. Jedná se ale o napětí na špičce hrany která na reálné součásti nebude, proto volím výsledné napětí 130 MPa.



Obr. 58 Pevnostní analýza otoče výložníku

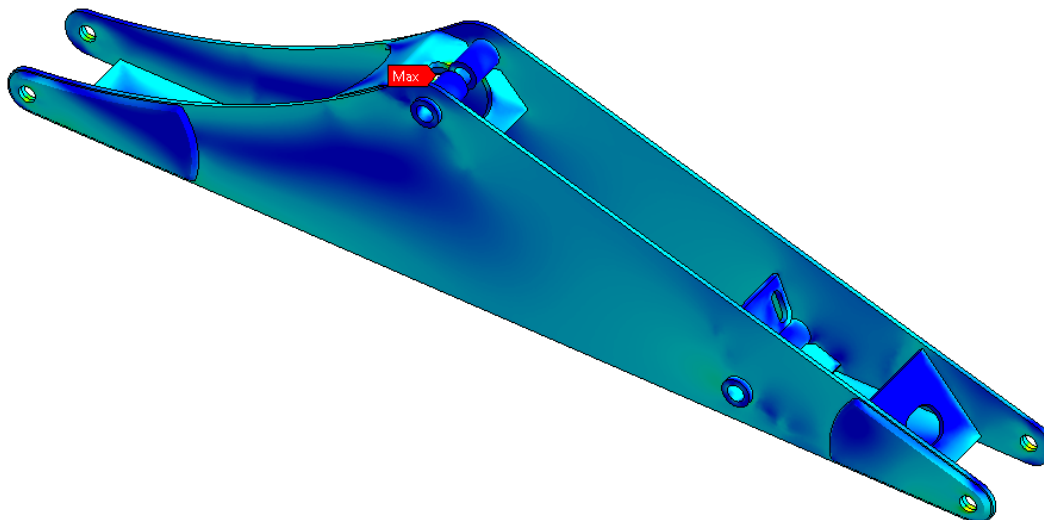
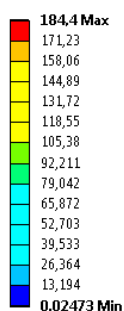


Obr. 59 Pevnostní analýza otoče výložníku 2

U výložníku bylo dosaženo maximálního napětí v pozici ramene 1-1 viz. Obr. 49. Největší napětí se zde koncentrují v blízkosti čepových spojů. Maximální napětí je zde 184,4 MPa a to v přechodu mezi stěnou trubky a přivařeným plechem. Protože na reálné součásti bude vytvořen svar, vzniklý bod napětí díky svaru zmizí a výsledné napětí bude nižší. Z tohoto důvodu je uvažováno celkové napětí 140 MPa.

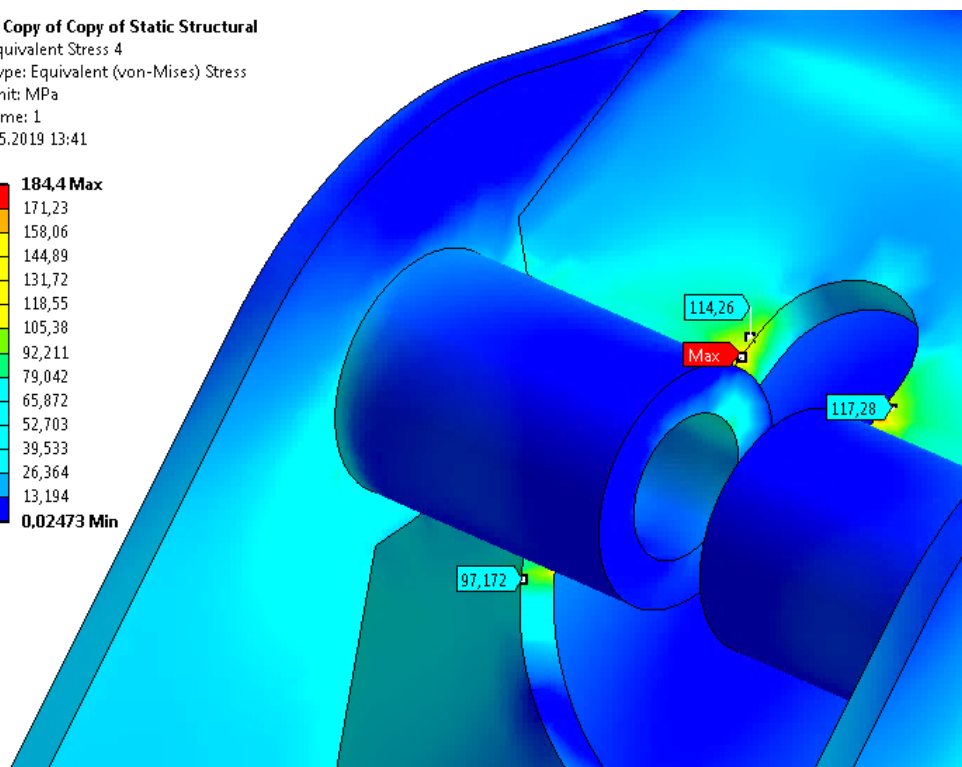
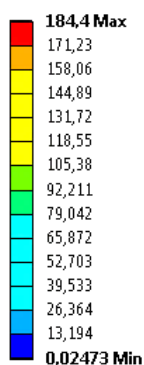


C: Copy of Copy of Static Structural  
 Equivalent Stress 4  
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
 Unit: MPa  
 Time: 1  
 6.5.2019 13:38



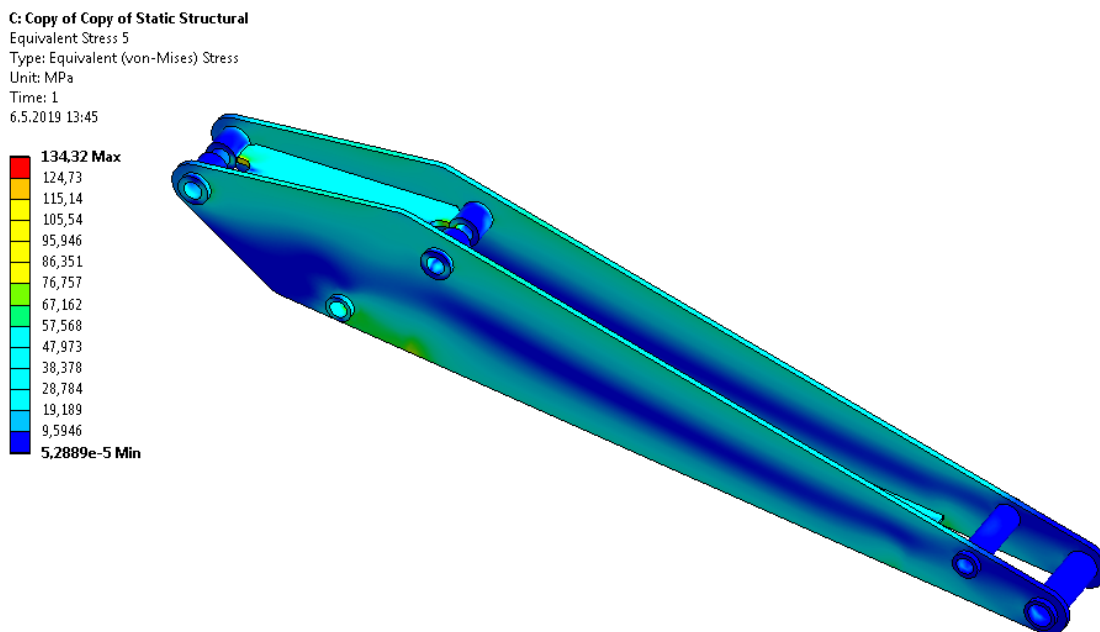
Obr. 60 Pevnostní analýza výložníku

C: Copy of Copy of Static Structural  
 Equivalent Stress 4  
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
 Unit: MPa  
 Time: 1  
 6.5.2019 13:41

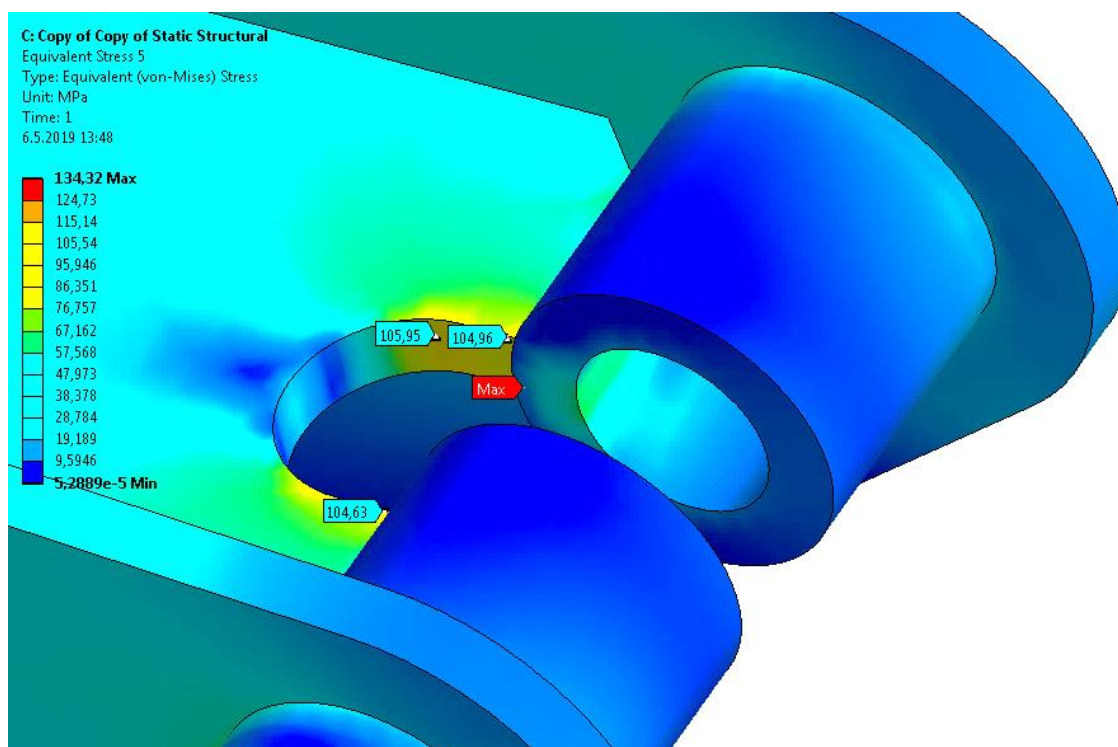


Obr. 61 Pevnostní analýza výložníku 2

U násady bylo dosaženo maximálního napětí v pozici ramene 1-1 viz Obr. 62. Největší napětí se zde koncentrují opět v blízkosti čepových spojů. Maximální napětí je zde 134,3 MPa a to v přechodu mezi stěnou trubky a přivařeným plechem. Při vytvoření svaru tento bod zanikne a reálné napětí se zde bude pohybovat kolem 115 MPa.



Obr. 62 Pevnostní analýza násady

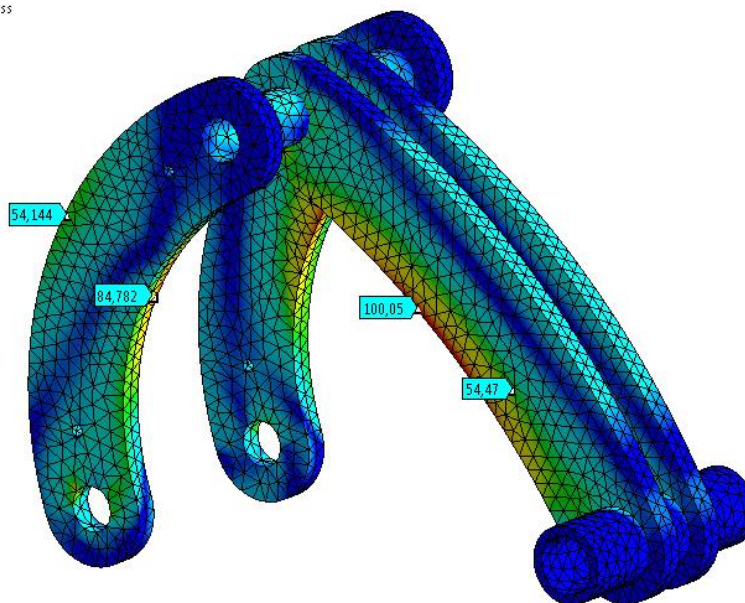


Obr. 63 Pevnostní analýza násady 2

Pro stanovení bezpečnosti pákového mechanismu bylo použito maximálního zatížení v hydraulickém motoru podkopové lžice. Zde se maximální hodnoty projevují na hraně oblouku přivařeného plechu. Maximální napětí zde dosáhne hodnoty 105,4 Mpa.

**F: poslední píst**  
 Equivalent Stress 6  
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
 Unit: MPa  
 Time: 1  
 6.5.2019 16:43

**105,37 Max**  
 93,664  
 81,956  
 70,248  
 58,54  
 46,833  
 35,125  
 23,417  
 11,709  
**0,0010532 Min**

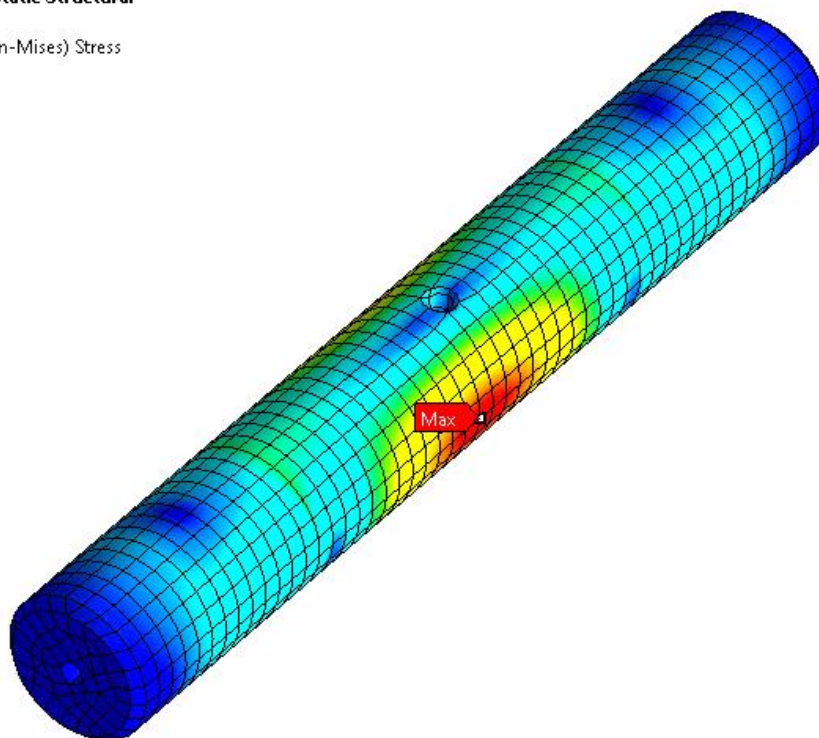


Obr. 64 Pevnostní analýza pákového mechanismu

Z jednotlivých pevnostních analýz byl vybrán čep, u kterého bylo dosaženo největšího napětí. Čep, který byl vybrán, spojuje svařený výložník s otočí výložníku. Všechny čepy byly analyzovány s mazací drážkou, aby byla zajištěna skutečná velikost napětí. Pro analýzu čepů byla použita síť s objemových prvků Hex dominant s velikostí prvků 4 mm. Maximálního napětí bylo dosaženo v oblasti mezi dvěma kluznými ložisky a je rovno 164,5 MPa.

**C: Copy of Copy of Static Structural**  
 Equivalent Stress 8  
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
 Unit: MPa  
 Time: 1  
 6.5.2019 13:53

**164,52 Max**  
 152,77  
 141,03  
 129,28  
 117,54  
 105,8  
 94,053  
 82,309  
 70,565  
 58,821  
 47,078  
 35,334  
 23,59  
 11,846  
**0,10237 Min**



Obr. 65 Pevnostní analýza čepu

## 8.4 KONTROLA BEZPEČNOSTI

Všechny svařené díly jsou vyrobeny ze stejného materiálu: 11 373 (S235JR), který má mez kluzu: 235 MPa. Pro svařované konstrukce by se měl součinitel bezpečnosti pohybovat v rozmezí: 1,5 – 2

### Stanovení bezpečnosti konzoly výložníku:

$$k_{kv} = \frac{\sigma_k}{\sigma_{max1}} = \frac{235 \text{ MPa}}{128,6 \text{ MPa}} = 1,83 \quad (28)$$

Kde:  $k_{kv}$  [-] .....bezpečnost konzoly výložníku  
 $\sigma_k$  [MPa] .....mez kluzu  
 $\sigma_{max1}$  [MPa].....maximální napětí v konzole výložníku

### Stanovení bezpečnosti otoče výložníku:

$$k_{ov} = \frac{\sigma_k}{\sigma_{max2}} = \frac{235 \text{ MPa}}{130 \text{ MPa}} = 1,8$$

Kde:  $k_{ov}$  [-] .....bezpečnost otoče výložníku  
 $\sigma_{max2}$  [MPa].....maximální napětí v otoči výložníku

### Stanovení bezpečnosti výložníku:

$$k_v = \frac{\sigma_k}{\sigma_{max3}} = \frac{235 \text{ MPa}}{140 \text{ MPa}} = 1,68$$

Kde:  $k_v$  [-] .....bezpečnost výložníku  
 $\sigma_{max3}$  [MPa].....maximální napětí ve výložníku

### Stanovení bezpečnosti násady:

$$k_n = \frac{\sigma_k}{\sigma_{max4}} = \frac{235 \text{ MPa}}{115 \text{ MPa}} = 2,04$$

Kde:  $k_n$  [-] .....bezpečnost násady  
 $\sigma_{max4}$  [MPa].....maximální napětí v násadě

### Stanovení bezpečnosti pákového mechanismu:

$$k_{pm} = \frac{\sigma_k}{\sigma_{max5}} = \frac{235 \text{ MPa}}{105,4 \text{ MPa}} = 2,23$$

Kde:  $k_{pm}$  [-] .....bezpečnost v pákovém mechanismu  
 $\sigma_{max5}$  [MPa].....maximální napětí v pákovém mechanismu

Materiál čepu byl zvolen: 11 523 s mezí kluzu: 333 MPa

**Stanovení bezpečnosti čepů:**

$$k_{\check{c}} = \frac{\sigma_k}{\sigma_{\max 6}} = \frac{333 \text{ MPa}}{164,5 \text{ MPa}} = 2,02$$

Kde:  $k_{\check{c}}$  [-].....bezpečnost čepu  
 $\sigma_{\max 6}$  [MPa].....maximální napětí v čepu

## 9 STABILITA STROJE

Tato kapitola se zabývá stabilitou stroje ve dvou pozicích ramene. Dále je zde uvedeno zpevňování a zajišťování zemních těles.

### 9.1 STABILITA STROJE V POZICI RAMENE 1

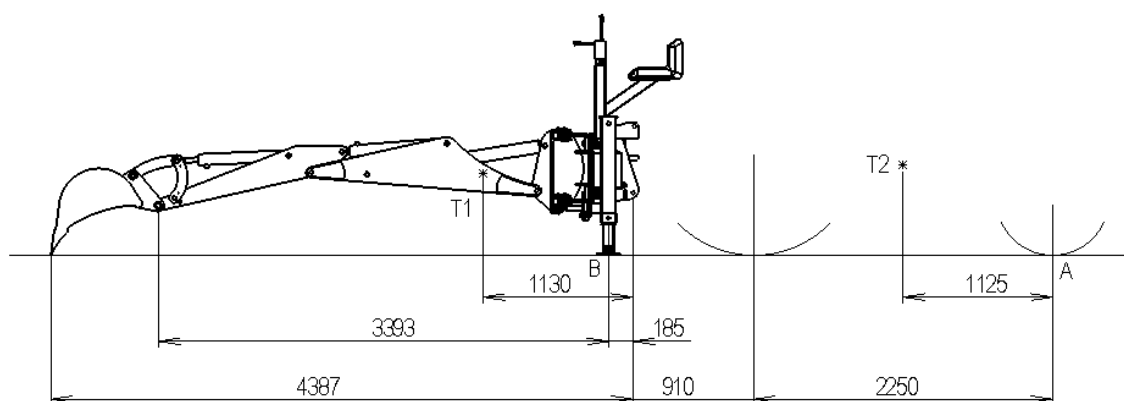
Výpočtem stability zjistíme, jestli se při zatížení podkopové lžice nezačne traktor převracet. Dále zjistíme, jak velkou silou budeme moci podkopovou lžici zatížit, aniž by došlo ke ztrátě stability stroje. Pro výpočet budeme vycházet z Obr. 66.

Vstupní parametry:

- Hmotnost traktoru Zetor 7745: 3980 kg
- Hmotnost podkopového zařízení: 800 kg
- Maximální rypná síla  $F_1$  na konci ramene: 9230N

#### Stabilita při rypání zeminy

Stabilitu v tomto případě řešíme předního kola traktoru tedy kolem bodu A



Obr. 66 Hlavní rozměry podkopu a traktoru

$$M_{A1} = F_1 \cdot L = 9230N \cdot (4,387 + 0,910 + 2,250)m = 69659 \text{ Nm} \quad (29)$$

$$M_{A2} = F_2 \cdot L_2 + F_3 \cdot L_3 = 8000N \cdot (1,130 + 0,910 + 2,250)m + 39800 \cdot 1,125m = 79079 \text{ Nm} \quad (30)$$

$$M_{A1} < M_{A2} \gg 69659 \text{ Nm} < 79095 \text{ Nm} - \text{stabilní pozice}$$

Kde:  $M_{A1}$  [Nm].....moment rypné síly výložníku vůči bodu A

$F_1$  [N] .....rypná síly výložníku

$L$  [m].....vzdálenost rypné síly od bodu A

$M_{A2}$  [Nm].....moment od hmotnosti podkopu a traktoru vůči bodu A

$F_2$  [N] .....síla vyvolaná hmotností podkopu

$L_2$  [m].....vzdálenost těžiště podkopu od bodu A

$F_3$  [N] .....síla vyvolaná hmotností traktoru

$L_3$  [m].....vzdálenost těžiště traktoru od bodu A

Moment od hmotnosti stroje je větší než moment od rypné síly výložníku. Díky tomu nebude docházet k zvedání zadních kol traktoru a stroj bude za těchto podmínek stabilní.

### Stabilita při zvedání zeminy

Stabilita stroje je řešena při zvedání maximálně naložené lopaty. V tomto případě je klopný moment řešen v místě podpěry podkopu, tedy kolem bodu B. Při zvedání zeminy nedojde ke ztrátě stability. Bezpečnost je v této pozici téměř šestinásobná.

$$F_4 = V_z \cdot \rho_z \cdot g = 0,09m^3 \cdot 2400 \frac{kg}{m^3} \cdot 9,81 \frac{m}{s^2} = 2117 N \quad (31)$$

$$M_{B1} = F_4 \cdot L_5 + F_2 \cdot L_6 = 2117N \cdot 3393 mm + 8000N \cdot (1130 - 185)mm = 14743 Nm \quad (32)$$

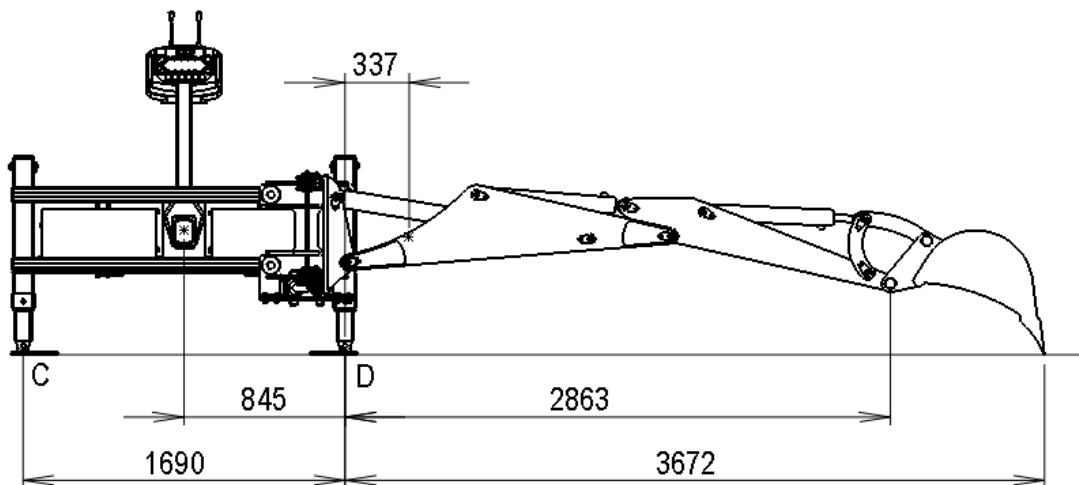
$$M_{B2} = F_3 \cdot L_7 = 39800N \cdot (185 + 910 + 2250 - 1125)mm = 88356 Nm \quad (33)$$

$$M_{B1} < M_{B2} \gg 14743 Nm < 88356 Nm - \text{stabilní pozice}$$

Kde:  $F_4$  [N].....síla vyvolaná hmotností zeminy v lžici  
 $V_z$  [m<sup>3</sup>].....maximální objem zeminy v lžici  
 $\rho_z$  [kg/m<sup>3</sup>].....hustota betonu  
 $M_{B1}$  [Nm].....moment vyvolaný plně naloženou lžicí vůči bodu B  
 $F_4$  [N].....síla vyvolaná hmotností zeminy v lžici  
 $L_5$  [m] .....vzdálenost oka násady od bodu B  
 $L_6$  [m] .....vzdálenost těžiště podkopu od bodu B  
 $M_{B2}$  [Nm].....moment vyvolaný hmotností traktoru vůči bodu B  
 $L_7$  [m] .....vzdálenost těžiště traktoru vůči bodu B

## 9.2 STABILITA STROJE V POZICI RAMENE 2

Výpočtem stability v pozici kdy je rameno rovnoběžné s rámem zjistíme, jestli můžeme rýpat maximální silou nebo zvedat požadovanou zátěž.



Obr. 67 Hlavní rozměry podkopu a traktoru 2

**Stabilita při rýpání zeminy**

$$M_{C1} = F_1 \cdot L_8 = 9230N \cdot (3672 + 1690)mm = 49491,2 \text{ Nm} \quad (34)$$

$$M_{C2} = F_2 \cdot L_9 + F_3 \cdot L_{10} = 8000N \cdot (845 + 337)mm + 39800N \cdot 845mm = 34576,6 \text{ Nm} \quad (35)$$

$$M_{C1} < M_{C2} \gg 49491,2 > 34576,6 \text{ Nm} - \text{ztráta stability}$$

Kde:  $M_{C1}$  [Nm].....moment rypné síly výložníku vůči bodu C

$L_8$  [m] .....vzdálenost rypná síly od bodu C

$M_{C2}$  [Nm].....moment od hmotnosti podkopy a traktoru vůči bodu C

$L_9$  [m] .....vzdálenost těžiště podkopy od bodu C

$L_{10}$  [m] .....vzdálenost těžiště traktoru od bodu C

V této pozici rameno dojde při rýpání ke ztrátě stability stroje. Z tohoto důvodu je nutné v této poloze postupovat opatrně při výkopových pracích.

**Stabilita při zvedání zeminy**

Stabilita stroje je řešena při zvedání maximálně naložené lopaty. V tomto případě je klopný moment řešen v místě podpěry podkopy, tedy kolem bodu D. Při zvedání zeminy nedojde ke ztrátě stability. Bezpečnost proti ztrátě stability je v této pozici téměř čtyřnásobná.

$$M_{D1} = F_4 \cdot L_{11} + F_2 \cdot L_{12} = 2117N \cdot 2863 \text{ mm} + 8000N \cdot 337 \text{ mm} = 8756,9 \text{ Nm} \quad (36)$$

$$M_{D2} = F_3 \times L_{13} = 39800N \cdot 845mm = 33631 \text{ Nm} \quad (37)$$

$$M_{D1} < M_{D2} \gg 8756,9 \text{ Nm} < 33631 \text{ Nm} - \text{stabilní pozice}$$

Kde:  $M_{D1}$  [Nm].....moment vyvolaný plně naloženou lžící vůči bodu D

$L_{11}$  [m] .....vzdálenost oka násady od bodu D

$L_{12}$  [m] .....vzdálenost těžiště podkopy od bodu D

$M_{D2}$  [Nm].....moment vyvolaný hmotností traktoru vůči bodu D

$L_{13}$  [m] .....vzdálenost těžiště traktoru vůči bodu D

**9.3 ZPEVNĚVÁNÍ A ZAJIŠŤOVÁNÍ ZEMNÍCH TĚLES**

Stroj může procovat podle únosnosti půdy v takové vzdálenosti od okraje výkopu, aby nedošlo k jeho zřícení. Pokud tato vzdálenost není stanovena v technologickém postupu, stanoví ji zhotovitelem pověřená osoba před zahájením prací. Při práci nesmí stroj zatěžovat prostor smykového klínu výkopu na povrchu terénu, případně okraje výkopu do vzdálenosti menší než **0,5 m** od hrany výkopu.

Smykovým klínem výkopu rozumíme část zeminy mezi stěnou výkopu a pomyslnou plochou smyku, která se utrhne při nadměrném zatížení její horní plochy. Prostor smykového klínu výkopu se nesmí zatěžovat stavebním provozem.

Proti sesuvu hornin a tím i ohrožení zdraví či života pracovníků, případně poškození nasazených mechanismů se stěny výkopů zabezpečují:

- Svahováním do sklonu, který zabezpečuje stabilitu.
- Vyztužením strmých či svislých stěn (Roubení)



V obydlených územích, na veřejných prostranstvích, kde se současně provádějí i jiné práce, musí být výkopy zakryty. Výkopy přiléhající k veřejným komunikacím musí být opatřeny výstražnou dopravní značkou a v noci výstražným červeným světlem. Výstražná světla mohou být od sebe vzdálena maximálně 50 m. Přes výkopy hlubší než 0,5 m musí být zřízeny bezpečné přechody min. šířky 0,75 m. Na veřejných prostranstvích kde je výrazný pohyb osob musí být přechod min. šířky 1,5 m. Přechody musí být vybaveny oboustranným tyčovým zábradlím vysokým 1,1 m. [27]

### 9.3.1 PAŽENÍ

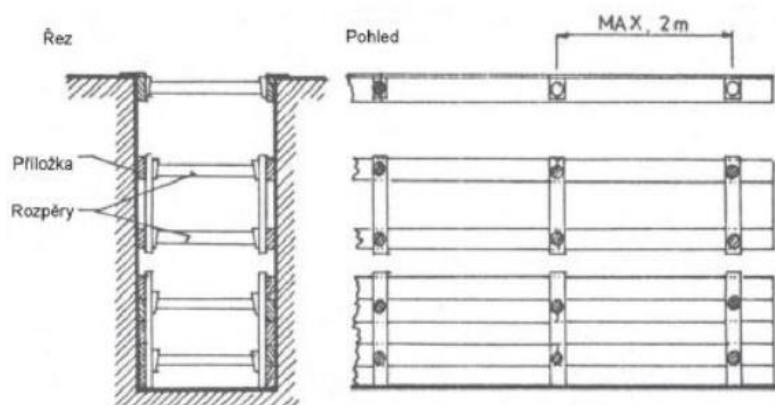
Jedná se o klasické vyztužování stěn výkopu. Roubení se musí provádět u všech strmých a svislých stěn výkopu, které v nezastavěném území dosáhnou hloubky 1,5 m. V zastavěném území se musí provádět pažení již při dosažení hloubky 1,3 m. Ve všech případech musí pažení přechývat 15 cm nad okolní terén. Roubení se skládá ze dvou konstrukčních prvků:

- pažení - je vlastní opěrná stěna složená z pažnic. Opírá se o stěny výkopu a přebírá z hornin zemní tlak.
- rozpěrné konstrukce - přenáší zemní tlak z pažení do opěrných bodů

Podle druhu horniny a zhotovení roubení rozdělujeme roubení na:

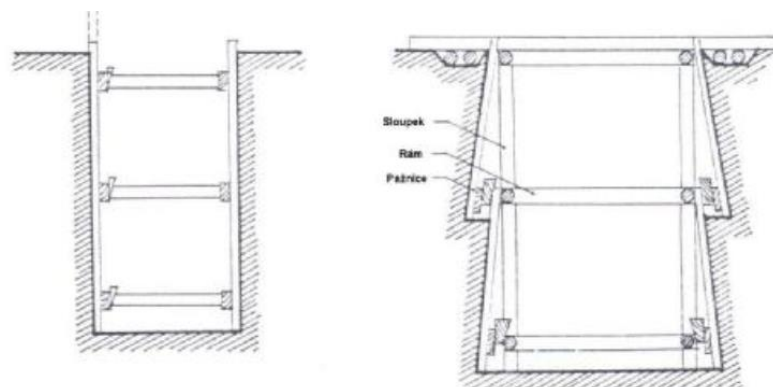
- příložné
- zatahované
- hnané

**Příložné roubení** - se zhotovuje přikládáním pažnic ke stěnám vyhloubeného výkopu. Používá se v suchých soudržných horninách, v kterých jsou stěny výkopu dočasně stabilní. Jednotlivé pažnice se přikládají většinou vodorovně podle druhu horniny s mezerami nebo bez nich. Potom se rozepřou rozpěrnou konstrukcí. Klasická rozpěrná konstrukce se skládá z příložky a rozpěry. [28]



Obr. 68 Příložné roubení s vodorovnými pažnicemi

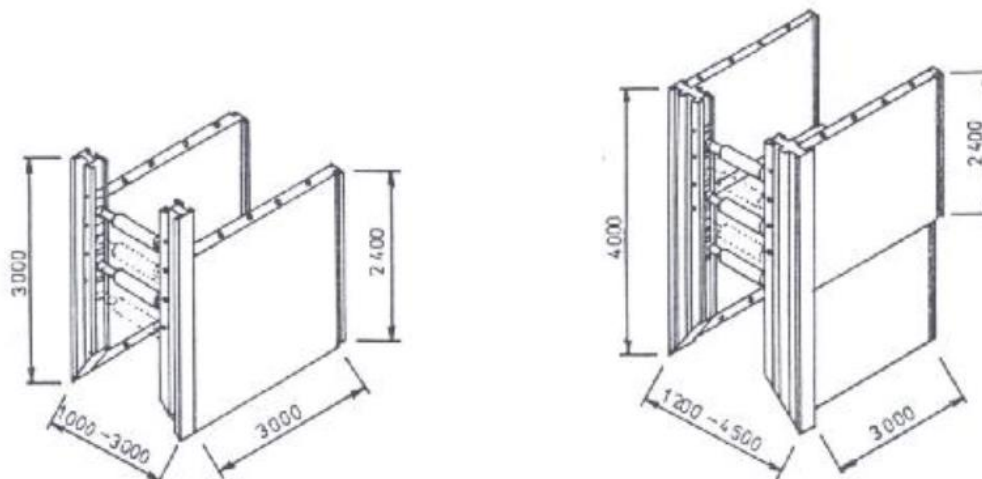
**Zatahované roubení** - je vhodné na pažení výkopu v suchých, středně stlačitelných a nesoudržných horninách. Má svislé pažnice, vodorovné příložky a rozpěry. Příložky jsou navzájem rozepřené sloupky, které zabezpečují jejich výškovou polohu. [28]



Obr. 69 Zátahové roubení

**Hnané roubení** - se používá ve výkopech ve stlačitelných, nesoudržných a nebo rozmočených horninách. Tato konstrukce se podobá zatahovanému roubení. Může mít pažnice svislé nebo šikmé. V obou případech jsou však o 80 až 150 cm delší a na dolním konci je vytvořena špice. V zavodněných horninách se musí pažnice jednotlivých částí navzájem dotýkat. Hnané roubení se na rozdíl od zatahovaného zhotoví tak, že se pažnice nejprve zabírají a potom se hornina vybírá. Stěna výkopu není v žádném stadiu hloubení obnažená. Při strojovém hloubení rýh, jam je možné využít hloubicí stoj na manipulaci roubení a tak zvětšovat rozměry i hmotnost jednotlivých elementů roubení. Provádí se: [28]

- Tabulové roubení
- Prostorovými roubíci díly
- Roubícím strojem



Obr. 70 Roubení tabulové

## 10 ZÁVĚR

Všechny úkoly ze zadání byly splněny. Byl navržen podkopový stroj maximálním dosahem ramene 3912 mm a s maximálním hloubkovým dosahem 2811 mm. Rozměry násady jsou zvoleny tak, aby bylo možné připojení podkopové lžice pro stroj Komatsu WB93 a WB97 nebo lžice pro stroj JCB 2CX. Při výpočtu rypného odporu byla uvažována zemina 4. třídy, tedy těžce rozpojitelná hlína nebo jílovitá hlína. Vypočtený rypný odpor byl pak porovnán s rypnou silou hydrauliky stroje. Z výpočtu vyplývá, že lze s tímto strojem pracovat s podkopovými lžicemi o šířce až 500 mm. Pro připojení k traktoru bylo použito tříbodového závěsu, ke kterému jsou přidány dvě nastavitelné vzpěry. Tyto vzpěry jsou upnuty v konzole etážového závěsu. Toto spojení traktoru s rámem podkopu zajistí dostatečnou tuhost při provádění výkopových prací.

Pro pohon hydrauliky bylo navrženo čerpadlo od firmy Vivolo s dodávkou 40l/min, které bude poháněno kardanem přes převodovku S 71000. Stabilizační podpěry jsou ovládány nezávisle na sobě, což umožňuje vyrovnaní stroje do vodorovné pozice i při sklonu zeminy. Pro pohyb s výložníkem, násadou a lopatou byly zvoleny hydromotory s oboustranným tlumením v koncových polohách. Tlumení zabezpečí zpomalení pohybu pístu v krajní poloze, takže nedojde k naražení pístu do víka a k nežádoucímu snižování životnosti. Ovládání jednotlivých hydromotorů zajišťuje sedmisekční rozvaděč od firmy Bucher. Součástí tohoto rozvaděče je i pojistný ventil a možnost přídavné montáže sekundárních pojistných ventilů. Sekundární pojistné ventily jsou nutné u přímočarých hydromotorů, které ovládají výložník, násadu a podkopovou lžici. Nutnost použití těchto sekundárních pojišťovacích ventilů vyšla z grafického rozboru sil výložníku, kde může nastat situace, kdy provádíme pohyb s hydromotorem násady a u hydromotoru výložníku dojde k překročení maximálního dovoleného tlaku. Z tepelného výpočtu hydrauliky vznikla podmínka použití chladiče hydraulického oleje. Byl zvolen chladič OK-ELD1 s maximálním chladícím výkonem 3,8 kW. Tento chladič je poháněn 12V DC motorem, který bude napájen z elektrické sítě traktoru.

Pevnostní analýza byla provedena v programu Ansys Workbench 2019. Z důvodu velkého rozsahu práce byla provedena pevnostní analýza součástí podkopového ramene bez hlavního rámu stroje. Výpočet byl proveden v několika pozicích ramene výložníku a byly stanoveny nejhorší stavy pro jednotlivé součásti ramene. U každé součásti byl stanoven koeficient bezpečnosti a podle nejnižšího koeficientu byla stanovena celková bezpečnost, která je rovna 1,7.

## 11 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] Zadní podkop Tifermec série GreenLine BA. *Profistroje.cz* [online]. – [cit. 2019-25-4]. Dostupné z: [https://www.profistroje.cz/zadni-podkop-tifermec-serie-greenline-ba\\_3383.html](https://www.profistroje.cz/zadni-podkop-tifermec-serie-greenline-ba_3383.html)
- [2] Zadní podkop Tifermec série DIG-DIG 50-75. *Profistroje.cz* [online]. – [cit. 2019-25-4]. Dostupné z: [https://www.profistroje.cz/zadni-podkop-tifermec-serie-dig-dig-50-75\\_3395.html](https://www.profistroje.cz/zadni-podkop-tifermec-serie-dig-dig-50-75_3395.html)
- [3] EBM – Hydraulic side shift Backhoe. *Enorossi.it* [online]. – [cit. 2019-25-4]. Dostupné z: <http://www.enorossi.it/en/project/ebm-2/>
- [4] Detail otoče podkopu. *Bagry.cz* [online]. – [cit. 2019-25-4]. Dostupné z: [http://bagry.cz/clanky/veterani/jcb\\_major\\_loader\\_mk\\_1\\_prvni\\_rypadlonakladac\\_nejsla\\_vnejsiho\\_vyrobcu\\_na\\_svece/detail\\_otoce\\_podkopu](http://bagry.cz/clanky/veterani/jcb_major_loader_mk_1_prvni_rypadlonakladac_nejsla_vnejsiho_vyrobcu_na_svece/detail_otoce_podkopu)
- [5] Hydraulické kyvné pohony. *Rkr-hydraulika.cz* [online]. – [cit. 2019-25-4]. Dostupné z: <https://www.rkr-hydraulika.cz/pleiger-uvod.htm>
- [6] Úprava otoče bagru. *nasetractory.eu* [online]. – [cit. 2019-25-4]. Dostupné z: <http://www.nasetractory.eu/forum/viewtopic.php?f=50&t=80536&start=0>
- [7] Číslo inzerátu: 178. *libormatejka.cz* [online]. – [cit. 2019-25-4]. Dostupné z: <https://www.libormatejka.cz/nahledy.php?id=178>
- [8] Stavební stroje. *Bagry.cz* [online]. – [cit. 2019-25-4]. Dostupné z: [http://bagry.cz/forum/stavebni\\_stroje/precepovani\\_podkopu\\_a\\_predniho\\_nakladace\\_u\\_jcb\\_3\\_cx](http://bagry.cz/forum/stavebni_stroje/precepovani_podkopu_a_predniho_nakladace_u_jcb_3_cx)
- [9] Rypadlo nakladače. *asbud.cz* [online]. – [cit. 2019-25-4]. Dostupné z: <http://asbud.cz/wp-content/uploads/2017/02/Mecalac-BHL-%C4%8CJ-2018-new-hd.pdf>
- [10] Rypadlonakladače – řada T. *agrotecservis.cz* [online]. – [cit. 2019-25-4]. Dostupné z: <https://www.agrotecservis.cz/rypadlo-nakladace-rada-t>
- [11] BAUER, František, et. al. Traktory a jejich využití. 2. vyd. Praha: Profi Press s.r.o., 2013. 224 s. ISBN 978-80-86726-52-6.
- [12] Kluzná pouzdra SKF (CZ). *arkov.cz* [online]. – [cit. 2019-25-4]. Dostupné z: [https://www.arkov.cz/getattachment/f182b271-5616-4cbf-936c-fc90f91dd6e5/Kluzna-pouzdra-SKF-\(CZ\)](https://www.arkov.cz/getattachment/f182b271-5616-4cbf-936c-fc90f91dd6e5/Kluzna-pouzdra-SKF-(CZ))
- [13] KAŠPÁREK, J.: Stroje pro zemní práce. Studijní text VUT Brno
- [14] ČSN ISO 6015 (277030). Stroje pro zemní práce. Hydraulická lopatová rýpadla a rýpadlo-nakladače - Metody stanovení sil na nástroji

- [15] PETRŮ, Michal. *Pevnostní výpočet podkopových lžic a jejich inovace* Liberec, 2008. Diplomová práce. Technická univerzita v Liberci. Fakulta strojní. Prof. Ing. Jan Honců, CSc
- [16] Technika pro arboristy. *docplayer.cz* [online]. – [cit. 2019-25-4]. Dostupné z: <https://docplayer.cz/11634222-Technika-pro-arboristy.html>
- [17] ŠKOPÁN, Miroslav. *Hydraulické pohony strojů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2009. [cit. 1. 10. 2018]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studis/student.phtml>.
- [18] Čerpadla s vnějším ozubením. *Hydrocom.cz* [online]. – [cit. 2019-25-4]. Dostupné z: [https://www.hydrocom.cz/images/Sortiment/Hydraulicka\\_cerpadla/Cerpadla\\_s\\_vnejsi\\_m\\_ozubenim/Velikost%201/XV.pdf](https://www.hydrocom.cz/images/Sortiment/Hydraulicka_cerpadla/Cerpadla_s_vnejsi_m_ozubenim/Velikost%201/XV.pdf)
- [19] Převodovky. *Hydroma.cz* [online]. – [cit. 2019-25-4]. Dostupné z: <https://www.hydroma.cz/files/product/10/3/22638/data/085-10003.pdf>
- [20] Přímočarý hydromotor HRI dvojitý s tlumením. *Rerosa.cz* [online]. – [cit. 2019-25-4]. Dostupné z: <http://rerosa.cz/hridvojcinnny.htm>
- [21] Housing hydraclamp bottom 2001-2012 / JCB 3CX 4CX. *Serwis-kop.pl/cs* [online]. – [cit. 2019-25-4]. Dostupné z: <https://www.serwis-kop.pl/cs/produkt/1664-housing-hydraclamp-bottom-2001-2012-jcb-3cx-4cx>
- [22] Mobilní rozvaděče. *Hydrocom.cz* [online]. – [cit. 2019-25-4]. Dostupné z: [https://www.hydrocom.cz/images/Sortiment/Rozvadece/Mobilni\\_rozvadece/HDS11/HDS11.pdf](https://www.hydrocom.cz/images/Sortiment/Rozvadece/Mobilni_rozvadece/HDS11/HDS11.pdf)
- [23] Mobile series OK-ELD. *Hydac.com* [online]. – [cit. 2019-25-4]. Dostupné z: <https://www.hydac.com/chc-en/products/air-cooler/mobile-series-ok-eld.html>
- [24] Filtr vratný. *Hydroma.cz* [online]. – [cit. 2019-25-4]. Dostupné z: <https://www.hydroma.cz/filtr-vratny-22365.html>
- [25] Manometr. *Hydroma.cz* [online]. – [cit. 2019-25-4]. Dostupné z: <https://www.hydroma.cz/manometr-26738.html>
- [26] Hydraulické hadice CR. *Vskprofi.cz* [online]. – [cit. 2019-25-4]. Dostupné z: <https://www.vskprofi.cz/vsk-file/23923>
- [27] Karel Novák. *Vybraná ustanovení bezpečnostních předpisů se vztahem k provozu strojů a zařízení dle vyhl 77/1965 Sb. a doplňujících výnosů*. CZU Praha 2015 (cs)
- [28] Technologie provádění zemních prací. *Lences.cz* [online]. – [cit. 2019-25-4]. Dostupné z: <http://lences.cz/domains/lences.cz/skola/subory/Skripta/BW01-Technologie%20staveb%20I/M02-Technologie%20provadeni%20zemnich%20praci.pdf>

## 12 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	[mm]	vzdálenost od čepu hydromotoru po otočný kloubu výložníku
$A_{chl}$	[W/K]	ochlazovací konstanta hydraulického obvodu
b	[mm]	vzdálenost kolmice spojovací vzpěry k úchytnému čepu na násady k lžici
$b_1$	[m]	šířka lopaty
C	[J/K]	konstanta tepelné kapacity hydraulického obvodu
c	[mm]	vzdálenost kolmice od hydromotoru lžice k úchytnému čepu na násadě
$c_0$	[J/kgK]	střední měrné teplo kapaliny
$c_1$	[J/kgK]	střední měrné teplo kovových částí obvodu
d	[mm]	vzdálenost kolmice spojovací vzpěry k úchytnému čepu na násadě
$d_1$	[mm]	vnitřní průměr hadice 1/2"
$d_2$	[mm]	vnitřní průměr hadice 3/4"
$D_1$	[mm]	průměr čepu s mazací drážkou
$F_2$	[N]	síla vyvolaná hydromotorem násady
$F_3$	[N]	síla vyvolaná hydromotorem lžice
$F_1$	[N]	maximální zatěžující síla ložiska
$F_{Rmax}$	[N]	rypná síla na zubech podkopové lžice
$F_{Vmax}$	[N]	vylamovací síla zubů lžice
h	[m]	hloubka řezu
i	[-]	počet kolenových spojů
$i_1$	[-]	převodový poměr převodovky S 71000
$i_2$	[-]	převodový poměr mezi vývodovým hřídelem a čerpadlem
$i_{k1}$	[-]	počet kolenových spojů 1/2"
$i_{k2}$	[-]	počet kolenových spojů 3/4"
k	[W/m <sup>2</sup> K]	celkový součinitel prostupu tepla
$k_{cut}$	[MPa]	odpor zeminy
$k_{\check{c}}$	[-]	bezpečnost čepu
$k_{kv}$	[-]	bezpečnost konzoly výložníku
$k_n$	[-]	bezpečnost násady
$k_{ov}$	[-]	bezpečnost otoče výložníku
$k_{pm}$	[-]	bezpečnost v pákovém mechanismu
$k_r$	[-]	korekční součinitel
$k_v$	[-]	bezpečnost výložníku
$l_1$	[m]	délka skupiny hadic 1/2"
$l_2$	[m]	délka skupiny hadic 3/4"
$L_1$	[mm]	délka kluzného ložiska
$m_0$	[kg]	hmotnost kovových částí obvodu
$n_1$	[ot/min]	skutečné otáčky motoru
$n_2$	[ot/min]	otáčky vývodového hřídele
$n_3$	[ot/min]	otáčky čerpadla
$n_m$	[ot/min]	jmenovité otáčky motoru
$n_{vh}$	[ot/min]	otáčky vývodového hřídele
$P_d$	[N/mm]	kontaktní tlak

$P_{hm}$	[W]	výkon hydromotoru
$P_z$	[W]	ztrátový výkon
$P_{z2}$	[W]	ztrátový výkon pro dvě funkce
$P_{zhm}$	[W]	ztrátový výkon hydromotoru
$Q$	[m <sup>3</sup> /s]	průtok kapaliny
$Q_2$	[m <sup>3</sup> /s]	průtok kapaliny hydraulickými hadicemi 1/2" při činnosti dvou HM
$R$	[mm]	poloměr otočného kloubu násady
$r$	[mm]	poloměr otočného kloubu lžice
$R_1$	[N]	odpor proti řezání třísky
$R_2$	[N]	odpor tření mezi lopatou a zeminou
$R_3$	[N]	odpor proti přemísťování zeminy do lopaty
$R_e$	[-]	Reynoldsovo číslo
$R_n$	[N]	normálová složka rypného odporu
$R_o$	[N]	rypný odpor
$R_t$	[N]	tečná složka rypného odporu
$S$	[mm <sup>2</sup> ]	plocha průtoku
$S_o$	[m <sup>2</sup> ]	teplosměnná plocha
$S_t$	[m]	plocha odebírané třísky
$T$	[s]	časová konstanta oteplování obvodu
$t_o$	[°C]	teplota okolí
$t_{u1}$	[°C]	ustálená teplota obvodu při jedné funkci
$t_{u2}$	[°C]	ustálená teplota obvodu pro dvě funkce
$V$	[l]	objem kapaliny v nádržích
$v$	[m/s]	rychlost průtoku kapaliny v hadici 1/2"
$v_2$	[m/s]	rychlost průtoku kapaliny v hadici 3/4"
$\Delta p_1$	[Pa]	délková ztráta v hydraulických hadicích 1/2"
$\Delta p_2$	[Pa]	místní ztráta v potrubí 1/2"
$\Delta p_3$	[Pa]	délková ztráta v hydraulických hadicích 3/4"
$\Delta p_4$	[Pa]	místní ztráta v potrubí 3/4"
$\Delta p_5$	[Pa]	tlaková ztráta v rozvaděči
$\Delta p_6$	[Pa]	tlaková ztráta ve filtru
$\Delta p_7$	[Pa]	tlaková ztráta v přímočarém hydromotoru
$\Delta p_8$	[Pa]	tlaková ztráta v chladiči
$\lambda_1$	[-]	součinitel tření v hadici 1/2"
$\lambda_2$	[-]	součinitel tření v hadici 3/4"
$\xi$	[-]	součinitel místních ztrát
$\rho$	[kg/m <sup>3</sup> ]	hustota kapaliny
$\sigma_k$	[MPa]	mez kluzu
$\sigma_{max1}$	[MPa]	maximální napětí v konzole výložníku
$\sigma_{max2}$	[MPa]	maximální napětí v otoči výložníku
$\sigma_{max3}$	[MPa]	maximální napětí ve výložníku
$\sigma_{max4}$	[MPa]	maximální napětí v násadě
$\sigma_{max5}$	[MPa]	maximální napětí v pákovém mechanismu
$\sigma_{max6}$	[MPa]	maximální napětí v čepu
$\Phi_1$	[W]	teplo odvedené železem
$\Phi_{chl}$	[W]	teplo odvedené chladičem

## 13 SEZNAM PŘÍLOH

1. Příloha: Podkopové zařízení pracovní stav
2. Příloha: Podkopové zařízení složený stav
3. Příloha: Sestava podkopu
4. Příloha: Sestava otoče