

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

**ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A
ROBOTIKY**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND ROBOTICS

MALÁ VRTNÁ SOUPRAVA PRO VRTÁNÍ STUDNÍ

SMALL DRILLING RIG FOR DRILLING WELLS

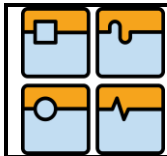
DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. Martin Volec

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. Jan Pavlík Ph.D.



Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky
Akademický rok: 2014/2015

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Martin Volec

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Výrobní stroje, systémy a roboty (2301T041)**

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

Malá vrtná souprava pro vrtání studní

v anglickém jazyce:

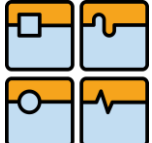
Small drilling rig for drilling wells

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte malou mobilní vrtnou soupravu pro vrtání studní do průměru 200mm, technologií vrtání vodním výplachem.

Cíle diplomové práce:

1. Analýza problematiky
2. Návrh variant řešení
3. Konstrukční návrh vybrané varianty - 3D model,
4. Výpočtová dokumentace včetně dimenzování vybraných uzlů
5. Výkresová dokumentace vybraných uzlů

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 3
--	--	--------

Seznam odborné literatury:
ČSN EN 791+A1 (277991) A Vrtné soupravy
www zdroje

Vedoucí diplomové práce: Ing. Jan Pavlík, Ph.D.

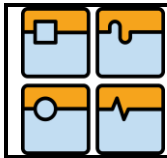
Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/2015.

V Brně, dne 22.11.2014

L.S.

doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.
Ředitel ústavu

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

**Abstrakt**

Cílem této diplomové práce je návrh konstrukce malé vrtné soupravy pro vrtání studní. Vrtná souprava bude sloužit k vrtání studní do průměru 200 mm technologií rotačním vrtáním s vodním výplachem. V první části práce je provedena rešerše malých vrtných souprav. V druhé části následně vlastní návrh malé vrtné soupravy.

Klíčová slova

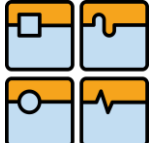
Technologie vrtání studní, rotační vrtání s vodním výplachem, vrtná jednotka, výplachová hlava, konstrukce vrtné soupravy, zdvihací zařízení, vrtné tyče, vrtací nástroje, výplachové čerpadlo

Abstract

The aim of this thesis is the structural design small drilling rigs for drilling wells. Drilling rig will be used for drilling wells up to 200 mm diameter rotary drilling technology with irrigation water. The first part is a literature search of small drilling rigs. In the second part, then custom design a small drilling rig.

Keywords

Technology of drilling, rotary drilling, water drilling, offshore drilling unit, the drilling head, construction rigs, lifting equipment, drill pipes, drilling tools, mud pumps

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 5
--	--	--------

Bibliografická citace


VOLEC. M. *Malá vrtná souprava pro vrtání studní technologií vodním výplachem*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 74 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jan Pavlík, Ph.D.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma Malá vrtná souprava pro vrtání studní technologií vodním výplachem vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených na seznamu, který tvoří přílohu této práce.

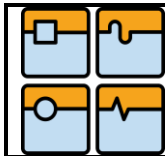
V Brně dne 18.05.2015

.....
Bc. Martin Volec

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 6
--	--	--------

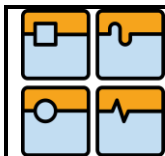
Poděkování

Děkuji vedoucímu diplomové práce Ing. Janu Pavlíkovi, Ph.D. za jeho odborné vedení a cenné rady, které mi byly během tvorby diplomové práce velmi prospěšné. Dále děkuji své rodině, za poskytnutí podpory při vypracování této diplomové práce.




OBSAH

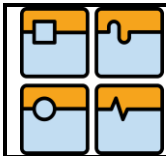
1	ÚVOD.....	10
2	ZPŮSOBY PROVÁDĚNÍ HLUBINNÝCH VRTŮ	10
2.1	Rotačně-příklepné vrtání	10
2.1.1	Princip rotačně-příklepného vrtání	10
2.2	Rotačně řezné vrtání s přímým vodním výplachem	11
2.2.1	Princip rotačně řezného vrtání	12
2.3	Výběr technologie navrhované vrtné soupravy	13
2.4	Řešení konstrukce a pohonů výrobci malých vrtných souprav	13
2.4.1	Prodejce na internetu - Szilárd Denčo Hristov, Maďarsko	14
2.4.2	Přenosná vrtná souprava Bogatech	15
2.4.3	Přenosná vrtná souprava hydra-drill HD2000	16
2.4.4	Vrtná souprava hydra-drill M60	18
2.4.5	Přenosná vrtná souprava LS100	19
2.4.6	Vrtná souprava LS T1+	20
2.5	Zhodnocení kladů a záporů konstrukčních řešení	20
2.5.1	Pohon vrtací jednotky	20
2.5.2	Řešení zdvihu vrtací jednotky	21
3	KOMPLETNÍ SESTAVA FUNKČNÍ VRTNÉ SOUPRAVY	22
3.1	Nosná konstrukce	22
3.2	Vrtná jednotka	22
3.3	Zdvihací zařízení	23
3.4	Vrtné tyče	23
3.5	Vrtací korunka	23
3.6	Výplachové kalové čerpadlo	23
4	VLASTNÍ NÁVRH KONSTRUKCE	25
4.1	Nosná konstrukce	25
4.1.1	Technické parametry přivěsného vozíku Agados Hobby-2	25
4.2	Volba pohonů	27
4.2.1	Požadované parametry vrtací jednotky	27
4.2.2	Požadované parametry zdvihového ústrojí	27
4.2.3	Požadované parametry čerpadla pro výplach z vrtu	27
4.3	Návrh vrtací jednotky	27
4.3.1	Volba převodové skříně	29



4.3.2	Volba elektromotoru	31
4.3.3	Volba frekvenčního měniče	32
4.3.4	Řešení rozvodové skříně	33
4.3.5	Návrh výplachové hlavy	34
4.3.6	Volba pohyblivého uložení vrtací jednotky	36
4.4	Návrh zdvihacího ústrojí	37
4.4.1	Volba řetězu a řetězových kol	38
	Volba řetězového kola	42
	Otáčky řetězového kola	43
	Předběžný výpočet převodového poměru	43
4.4.2	Výpočet a volba elektromotoru	48
	Volba elektromotoru	48
	Technická data elektromotoru	49
4.5	Napínání řetězu vrátku.....	49
4.6	Návrh vrtných tyčí	50
4.6.1	Volba průměru a délky vrtných tyčí	50
4.6.2	Návrh závitových spojů	51
4.7	Volba výplachového čerpadla	51
4.7.1	Výpočet výkonu čerpadla	51
4.8	Návrh vrtné korunky.....	53
4.9	Návrh podpěr vrtné soupravy	54
4.10	Návrh zemních vrtů	55
5	PEVNOSTNÍ ANALÝZA (MKP)	56
5.1	Postup pevnostní analýzy v autodesk inventoru 2015.....	56
5.1.1	Výpočet plochy průřezu vrtné tyče	56
5.1.2	Výpočet sil působících na vlastní tyč	57
5.1.3	Zpráva pevnostní analýzy (tlak - moment)	58
5.1.4	Zpráva pevnostní analýzy (tah – moment)	60
6	PRAKTICKÉ ZKOUŠKY A TESTOVÁNÍ SOUPRAVY.....	62
6.1	Realizované změny a vylepšení.....	62
6.1.1	Výměna zdvihového ústrojí	62
6.1.2	Odvod výplachového media z vrtu	62
6.1.3	Výplachové kalové čerpadlo	63
6.1.4	Umístění rozvodové skříně	64
6.1.5	Umístění zátěže na vrták	64

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 9
--	--	--------

6.2	Plánované změny a vylepšení.....	65
6.2.1	Použití pružin mezi řetězem a vrtací jednotkou	65
6.2.2	Změna konstrukce výplachové hlavy	65
6.2.3	Použití reflektorů	65
ZÁVĚR.....		66
Použité informační zdroje.....		67
Seznam použitých značek a symbolů		69
Seznam obrázků.....		71
Seznam tabulek.....		73
Seznam příloh.....		74



1 ÚVOD

Téma této diplomové práce se zabývá návrhem malé vrtné soupravy pro vrtání studní technologií přímým vodním výplachem.

Již 17 let se zabývám vrtáním studní technologií jádrovým vrtáním. Tato technologie je použitelná pro vrtání v lokalitách s jílovitým, hlinitým a hlinito-písčítým podložím.

Během této doby jsem se setkal s lokalitami, ve kterých jsem nebyl schopen vrtat. Jednalo se buď o lokality se skalním podložím, nebo s lokalitami s nesoudržným písčítým podložím.

Rozhodl jsem se rozšířit své možnosti vrtání i v jiných lokalitách než jsem byl schopný. V úvahu přicházejí dvě varianty. První - rotačně příklepové vrtání pneumatickým kladivem se vzduchovým výplachem. Pro tuto variantu je velice rozšířené využívání např. lehké, lomařské vrtačky SLV-81 v kombinaci s kolovým kompresorem. Pro přepravu této technologie je používán nákladní automobil vzhledem k potřebě přemístování kolového kompresoru. Tato varianta vyžaduje zvýšené nároky na prostor při parkování této techniky a i zvýšené náklady na provoz, povinné ručení nákladního automobilu, silniční daně, tlakových zkoušek kompresoru a neposlední řadě i vyšší pořizovací náklady této techniky. Druhá varianta je pořídit si technologii rotačního vrtání s přímým vodním výplachem, u které není zapotřebí kolový vzduchový kompresor. Pro vynášení odvrtného materiálu je používán proud vody. Tato technologie není mezi studnaři, v mém okolí, příliš rozšířená, proto jsem získával potřebné informace z dostupných domácích a zahraničních internetových zdrojů.

2 ZPŮSOBY PROVÁDĚNÍ HLUBINNÝCH VRTŮ

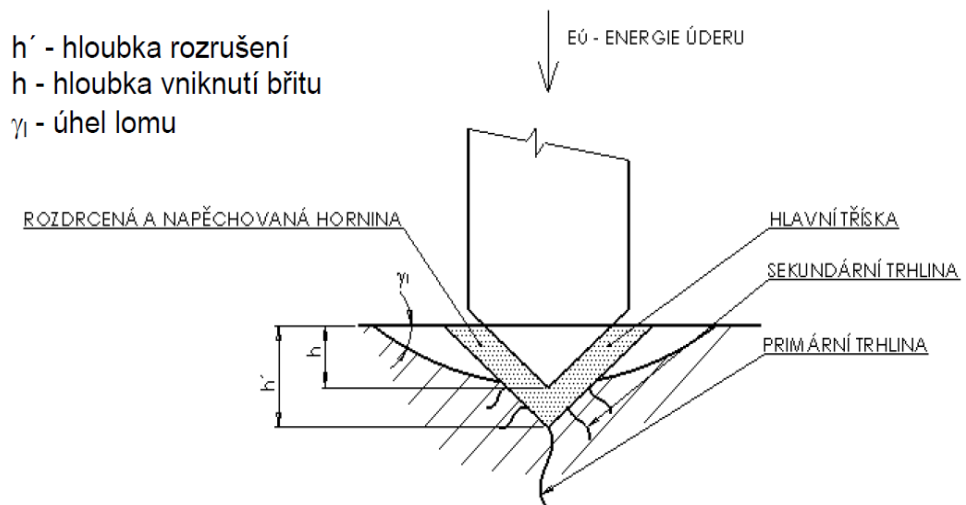
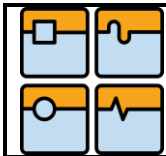
Režim vrtání je dán přitlakem, otáčkami a odvodem horniny z vrtu. Hlavní složkou režimu vrtání je přitlak: může být stálý, kmitavý, příklepný a nárazový. Druhou velmi důležitou složkou režimu vrtání je proplach vrtu. Je jím řízen odnos rozpojené horninové drti z čelby vrtu, od vrtného nástroje, na povrch.

2.1 ROTAČNĚ-PŘÍKLEPNÉ VRTÁNÍ

Na rozpojení horniny využívá současné působení rotace a dynamických rázů, vyvozovaných vrtacími kladivy. Mají pneumatický pohon. Jako energetické medium se zde používá stlačený vzduch, který slouží zároveň i k vynášení horninové drti z vrtu.

2.1.1 PRINCIP ROTAČNĚ-PŘÍKLEPNÉHO VRTÁNÍ

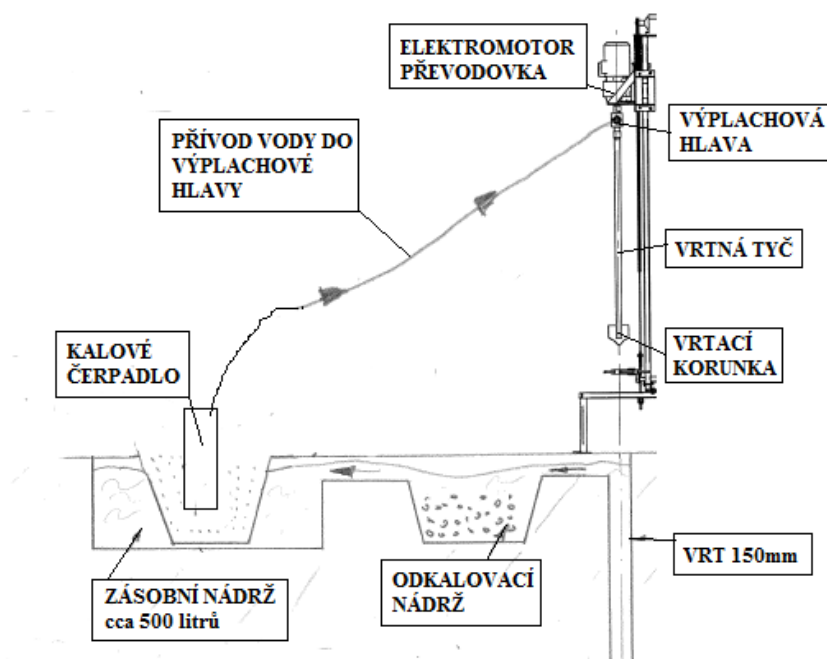
Využívá vrubového rozpojení, kde břitový nástroj vniká do horniny působením kinetické energie od úderu části vrtného kladiva na horní část nástroje. Břitový nástroj po každém příklepu od horniny odskočí a pootočí se, aby další jeho vniknutí bylo v jiné nerozrušené části čela vrtu. Hloubka vrubu závisí na geometrii nástroje, energii jednoho úderu, úhlu pootočení před dalším úderem a přitlaku na vrtný nástroj. Přitlakem se rozumí síla vyvozovaná v ose vrtání. Optimální přitlak zajišťuje dokonalý přenos energie úderu nástroje na horninu. [1]



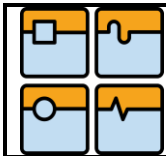
Obr.2-1. Mechanismus tvoření třísky při přiklepném vrtání a vznik primárních trhlin [1].

2.2 ROTAČNĚ ŘEZNÉ VRTÁNÍ S PŘÍMÝM VODNÍM VÝPLACHEM

Na rozpojení horniny se využívá působení rotace a přítlaku na vrtnou korunku, případně valivé dláto. K vynášení horniny z vrtu slouží výplachové médium, které je přiváděno vrtnými tyčemi k čelbě vrtu. Jako médium je obvykle používána voda, která se v případě potřeby upravuje přísadami. (např. Bentonit pro zahuštění a zvýšení soudržnosti stěn při vrtání v nesoudržných písčitých zeminách a pro zlepšení vynášecí schopnosti)



Obr. 2-2. Princip vrtání s vodním výplachem



2.2.1 Princip rotačně řezného vrtání [1]

Je to způsob vrtání, při kterém vnikají břity nástroje do horniny a odřezávají třísku. Vrtné soutyčí je opatřeno řeznými vrtacími korunkami. Tohoto způsobu vrtání se používá v horninách s nízkou pevností, t.j. v měkkých a středně tvrdých.

Při srovnání s příklepným vrtáním dosahuje vrtání rotační těchto výhod:

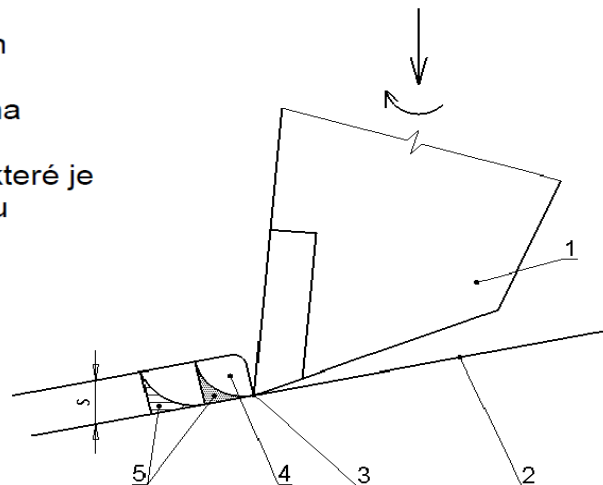
- dosahuje vyšších rychlostí vrtání,
- konstrukce vrtacího stroje je jednodušší,
- přenos energie na vrtací nástroj je jednodušší a účinnější,
- z hlediska ergonomického má lepší hygienické parametry - má nižší hlučnost, prašnost a vibrace, při vlastním vrtání
- bez větších problémů lze použít pohon elektromotorem.

Podle typu nástroje dělíme rotačního vrtání do tří skupin [1]:

- třískové

je ho dosaženo dostatečným přtlakem na vrtací nástroj. Přtlak je volen tak, aby byl větší než pevnost vrtané horniny v tlaku a zároveň nezpůsobil přílišné opotřebení nástroje. Nástroj pak při rotaci odděluje z horniny pravidelnou třísku.

- 1 – břit s tvrdokovem
- 2 – řezná rovina
- 3 – rozdrčená hornina
- 4 – hrubá tříška
- 5 – zbytkové jádro, které je odříznuto formou jemných třísek
- s – tloušťka třísky



Obr.2-3..Princip třískového rozpojování hornin [1].

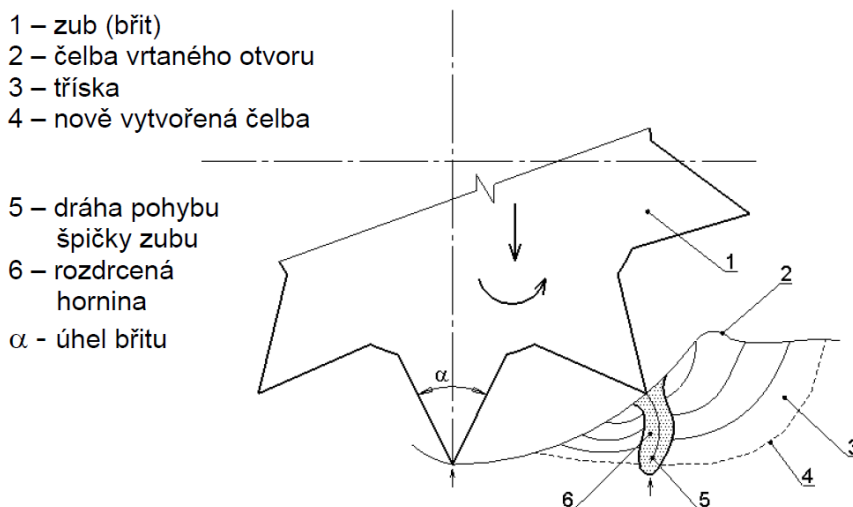
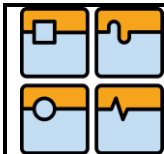
- obrusné

vzniká, pokud nevyvineme dostatečný přtlak na vrtací nástroj [1]

- valivé

využívá velmi vysokého přtlaku na speciální vrtací nástroj – valivé dláto. Valivé dláto v hornině vytváří vrub a následně jej odštěpuje, tento princip je zobrazen na obrázku č.2-4.

Vlastní řezný nástroj - valivé dláto, je opatřeno několika ozubenými kotouči, nejčastěji kuželového tvaru, kdy hroty při odvalování po čelbě vrtu vnikají do horniny a způsobují její rozrušení. Hroty a výstupky na povrchu pracovních orgánů mají tvar zubů (zpevněné navařenými slinutými karbidy) nebo polokulovitého výstupku a jsou používány pro vrtání v měkkých až středně tvrdých horninách [1].



Obr.2-4. Princip valivého rozpojování hornin [1].

2.3 VÝBĚR TECHNOLOGIE NAVRHOVANÉ VRTNÉ SOUPRAVY

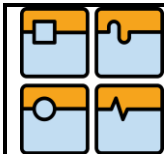
Po vyhodnocení kladů a záporů obou těchto technologií jsem se rozhodl pro druhou variantu, tedy rotační vrtání s vodním výplachem. Při mém rozhodování jsem preferoval hlavně převládající poptávku vrtání v lokalitách s písčitém podložím za dobu mé praxe. Pro tuto variantu jsem se přiklonil i vzhledem k průzkumu technologií vrtání konkurenčních firem v mém okolí. Většina firem používá technologii rotačně příklepovou se vzduchovým výplachem a v lokalitách písčitéch musí vrtat s tzv. zapažováním ocelovými pažnicemi. Touto technologií je obvyklá cena cca 2500,-kč/m, což je cena, pro nemálo potencionálních zákazníků vzhledem k déle trvající návratnosti takového vrtu, nepřijatelná.

Z důvodu konkurenceschopnosti jsem se snažil pořídit si technologii na vrtání s co nejmenšími vstupními i provozními náklady a také s možností vyloučení potřeby ocelového zapažování v lokalitách s nesoudržným podložím.

Na inzertním webovém portálu jsem objevil nabídku malé vrtné soupravy s technologií s vodním výplachem od maďarského výrobce (viz obr. 5). Vrtná souprava by byla pro mé plány přijatelná s určitými úpravami. Nevýhodou bylo, že k přepravě soupravy je nutné pořídit čtyřkolový nákladní vozík za osobní automobil, případně soupravu namontovat na sériově vyráběný nákladní přívěsný vozík s odpovídající nosností. Po zhodnocení finančních nároků na zakoupení a úpravu vrtné soupravy jsem zvolil variantu vlastního návrhu konstrukce této technologie, přímo uzpůsobeného pro montáž na nákladní vozík.

2.4 ŘEŠENÍ KONSTRUKCE A POHONŮ VÝROBCI MALÝCH VRTNÝCH SOUPRAV

Před vlastním návrhem jsem se snažil získat co možná nejvíce poznatků od jiných konstruktérů a výrobců, kteří se již touto problematikou zabývali, a snažil jsem se využít jejich zkušeností pro vlastní konstrukční návrh. Obzvláště cenné byly poznatky německého výrobce Bogatech. [3] (požadovaný kroutící moment vrtné



jednotky, možnost přitlaku pro vrtání v tvrdších horninách, potřebná vynášecí rychlost výplachového media při vrtání, výroba vrtných tyčí,...) Požadované parametry komponentů byly porovnány s parametry použitých komponentů jiných výrobců. Jednotlivé možnosti řešení byly zváženy hlavně z hlediska vstupních finančních nákladů, nenáročnosti na údržbu a jednoduchosti vlastní konstrukce s co možná nejvyššími užitnými vlastnostmi.

2.4.1 PRODEJCE NA INTERNETU - SZILÁRD DENČO HRISTOV, MAĎARSKO

VRTNÁ SOUPRAVA S ELEKTRICKÝMI POHONY[2]

Malá vrtná souprava na vlastním podvozku. Vrtání rotační gravitační bez možnosti přitlaku s vodním výplachem. Schopná vrtat v měkčím podloží do maximální hloubky 100 m. Pohony elektrické. Pro vrtání dvourychlostní s výkonem 2,2 kW. Pro vrátek jednorychlostní s výkonem 0,75 kW. Pro výplach dvě kalová čerpadla LEO-12 italského výrobce osazená paralelně na soupravě. Maximální průtok čerpadel 12 l/s. Konstrukce sklopná. Pohyb vrtné jednotky ve věži pomocí kluzných pouzder a lanového vrátku.



Obr. 2-5. Malá elektrická vrtná souprava maďarského výrobce[2]

Technické parametry

Výška : 3,7 m

Hmotnost: 370 kg bez příslušenství

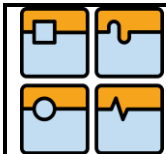
Max průměr vrtání : 200 mm

Dosažitelná hloubka vrtání : 100 m

Pohon vrtání: dvourychlostní elektromotor o výkonu 2,2 kW

Výstupní ptáčky: 70 ot /min , 140 ot /min

Parametry vrátku: pohon jednorychlostním elektromotorem o výkonu 0,75 kW, nosnost 400 kg, rychlost zdvihu 3,0 mmin⁻¹ [2]



VRTNÁ SOUPRAVA S HYDRAULICKÝMI POHONY [3]

Malá vrtná souprava na vlastním podvozku. Vrtání rotační s vodním výplachem. Schopná vrtat v jakémkoliv podloží do maximální hloubky 100 m. Pohon hydraulicky motorem Lombardiny. V tvrdších horninách možnost použití přitlaku.



Obr. 2-6. Malá hydraulická vrtná souprava maďarského výrobce [3]

Technické parametry

Výška : 4,7 m

Hmotnost: 560 kg bez vrtných tyčí a vrtacích korunek

Max průměr vrtání : 240 mm

Dosažitelná hloubka vrtání : 100 m

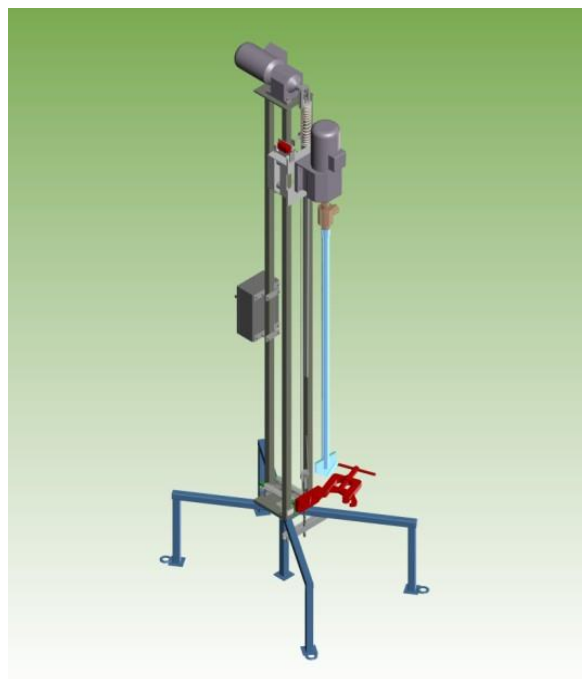
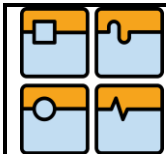
Pohon vrtání: hydromotorem

Výstupní otáčky: plynulá regulace 0 - 180 ot/min

Parametry zdvihu: hydraulický pohon, nosnost 1000 kg, rychlost zdvihu plynule regulovatelná [3]

2.4.2 PŘENOSNA VRTNÁ SOUPRAVA BOGATECH [4]

Lehká přenosná vrtná souprava pro rotační vrtání studní s vodním výplachem. Pohyb vrtací jednotky ve vrtné věži v kluzných pouzdrech. Zdvih pomocí jednořadého řetězu, umožňující omezený přitlak při vrtání s ohledem na hmotnost a ukotvení soupravy. Pohony elektromotory. Regulace otáček vrtání pomocí frekvenčního měniče. Dosažitelná hloubka vrtání 50 m. Výplach z čelby vrtu pomocí benzínového kalového čerpadla o maximálním průtočném množství $48 \text{ m}^3 \text{ hod}^{-1}$. Průměr vrtání 150 mm.



Obr. 2-7. Přenosná vrtná souprava Bogatech [4]

Technické parametry

Výška : 3,7 m

Hmotnost: 150 kg bez příslušenství

Max průměr vrtání : 150 mm

Dosažitelná hloubka vrtání : 50 m

Pohon vrtání: jednorychlostní elektromotor 3,0 kW

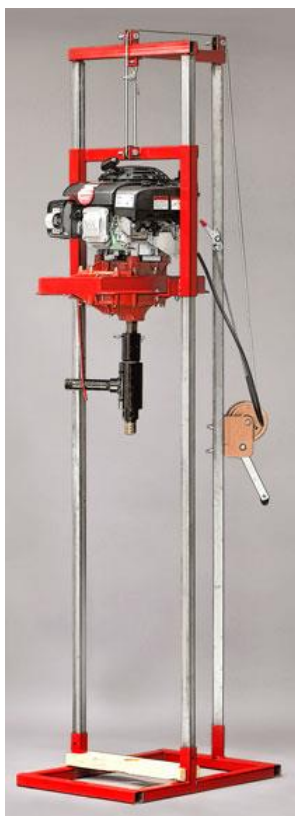
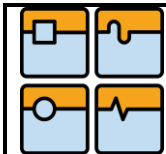
Výstupní ptáčky: 0 - 180 $ot\ min^{-1}$, regulace otáček frekvenčním měničem

Parametry vrátku: pohon jednorychlostním elektromotorem 0,75 kW, nosnost 400 kg, rychlost zdvihu 3,0 $m\ min^{-1}$, zdvih pomocí řetězu. V případě ukotvení zemními vruty možno využít vrátku pro přítlak. [4]

2.4.3 PŘENOSNA VRTNÁ SOUPRAVA HYDRA-DRILL HD2000 [5]

(výrobce DEEPROCK MANUFACTURING - USA, Texas)

Přenosná malá vrtná souprava pro vrtání s přímým vodním výplachem. Pohon vrtání spalovacím 4-taktním motorem Honda o výkonu 6 HP. Zdvih řešen ručním lanovým vrátkem o maximální nosnosti 400 kg. Souprava je vhodná pro vrtání průměry 50-100 mm v lokalitách s měkčím podložím. Dosažitelná hloubka vrtání udávaná výrobcem je 60 m.



Obr. 2-8. Výplachová hlava a benzínové kalové čerpadlo [5]

Technické parametry

Výška : 2,7 m

Hmotnost: 70 kg bez příslušenství

Max průměr vrtání : 50-100 mm

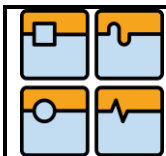
Dosažitelná hloubka vrtání : 60 m

Pohon vrtání: spalovací čtyřtákní motor o výkonu 6 HP

Výstupní otáčky: 100-150 ot/min,

Parametry vrátku: lanový ruční vrátek s maximální nosností 400 kg [5]

Obr. 2-9. Přenosná vrtná souprava Hydradrill HD2000 [5]



2.4.4 VRTNÁ SOUPRAVA HYDRA-DRILL M60 [6]

(výrobce DEEPROCK MANUFACTURING - Texas, USA)

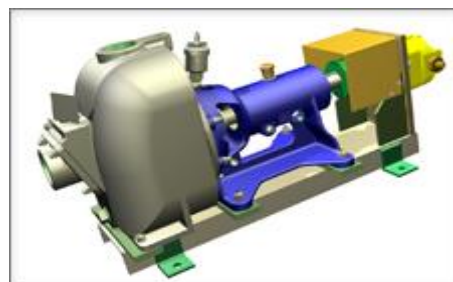
Malá vrtná souprava s plně hydraulickým pohonem osazená na vlastním podvozku pro vrtání s přímým vodním výplachem. Hydraulické čerpadlo je poháněno dieselovým motorem Lombardini o výkonu 25 HP. Pohyb vrtné jednotky ve věži pohonem hydraulickým motorem pomocí řetězu s automatickou brzdou. Kluzné uložení vrtací jednotky ve věži. Hydraulický pohon vrtací jednotky s možností plynulé regulace otáček. Pro výplach při vrtání použito samonasávací kalové čerpadlo Gorman-rupp s hydraulickým pohonem s tlakovým mazáním mechanické ucpávky.



Obr. 2-10. Vrtná souprava Hydradrill M60 [6]

Technické parametry

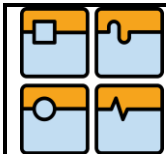
Výška : 3,9 m
Hmotnost: 925 kg s 60 m vrtných tyčí
Max průměr vrtání : 200 mm
Dosažitelná hloubka vrtání : 100 m
Dieselový motor (25 HP Kohler / Lombardini)
Pohon vrtání: hydraulicky
Výstupní ptáčky: 0 - 200 ot min, plynulá regulace otáček.
Parametry vrátku: pohon hydraulický s brzdou, zdvih pomocí řetězu umožňující dodatečný přítlak [6]



Obr. 2-11. Gorman-Rupp kalové čerpadlo [6]



Obr. 2-12. Vrátek s hydraulickým pohonem a automatickou brzdou [6]



2.4.5 PŘENOSNÁ VRTNÁ SOUPRAVA LS100 [7]

(výrobce LONE STAR DRILLS – Livingston, USA)

Přenosná vrtná souprava pro vrtání s přímým vodním výplachem vhodná do lokalit s jílovitým, hlinitým a hlinito-písčitým podložím. Pohon při vrtání spalovacím 4-taktním motorem Honda o výkonu 5,5 HP. Zdvih řešen ručním řetězovým vrátkem o maximální nosnosti 1000 kg. Uložení kluzné ve vrtné věži. Souprava je vhodná pro vrtání průměry 100-150 mm. Hloubka vrtání udávaná výrobcem je 30 m. [7]



Obr. 2-13. Vrtná souprava LS100 výrobce LONE STAR DRILLS [7]

Technické parametry:

Výška : 2,7 m

Hmotnost: 78 kg bez příslušenství, celková hmotnost s příslušenstvím 480 kg

Max průměr vrtání : 100-150 mm

Dosažitelná hloubka vrtání : 30 m

Pohon vrtání: spalovací čtyřtákní motor HONDA o výkonu 5,5 HP

Převodovka s převodovým poměrem 1:25

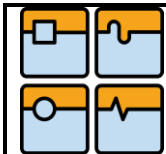
Výstupní ptáčky: 100-150 ot min⁻¹,

Parametry vrátku: Ruční řetězový vrátek s maximální nosností 1000 kg

Výplach: Kalové čerpadlo s 4-taktním benzínovým motorem o výkonu 5,5 HP [7]



Obr. 2-14. Kluzné uložení vrtné jednotky ve věži [7]



2.4.6 VRTNÁ SOUPRAVA LS T1+ [8]

(výrobce LONE STAR DRILLS – Livingston, USA)

Malá vrtná souprava pro vrtání vodním výplachem s hydraulickými pohony na vlastním podvozku. Souprava je schopná vrtat v jakémkoliv podloží. Zdvih vrtné jednotky pomocí řetězového vrátku s kluzným uložením ve věži. Možnost odklopení vrtné jednotky při vlastním vystrojování vrtu. Plynulá regulace otáček vrtání, rychlosti zdvihu vrtné jednotky a velikosti přítlaku. [8]



Obr. 2-15. Vrtná souprava LS T1- výrobce LONE STAR DRILLS [8]

Technické parametry

Výška : 3,3 m

Hmotnost: průměrná provozní 880 kg

Průměr vrtání : 100-150 mm

Dosažitelná hloubka vrtání : 60 m

Pohon vrtání: hydraulický motor

Výstupní ptáčky: 0-95 ot · min⁻¹,

Parametry vrátku: řetězový vrátek s hydraulickým pohonem s maximální nosností 2000 kg

Výplach: kalové čerpadlo s 4-taktním benzínovým motorem o výkonu 13 HP

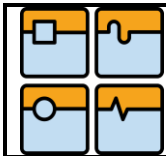
Pohon hydrauliky: spalovací čtyřtaktní motor HONDA o výkonu 13 HP [8]

2.5 ZHODNOCENÍ Kladů A ZÁPORŮ KONSTRUKČNÍCH ŘEŠENÍ

2.5.1 POHON VRTACÍ JEDNOTKY

- Spalovací motor

Výhody: umožňuje vrtání v lokalitách bez přístupu k elektrické přípojce bez nutnosti použití elektrocentrály



Nevýhody: zvýšené provozní náklady při vrtání (PHM, údržba) , zvýšená hlučnost při vlastním vrtání, nutnost opakovaného spouštění a zhasínání motoru při nastavování vrtných tyčí, nemožnost využití zpětného chodu při povolování vrtných tyčí.

- Elektromotor

Výhody: nižší hmotnost, bezhlučný provoz, jednoduché spouštění a zastavování, možnost regulace otáček pomocí frekvenčního měniče, možnost využití zpětného chodu při povolování vrtných tyčí.

Nevýhody: potřeba přístupu k elektrické přípojce, bez elektrické přípojky nutnost použití elektrocentrály s dostatečným výkonem.

- Hydromotor

Výhody: možnost plynulé regulace otáček při vrtání, vysoký výkon a kroutící moment, možnost využití zpětného chodu při povolování vrtných tyčí, jednoduché spouštění a zastavování.

Nevýhody: vyšší hmotnost, nutnost pravidelné údržby, nebezpečí znečištění okolního prostředí při úniku hydraulického oleje, pohon hydraulického čerpadla zpravidla spalovacím motorem -zvýšená hlučnost.

2.5.2 ŘEŠENÍ ZDVIHU VRTACÍ JEDNOTKY

- Ruční lanový vrátek

Výhody: levné řešení, nízká hmotnost.

Nevýhody: fyzicky namáhavější (vhodné jen pro příležitostné použití), omezená nosnost, časově náročnější, nemožnost zvýšení přtlaku při vrtání.

- Elektrický lanový vrátek

Výhody: nižší pořizovací cena, jednoduchá konstrukce, nízká hmotnost, snadné ovládání.

Nevýhody: nemožnost zvýšení přtlaku při vrtání.

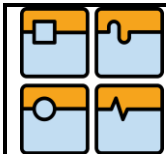
- Elektrický vrátek s článkovým řetězem

Výhody: nižší pořizovací cena, jednoduchá konstrukce, nízká hmotnost, snadné ovládání, možnost zvýšení přtlaku při vrtání při vhodném ukotvení vrtné soupravy.

- Vrátek s hydraulickým pohonem

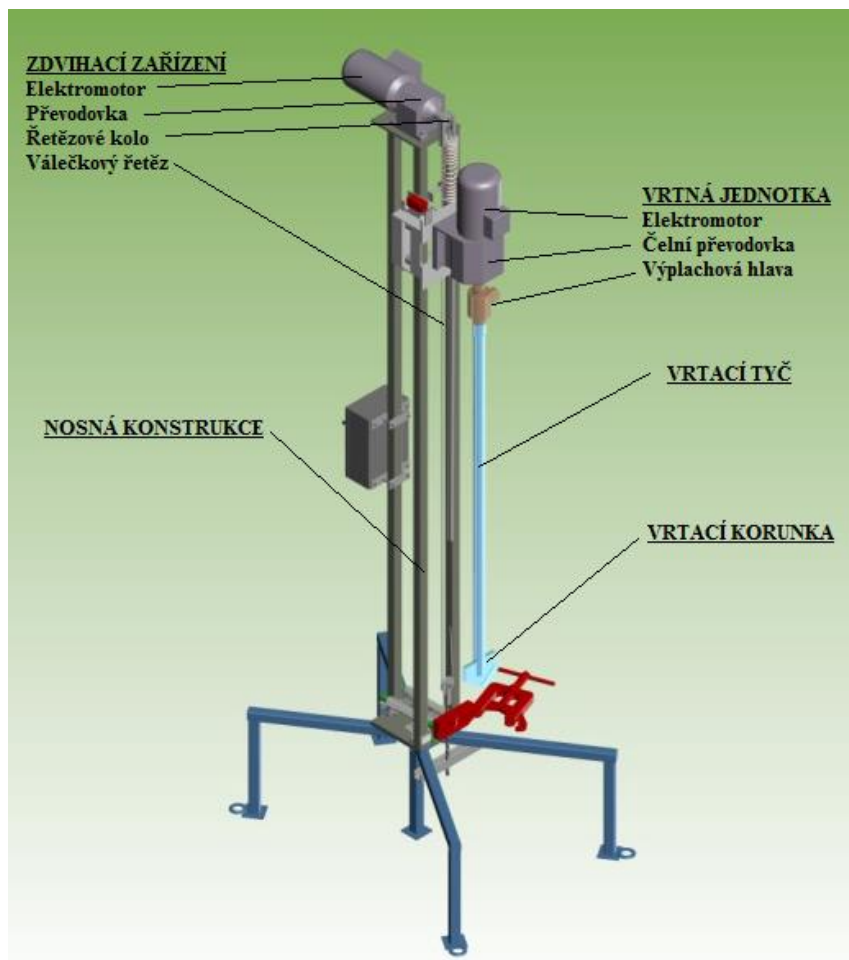
Výhody: plynulá regulace rychlosti zdvihu, vysoký výkon, možnost zvýšení přtlaku při vrtání.

Nevýhody: vyšší pořizovací cena a hmotnost, nutnost pravidelné údržby, nebezpečí znečištění okolního prostředí při úniku hydraulického oleje, pohon hydraulického čerpadla zpravidla spalovacím motorem -zvýšená hlučnost.



3 KOMPLETNÍ SESTAVA FUNKČNÍ VRTNÉ SOUPRAVY

Vlastní vrtná souprava se skládá z několika částí důležitých pro vlastní vrtání.



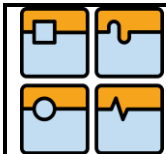
Obr. 3-1. Sestava vrtné soupravy BOGATECH [4]

3.1 NOSNÁ KONSTRUKCE

Jedná se o rám, v kterém je uložena pohyblivě vrtací jednotka. Vlastní konstrukce zachycuje kroutící moment a sílu potřebnou pro vlastní vrtání. Na konstrukci je umístěn vrátek pro zdvih vrtací jednotky.

3.2 VRTNÁ JEDNOTKA

Skládá se z pohonu, převodové skříně, výplachové hlavy a pohyblivého uložení do vrtné konstrukce (věže). Pohon může být spalovacím motorem, hydraulickým motorem nebo elektromotorem. Převodová skříně se volí obvykle čelní z důvodu přijatelnějšího uspořádání s ohledem na těžiště. Výplachová hlava umožňuje přívod výplachového media do vrtných tyčí. Pohyblivé uložení umožňuje vertikální pohyb vrtací jednotky ve vrtné věži. Uložení se používá kluzné nebo s uložením v rolnách.



3.3 ZDVIHACÍ ZAŘÍZENÍ

Umožňuje snadný vertikální pohyb vrtné jednotky ve věži. Potřebná síla pro zdvih se přenáší ocelovým lanem nebo článkovým řetězem. Článkový řetěz navíc umožňuje, při vhodné konstrukci, přtlak pro snadnější vrtání v tvrdších horninách. Pohon zdvihacího zařízení může být ruční, hydraulickým motorem nebo elektromotorem.

3.4 VRTNÉ TYČE

Vrtné tyče přenášejí kroutící moment a přtlakovou sílu k vrtací korunce nebo valivému dlátu. Zároveň dopravují potřebné množství výplachového media k čelbě vrtu.

Technické parametry sériově vyráběných vrtných tyčí: [9]

středová tyč – z materiálu 11.523

-materiál: spojník – 42CrMo4

-způsob svařování: třecím spojem, nebo klasicky

-výrobní délka: standardně od 750-4000 mm

-závitové připojení: standardně API, RD, Cr, SVJ, atd..

-průměr vrtné tyče: od $\varnothing 32$ - $\varnothing 114$ mm

-tlouška stěny tyče: od $\varnothing 5$ - $\varnothing 12,5$ mm



Obr. 3-2. Vrtné tyče s závitovým připojením API [9]

3.5 VRTACÍ KORUNKA

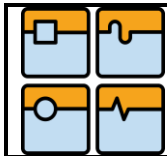
Vrtací korunka při vrtání rozrušuje horninu. Bývají různých tvarů a průměrů pro použití vrtání v rozdílných horninách.



Obr. 3-3. Typy používaných vrtných korunek [10]
(listové dláto, valivé dláto, roubíkové dláto, diamantové dláto typ SO)

3.6 VÝPLACHOVÉ KALOVÉ ČERPADLO

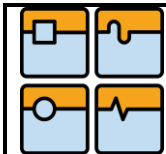
Výplachové kalové čerpadlo dodává potřebné množství výplachového media přes výplachovou hlavu, vrtné tyče k samotné vrtné korunce. Minimální udávaná rychlost výplachu pro odvod odvrtné horniny z vrtu je $0,3 \text{ m s}^{-1}$. Potřebný výkon



čerpadla zaleží tedy na průměru vrtání a průměru použitých vrtných tyčí. Jako výplachové medium se používá voda, do které se přimíchávají zahušťovadla z důvodu snadnějšího výplachu. Nejběžněji používaným zahušťovadlem je Bentonit. Čerpadlo musí být schopno čerpat znečištěnou kapalinu s obsahem abrazivních částic, které se při vrtání dostávají do výplachového media.

Funkce výplachu ve vrtu: [11]

- Čištění čelby vrtu a vynášení vrtné drti.
- Chlazení a mazání vrtného nástroje.
- Čištění vrtného nástroje.
- Spolupráce výplachu při rozpojování hornin.
- Kompenzace vrstevního tlaku tekutin působením hydrostatického tlaku sloupce výplachové kapaliny.
- Ochrana vrtu před usazováním pevných částic.
- Ochrana stěn vrtu před jejich borcením.
- Působí svým nadlehčovacím účinkem na všechna náradí a zařízení zapouštěná do vrtu..
- Je nosným médiem pro použití chemicky aktivních i netečných (uspávací) příměsí při likvidaci komplikací ve vrtu, užívá se k protlačení cementových suspenzí do mezikruží při cementaci ap.



4 VLASTNÍ NÁVRH KONSTRUKCE

4.1 NOSNÁ KONSTRUKCE

Konstrukce byla navrhována tak, aby mohla být připevněna na ložnou plochu nákladního přívěsného vozíku Agados Hobby-2. Při vlastním návrhu bylo zohledněno snadné postavení a sklopení věže při obsluze dvou osob, jednoduché ustavení do vodorovné polohy při práci v nerovném terénu. V případě potřeby, například úzký průjezd na pozemek, je možno konstrukci z vozíku jednoduše demontovat a ručně přenést.

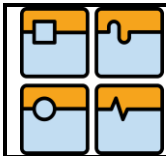
4.1.1 TECHNICKÉ PARAMETRY PŘÍVĚSNÉHO VOZÍKU AGADOS HOBBY-2 [12]

Ložná plocha 2060x1100x300mm, masivní V-oj, značkové nebrzděné nápravy AL-KO KOBER, 10" kola, železné sloupky karoserie, 300 mm vysoké bočnice z pozinkovaného plechu, protiskluzová podlaha, schválená rychlost 130 km/h, nosnost: 500 kg

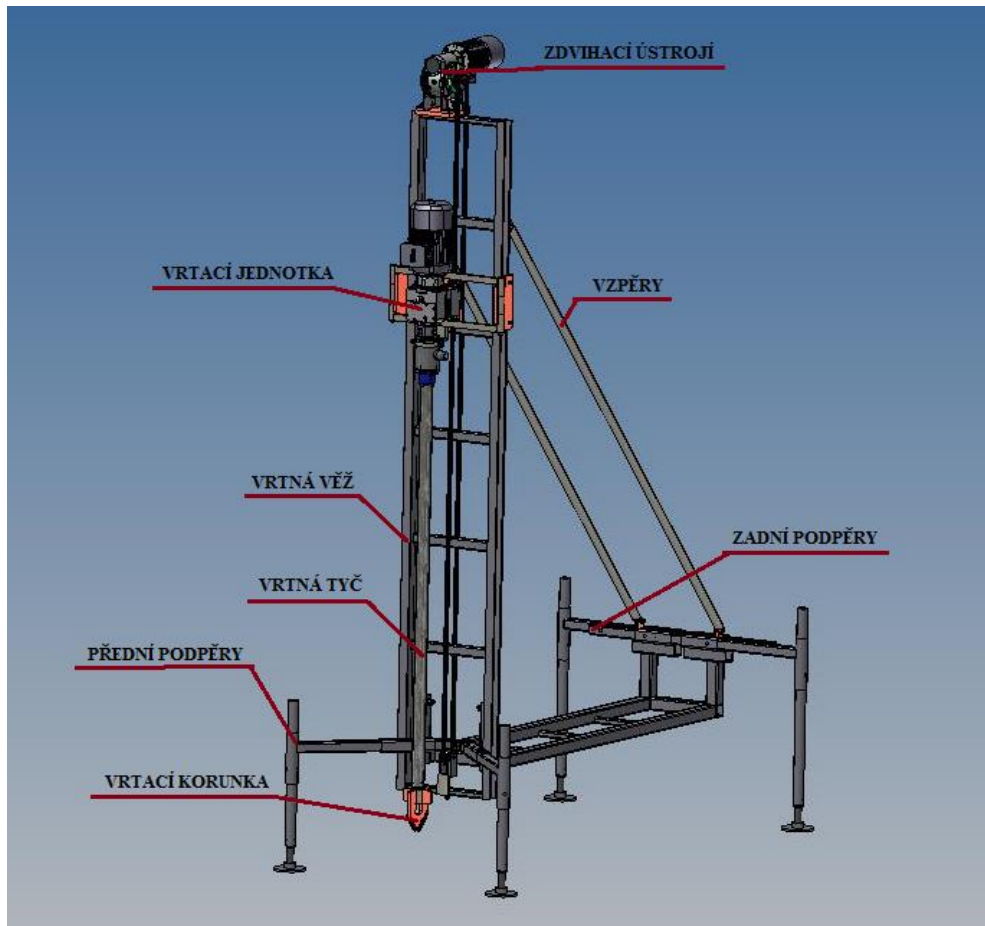


Obr. 4-1. Nákladní přívěsný vozík Agados Hobby 2 [12]

Vlastní návrh konstrukce byl proveden v Autodesk Inventoru 2015 z běžně dostupných sériově vyráběných profilů s ohledem na silové a momentové zatížení při vlastním vrtání. Nosná část a vrtací věž byla navržena jako svařenec. Kloubové spojení mezi nimi bylo řešeno čepy. Konstrukce by měla být jednoduše přestavitelná z přepravní polohy do pracovní polohy. Měla by umožňovat jednoduché ustavení vrtné věže do svislé polohy výškově nastavitelnými závitovými podpěrami nebo proměnlivou délkou zadních vzpěr, při práci v nerovném terénu. Při návrhu byla rovněž zohledněna délka vozíku 2060 mm volbou maximální možné délky vrtných tyčí 2,0 m. Při vrtání se běžně používají vrtné tyče v délkách 1 m, 1,5 m, 2 m, 3 m, ... Kratší tyče vyžadují při vrtání vyšší počet spojování a tím častější manipulaci. Při volbě tyčí 2,0 m bylo nutné zajistit dostatečný výškový prostor pro manipulaci se spojováním a rozpojováním vrtných tyčí. Celková výška musí být tedy větší než výška vrtné jednotky, včetně výplachové hlavy, délka vrtné tyče a prostor pro uchycení nastavované tyče. Z tohoto důvodu bylo nutné, aby vlastní věž ve sklopené poloze



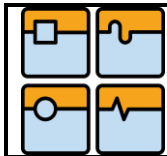
se nacházela nad vozíkem a mohlo být využito i délky oje a částečné přesazení věže za zadní čelo vozíku.



Obr. 4-2. Návrh nosné konstrukce vrtné soupravy v Autodesk Inventoru



Obr. 4-3. Vrtná souprava v přepravní poloze



4.2 VOLBA POHONŮ

Jelikož by konstrukce měla být co nejjednodušší, s nižšími pořizovacími náklady nenáročná na údržbu a neměla včetně příslušenství překročit maximální nosnost přívěsného vozíku 500 kg, byly voleny pohony pro vrtání i zdvih vrtací jednotky elektromotory.

4.2.1 POŽADOVANÉ PARAMETRY VRTACÍ JEDNOTKY

-Otáčky výstupního hřídele: 150 *ot/min* (výhodnější několika rychlostní pohon, včetně zpětných otáček pro rozpojování vrtných tyčí)

-Krutící moment výstupního hřídele: min 150 *Nm* (parametry pro vrtnou jednotku byly převzaty z doporučení německého výrobce Bogatech [4])

Pro regulaci otáček rychlosti vrtání byla volena varianta řízení otáček frekvenčním měničem. Pomalé otáčky v obou směrech jsou potřebné při nastavování vrtných tyčí (povolování a dotahování závitů). Pro vlastní vrtání je vhodnější vyšší rychlost otáček. Vlastní výběr vhodného frekvenčního měniče bude proveden až po určení potřebného výkonu elektromotoru.

4.2.2 POŽADOVANÉ PARAMETRY ZDVIHOVÉHO ÚSTROJÍ

- Rychlost zdvihu: 4 *m/min* (rychlost zdvihu volena jako optimální na základě praktických zkušeností).
- Hmotnost břemene: 200 *kg* (vrtací jednotka, vrtné tyče, vrtací korunka), zdvihací zařízení by mělo umožnit krátkodobé přetížení cca 400 *kg* (při sevření vrtací korunky ve vrtu)

4.2.3 POŽADOVANÉ PARAMETRY ČERPADLA PRO VÝPLACH Z VRTU

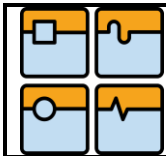
- Požadovaná rychlost při výplachu z vrtu: min 0,3 *m/s* (parametry byly převzaty ze zkušeností výrobce Bogatech [4])

Pro vlastní výplach rozrušené zeminy při vrtání z čelby vrtu je třeba použít kvalitní kalové čerpadlo s ohledem na přítomnost abrazivních částic při čerpání. Čerpadlo musí být schopno dodávat do vrtu dostatečné množství vody. Při nižší rychlosti dochází k sedimentaci hornin ve vrtu a jeho následnému zanešení po ukončení vrtání a tím ke ztrátě hloubky vrtu před vystrojením pažnicemi.

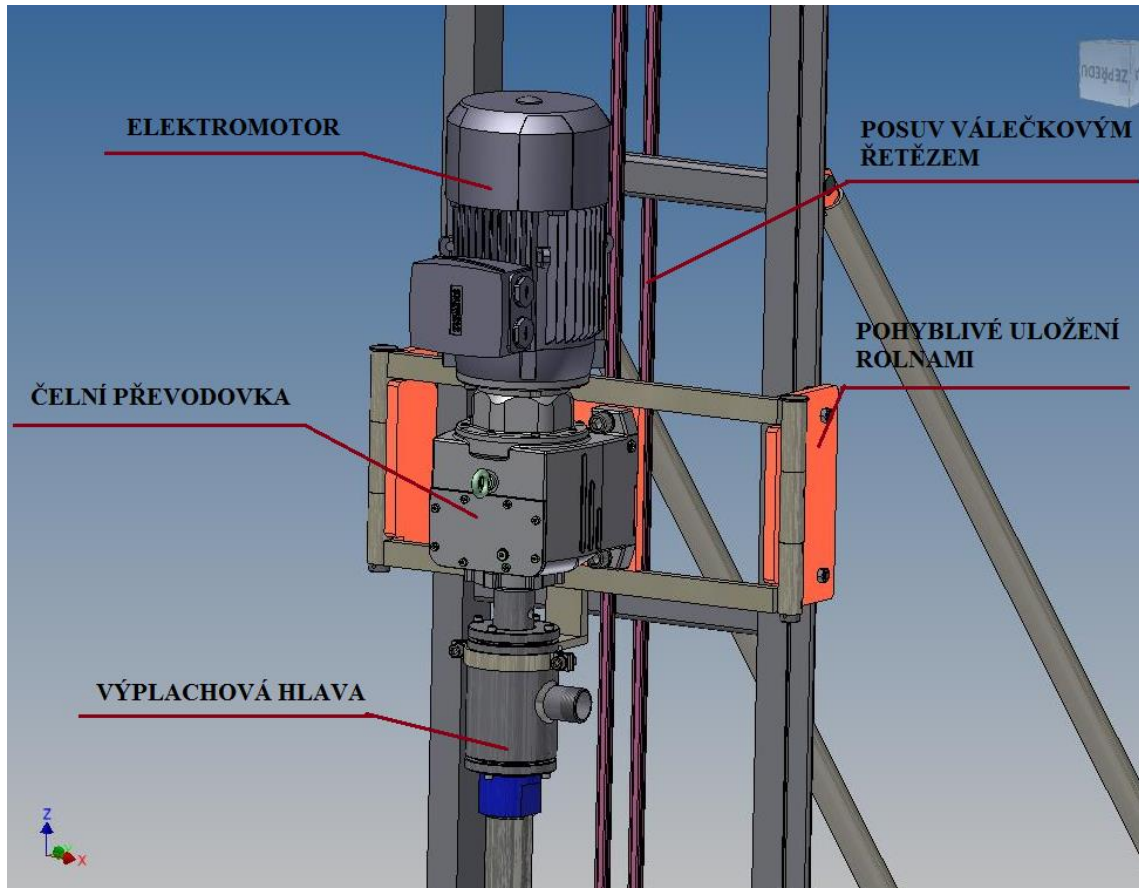
Potřebný výkon čerpadla stanovíme na základě vrtaného průměru, průměru vrtných tyčí a minimální vynášecí potřebné rychlosti. Ztráty ve výtlačku (ve výplachové hlavě, ve spojích vrtných tyčí,...) budou zohledněny navýšením výkonu průtočného množství kapaliny čerpadlem.

4.3 NÁVRH VRTACÍ JEDNOTKY

Při návrhu vrtací jednotky byla zohledněna jednoduchost uložení elektromotoru s čelní převodovou skříní, využití levnější dostupné čelní převodové skříně, vertikální



pohon, uložení v nosné konstrukci a požadavek na možnost odklopení vrtací jednotky při vlastním vystrojování vrtu pažnicemi o délce 4 m.

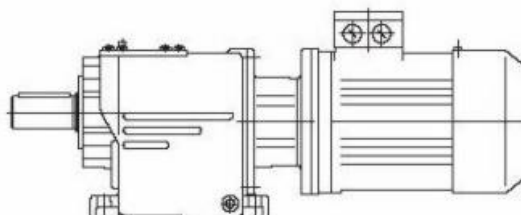
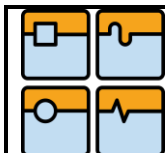


Obr. 4-4. Návrh vrtací jednotky v Autodesk Inventoru

Požadované parametry vrtací jednotky:

- Otáčky výstupního hřídele: 150 *ot / min* (výhodnější několika rychlostní pohon pro vrtání v různých geologických zeminách, včetně zpětných otáček pro rozpojování vrtných tyčí)
- Krouticí moment výstupního hřídele: 150 *Nm*

Pro regulaci otáček rychlosti vrtání jsem zvolil variantu řízení otáček frekvenčním měničem. Vlastní výběr vhodného frekvenčního měniče bude proveden až po určení potřebného výkonu elektromotoru. Vzhledem k optimálnímu uspořádání vrtací jednotky je volena čelní převodovka výrobce TOS Znojmo.



Obr. 4-5. Čelní převodovka s přírubovým elektromotorem [13]

4.3.1 VOLBA PŘEVODOVÉ SKŘÍNĚ [13]

Pro správnou volbu převodovky a hnacího elektromotoru je potřeba znát následující údaje: požadovaný výstupní krouticí moment M_2 , výstupní otáčky převodovky n_2 , způsob zatěžování převodovky a tomu odpovídající provozní součinitel S_m . Na základě těchto vstupních hodnot lze následně stanovit odpovídající velikost, výkon převodovky a převodový poměr i . [13]

VZTAHY PRO VÝPOČET JEDNOTLIVÝCH VELIČIN [13]

Výstupní krouticí moment M_k

Krouticí moment M_k je dán požadovaným zatížením převodovky. Lze ho vyjádřit jako sílu F_2 , která působí v určité vzdálenosti na rameni r_2 . [13]

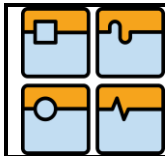
$$M_k = F_2 \cdot r_2 [N] \quad (4-1)$$

Provozní součinitel S_m

Pro garantování provozní bezpečnosti při různém zatížení a provozních podmínkách, se určuje typ převodovky (motoru) s ohledem na provozní součinitel S_m . V tabulce jsou uvedeny hodnoty provozního součinitele S_m s ohledem na typ zatížení, průměrnou denní provozní dobu a počet sepnutí za hodinu. Tyto hodnoty platí pro pohon převodovky běžným elektromotorem. Při použití brzdového elektromotoru je nutné vynásobit provozní součinitel S_m koeficientem 1,15. [13]

Tab 4-1. Tabulka výrobce čelních převodovek (TOS Znojmo) [13]

Typ zatížení	Počet sepnutí za hodinu	Průměrný denní provoz [hod]			
		<2	2÷8	9÷16	17÷24
normální rozběh bez rázu, malá urychlovaná hmota (ventilátory, zubová čerpadla, montážní pásy, dopravní šneky, míchačky tekutin, plnicí a balicí stroje)	<10	0,9	1	1,2	1,5
	>10	1	1,1	1,2	1,3
rozběh s mírnými rázy, nerovnoměrný provoz, střední urychlovaná hmota (transportní pásy, výtahy, navijáky, hnětačí míchací stroje, dřevoobráběcí, tiskařské a textilní stroje)	<10	1,0	1,3	1,5	1,6
	10÷50	1,2	1,4	1,7	1,9
	50÷100	1,3	1,6	2,0	2,1
	100÷200	1,5	1,9	2,3	2,4
nestejněoměrný provoz, silné rázy, velká urychlovací hmota (míchačky betonu, sací čerpadla, kompresory, buchary, válcová stolice, přepravníky pro těžké zboží, ohýbací a lisovací stroje, stroje se střídavým pohybem)	<10	1,2	1,5	1,8	2,0
	10÷50	1,4	1,7	2,1	2,2
	50÷100	1,6	2,0	2,3	2,5
	100÷200	1,8	2,3	2,7	2,9



S_m dle tabulky výrobce jsem volil 1,8 z důvodů nesteromerného provozu a silných rázů při vrtání do nesoudružného šterkopískového podloží.

Při výběru konkrétní převodovky je pak třeba dbát na to, aby provozní součinitel S_m byl menší než servisní faktor převodovky S_f , nebo navýšit požadovaný výstupní kroutící moment M_k dle vzorce: [13]

$$M_2 = M_K \cdot S_m [N] \quad (4-2)$$

Servisní faktor S_f [13]

Servisní faktor převodovky S_f udává poměr mezi maximálním kroutícím momentem na výstupu převodovky, kterým může být převodovka trvale zatěžována a skutečným výstupním kroutícím momentem, který je schopen poskytnout zvolený elektromotor. [13]

$$S_f = \frac{M_{2max}}{M_2} \quad (4-3)$$

Maximální kroutící moment M_{2max} je stanoven pro provozní součinitel $S_m = 1$.

Hodnoty servisních faktorů pro jednotlivé varianty velikostí, převodů a přiřazení elektromotorů jsou uvedeny v tabulce

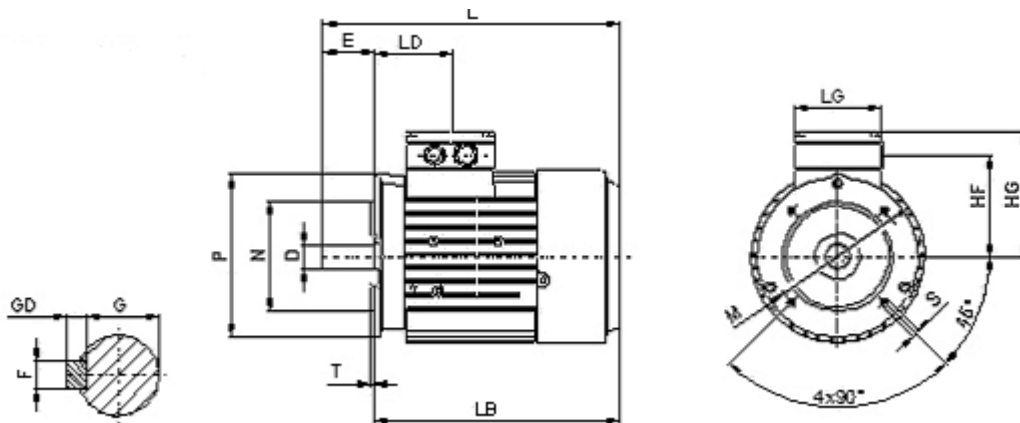
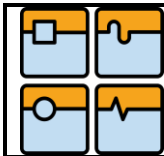
Tab. 4-2. Tabulka přiřazení elektromotorů k čelní převodovce MTC 42A [13]

MTC	i [-]	n_2 [min^{-1}]	M_{2max} [Nm]	P_{1max} [kW]	F_r [N]
42A	4,84	289	280	8,96	1600
	5,4	259	305	8,75	1700
	6,05	231	320	8,19	1800
	6,8	206	335	7,63	2000
	7,68	182	350	7,06	2400
	8,71	161	450	8,00	2600
	9,95	141	450	7,00	3100
	10,56	133	300	4,45	3300
	11,87	118	300	3,96	3400
	13,39	105	450	5,26	3600
	15,19	92,2	450	4,64	3700
	17,36	80,6	450	4,06	3900
	20	70	450	3,56	4000
	22,63	61,9	450	3,15	4300
	25,43	55,1	450	2,80	4600

Dle požadovaných maximálních otáček (150 ot/min) a jmenovitých otáček běžně používaných elektromotorů (1400 ot/min) volím čelní převodovku MTC 42A s převodovým poměrem $i=10,56$. Převodovou skříň je možno použít pro maximální výkon elektromotoru 4,45 kW. Při použití elektromotoru s výkonem 2,2 kW je tedy

$$S_f = \frac{M_{2max}}{M_2} = \frac{300}{156} = 1,92 \quad (4-4)$$

1,92 > 1,8 => VYHOVUJE

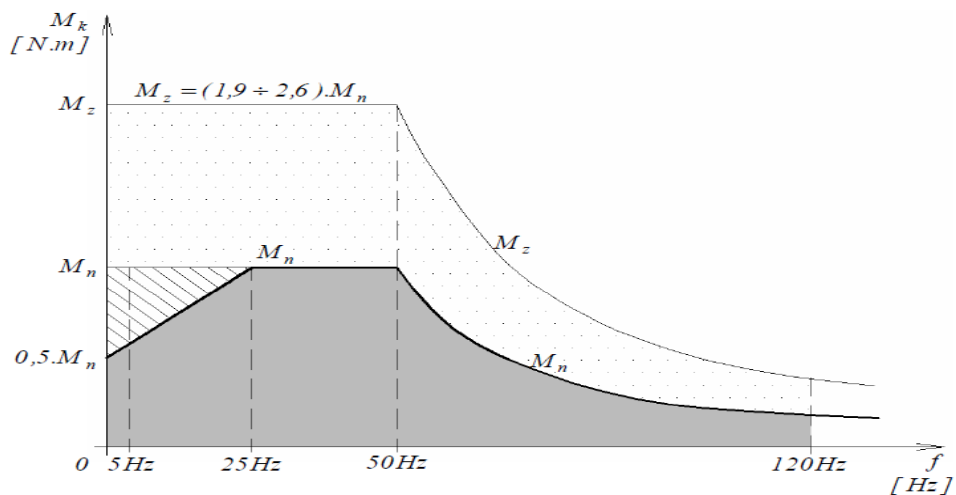


Typ	přírubový motor - rozměry v mm											
výška osy	AC	HF	HG	L	LB	LD	LG	Dk6	E	F	G	GD
100	196	78	135	327,5	312,5	102	120	28	60	8	24	7

Obr. 4-7. Připojovací rozměry elektromotoru 1LA7 106-4AA [13]

4.3.3 VOLBA FREKVENČNÍHO MĚNIČE

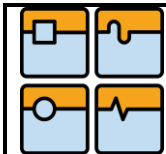
Momentová charakteristika třífázového asynchronního motoru řízeného frekvenčním měničem



použitelný krouticí (hnací nebo brzdný) moment
 M_z záběrový moment asynchronního motoru při rozběhu.
 M_n jmenovitý zátěžný moment na výstupním hřídele motoru.

Obr.4-8. Momentová charakteristika třífázového asynchronního motoru řízeného frekvenčním měničem

Dle momentové charakteristiky třífázového asynchronního motoru řízeného frekvenčním měničem volím maximální rychlost vrtání při frekvenci 50 Hz. (požadované otáčky výstupního hřídele 150 ot/min). Při frekvencích 25Hz – 50Hz



máme možnost využít maximálního kroutícího momentu elektromotoru. Při frekvenci nižší než 25 Hz by bylo navíc nutné přídavné chlazení elektromotoru. První rychlost a zpětný chod tedy volím při frekvenci 25 Hz. Druhou rychlost při frekvenci 35 Hz a třetí nejvyšší rychlost při frekvenci 50 Hz. Při zkušebním vrtání se ukázala tato volba jako optimální a je používána dodnes.

VLASTNÍ VOLBA FREKVENČNÍHO MĚNIČE

Ze široké nabídky frekvenčních měničů, byl po konzultacích u různých dodavatelů zvolen frekvenční měnič Omron JX-A4040-EF. Měnič je možno připojit k pětipolohovému přepínači, a nastavit libovolnou frekvenci u každé polohy jednotlivě. Rychlosti bude tedy možné ovládat přepínačem a vlastní měnič bude chráněn před povětrnostními a znečišťujícími vlivy uvnitř rozvodové skříně.

Technické parametry frekvenčního měniče OMRON JX-A4040

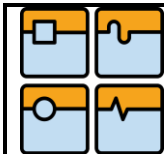
Třída napětí: 4 (3 fázové 400 V)
Použitelný výkon motoru: 4 kW
Jmenovité vstupní napětí: 3 fázové (3 vodiče): 380 V–15 % až 480 V
Jmenovitý vstupní proud: 11 A
Jmenovité výstupní napětí: 3 fázové: 380 V až 480 V
Jmenovitý výstupní proud: 8,6 A
Způsob řízení: fáze proti fázi sinusová modulace PWM
Rozsah výstupní frekvence: 0,5 až 400 Hz
Poměr aktuálního přetížení: 150 % po dobu 1 min
Čas zrychlení / zpomalení: 0,1 až 3000 s (výběr křivky / přímky)
Rozsah změny nosné frekvence: 2 až 12 kHz
Teplota okolí: –10 až +50 °C



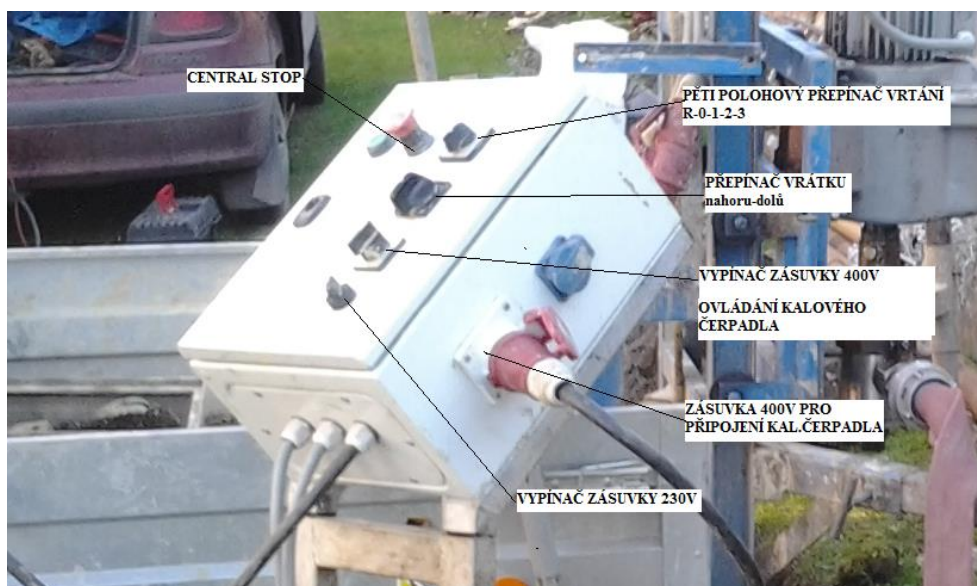
Obr.4-9. Frekvenční měnič OMRON [15]

4.3.4 ŘEŠENÍ ROZVODOVÉ SKŘÍNĚ

Na rozvodové skříně je umístěno ovládání elektromotorů. Vně skříně jističe pro jednotlivé motory a frekvenční měnič. Rozvodová skříň byla v původním návrhu umístěna přímo na vrtné věži. V praxi se ukázalo, že při vlastním vrtání do tvrdšího podloží dochází k otřesům. Z toho důvodu bylo umístění rozvodové skříně s ohledem na frekvenční měnič, který je součástí skříně, voleno mimo vlastní konstrukci vrtné soupravy. Nově byla skříň osazena přídavnou zásuvkou pro kalové čerpadlo 400 V, zásuvkou 230 V pro čerpadlo k doplňování vody do výplachového okruhu z externího zdroje (zásobní nádrž, potok, ...) K ovládání těchto zásuvek byla skříň osazena odpovídajícími vypínači.



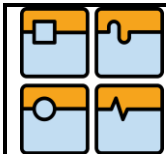
Obr.4-10. Původní návrh uložení rozvodové skříně na konstrukci vrtné věže



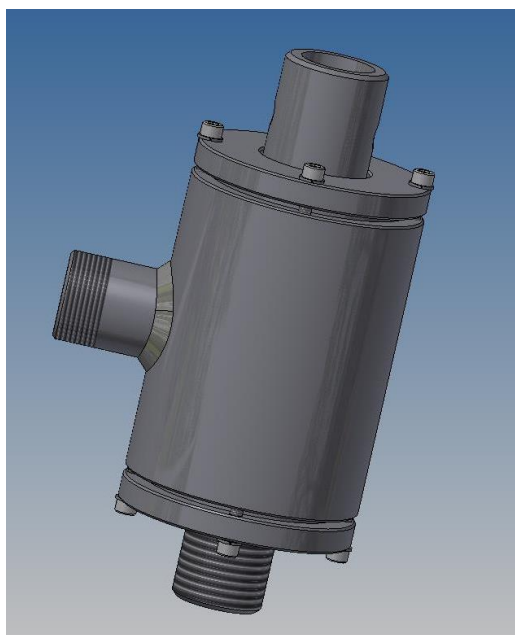
Obr.4-11. Ovládací prvky a umístění rozvodové skříně mimo vrtnou věž

4.3.5 NÁVRH VÝPLACHOVÉ HLAVY

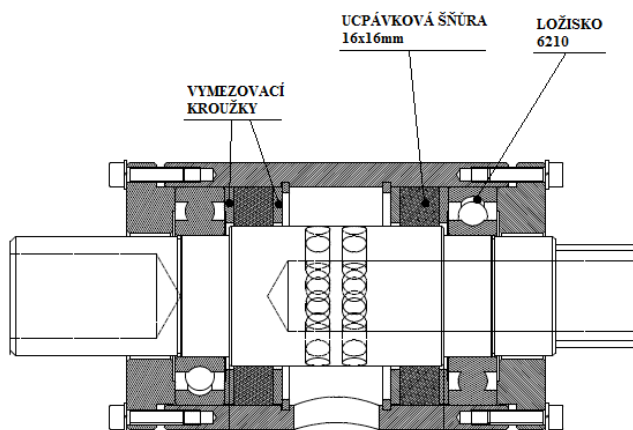
Výplachová hlava umožňuje přenos kroutícího momentu od pohonu vrtací jednotky k vrtným tyčím. Další její důležitou funkcí je přívod výplachového média od výplachového čerpadla do vrtných tyčí a korunky. Jako základ bylo převzato konstrukční řešení od Německého výrobce Bogatech. Z důvodu pořizovací ceny mechanických ucpávek ASP byly tyto nahrazeny levnějším řešením s ucpávkovou šňůrou 16 x 16 mm a bylo tomuto přizpůsobeno i konstrukční řešení výplachové hlavy. Hlava je jednoduše rozebíratelná a potřebný tlak na ucpávkovou šňůru, pro dokonalé těsnění, je řešen dotažením šroubů na přírubách. Pro uložení hřídele byla použita jednořadá zakrytovaná kuličková ložiska 6210.



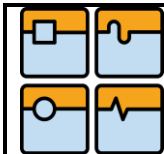
Obr. 4-12. Mechanická ucpávka ASP [16]



Obr. 4-13. Vlastní návrh výplachové hlavy a Autodesk Inventoru

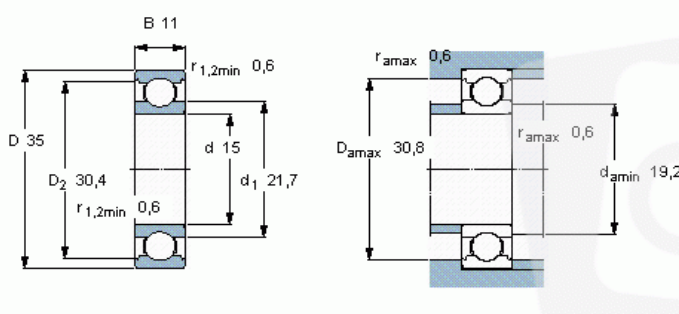


Obr. 4-14. Řez výplachovou hlavou



4.3.6 VOLBA POHYBLIVÉHO ULOŽENÍ VRTACÍ JEDNOTKY

Vrtací jednotka je ve věži uložena pohyblivě pro potřebný vertikální pohyb. Toto uložení zároveň musí být schopno zachytit maximální kroutící moment od pohonu vrtáku při jeho případném uvíznutí při vrtání. Toto uložení je možné řešit několika způsoby. Běžně používaná varianta u ostatních výrobců je uložení kluzné. Toto řešení je konstrukčně jednoduché s nízkými pořizovacími náklady. V případě znečištění dochází k jeho nadměrnému opotřebování. Z tohoto důvodu byla volena varianta se čtyřmi rolnami v U-profilu. Rolny byly navrženy s ohledem na rozměry U-profilu a s ohledem na použití oboustranně zakrytovaných jednořadých kuličkových ložisek 6202. Vrtací jednotka byla řešena jako odklopná pro snadnější manipulaci při vystrojování vrtu, po dosažení požadované hloubky.



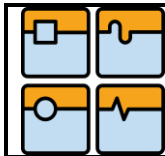
Obr. 4-15. Rozměry použitého kuličkového ložiska 6202

VOLBA VELIKOSTI LOŽISKA PODLE STATICKÉ ÚNOSNOSTI [20]

Velikost ložiska by se měla určit podle statické únosnosti C_0 a nikoli podle výpočtové trvanlivosti, pokud nastává některý z následujících případů:

- Ložisko se neotáčí a působí na ně nepřetržitě nebo přerušované rázové zatížení
- Ložisko provádí pomalé kývavé pohyby pod zatížením anebo se naklápí pod zatížením.
- Ložisko se otáčí s velmi nízkými otáčkami ($n < 10 \text{ min}^{-1}$) a požaduje se pouze krátká trvanlivost (z rovnice trvanlivosti pro dané ekvivalentní zatížení P vychází tak nízká potřebná základní dynamická únosnost C , že takto zvolené ložisko by v provozu bylo velmi přetíženo).
- Ložisko se otáčí a kromě normálního provozního zatížení je vystaveno i působení silných rázů.

Ve všech uvedených případech závisí přípustné zatížení ložiska nikoli na únavě materiálu, nýbrž na plastické deformaci způsobené stykem valivého tělesa a oběžné dráhy vyvolané zatížením. Zatížení působící na neotáčející se ložisko nebo na ložisko vykonávající pomalé kývavé pohyby, jakož i rázové zatížení působící na rotující ložisko může vyvolat trvalé deformace na valivých tělesech a vtisky na oběžných drahách. Vážnost vlivu těchto změn na funkci ložiska závisí na požadavcích kladených na aplikaci. Je tedy nutné buď zabránit vzniku plastické deformace, anebo ji omezit volbou ložiska s dostatečně vysokou statickou únosností.



Tab.4-4 . Dynamická a statická únosnost ložiska 6202 [20]

Hlavní rozměry			Únosnost		Mezní únavové zatížení P_u
d	D	B	dynamická C	statická C_0	
mm			kN		kN
15	32	9	5,53	2,75	0,118
	35	11	7,8	3,75	0,16
	42	13	11,4	5,3	0,224

Statická únosnost použitého ložiska 6202 s $D=35\text{ mm}$ je $C_0=3,75\text{ kN}$. Vzhledem k použití 4 ks těchto ložisek pro pohyblivé uložení vrtací jednotky, o hmotnosti 200 kg vrtné věže, je zřejmé, že zvolená ložiska nebudou nadměrně zatěžována a tím snížena jejich funkční životnost.



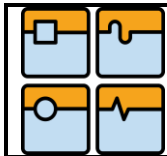
Obr. 4-16. Odklopné uložení vrtací jednotky

4.4 NÁVRH ZDVIHACÍHO ÚSTROJÍ

MOŽNOSTI ŘEŠENÍ ZDVIHU VRTACÍ JEDNOTKY:

- Zdvih řešit elektrickým vrátkem pomocí lanového bubnu a ocelového lana. Při této variantě by tlak na vrták byl umožněný jen od gravitačních sil zvedaných částí. Celková hmotnost cca 200kg. (elektromotoru, převodovky, výplachové hlavy, rámu vrtací jednotky, vrtných tyčí a vrtáku)
- Zdvih řešit elektrickým vrátkem pomocí řetězových kol a řetězu. Tato varianta umožňuje navíc využít i částečně celkové hmotnosti vrtné soupravy.

Při vrtání valivými dláty do tvrdších hornin je přítlačná síla na vrták cca 2000N nedostatečná. Z tohoto důvodu jsem se přiklonil k variantě s řetězovými koly a válečkovým řetězem. Tato varianta umožňuje při ukotvení vrtné soupravy zemními vruty přítlačnou sílu na vrták zvýšit až o maximální nosnost vrátku.



Umístění vrátku bylo voleno v horní části věže. Vrátek je v této části lépe chráněn před případnými znečišťujícími vlivy při nějaké poruše na výplachovém okruhu. (netěsnost výplachové hlavy, mechanické poškození požární hadice,...)

Z důvodu levnějšího řešení jsem v první fázi použil řešení se sériově vyráběným elektrickým navijákem s motorem o výkonu 700 W a udávanou maximální nosností 400 kg. Naviják byl upraven, lanový buben byl nahrazen ozubeným kolem pro použití válečkového řetězu a konec hřídele byl uložen do ložiskového pouzdra.

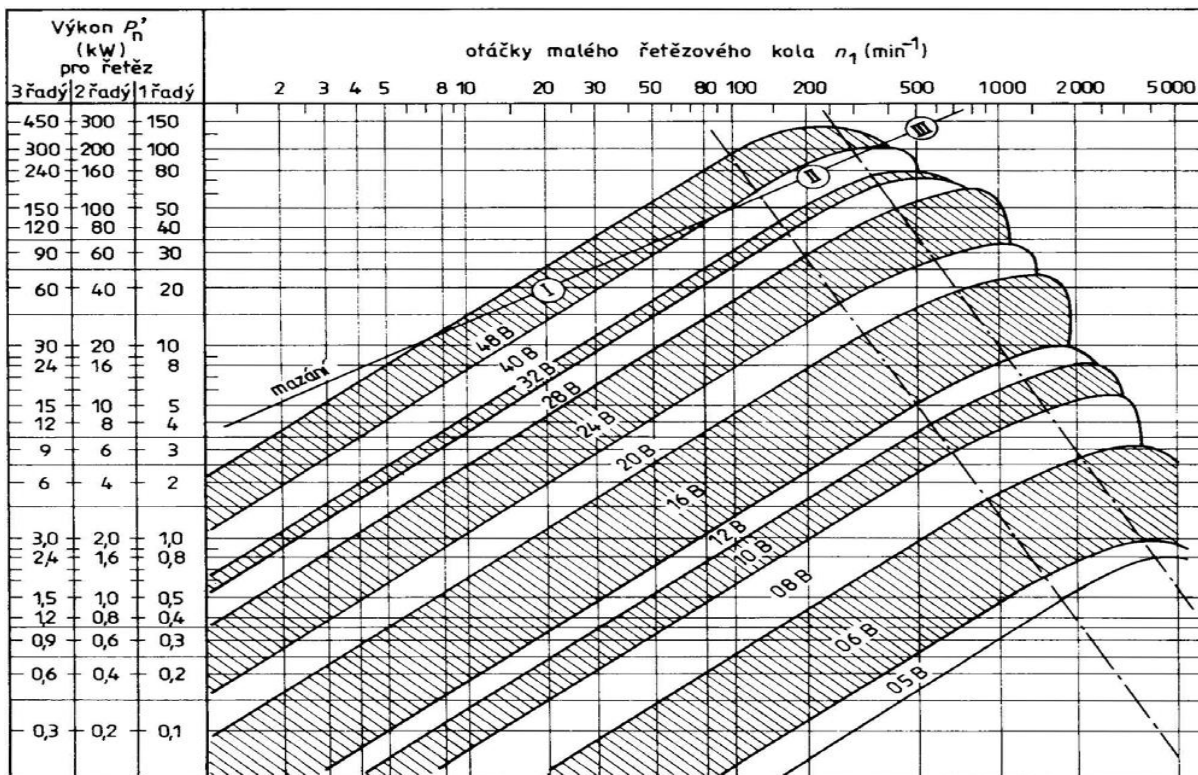
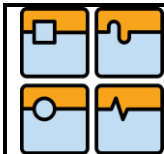
4.4.1 VOLBA ŘETĚZU A ŘETĚZOVÝCH KOL

Řetězový převod je svým uspořádáním podobný řemenovému převodu, současně má však některé vlastnosti převodu ozubenými koly.

VÝHODY ŘETĚZOVÉHO PŘEVODU [15]

- přesný převodový poměr bez prokluzu
- možnost přenosu kroutícího momentu na větší vzdálenosti
- pracuje bez předpětí a tím se nezvyšuje zatížení ložisek
- umožňuje přenos velkých sil
- obvodová rychlost až 15 m/s (podle velikosti a konstrukce řetězu)
- použitelnost při rozdílných teplotách pracovního prostředí
- při správném mazání a instalaci je účinnost až 98%
- malé nároky na prostor, v konstrukčním celku zabírá místo prakticky jen v rovině
- řetězy jsou rozebíratelné, to umožňuje jejich snadnou výměnu nebo opravu
- jednoduchý a spolehlivý provoz [15]

Počáteční výběr řetězu se provádí z výkonového diagramu viz. *Obr. 4-17*



Obr.4-17. Graf výkonových křivek řetězů IWIS DIN8187 [21]

Hodnoty výkonové křivky grafu jsou platné pro převody následujících vstupních parametrů:
 Počet zubů hnacího řetězového kola $z_1 = 19$, převodový poměr $i = 3:1$, převod bez rázů $Y = 1$, osová vzdálenost $40 \cdot p$ ($p =$ rozteč), bezvadné mazání, 2 hřídele.
 Protože provozní podmínky působící na řetěz jsou v praxi často různé, provede se přepočítání přenášeného výkonu P oproti teoretickému stavu na hodnotu P_D tak, že vezmeme v úvahu proměnné faktory f_1 až f_6 . [21]

$$P_D = P \cdot f_G \tag{4-6}$$

Kde:

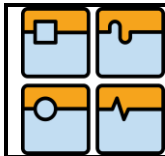
- P_D [kW] provozní výkon
- P [kW] teoretický výkon
- f_G [-] souhrnný koeficient

Ideální výkon P vypočítáme z tažné síly F_{RZ} a rychlosti (zdvihu) v dle vztahu

$$P = F_{RZ} \cdot v / 1000 \tag{4-7}$$

Kde:

- P [kW] ideální výkon
- F_{RZ} [N] síla v řetězu vyvolaná zatížením
- v [$m \cdot s^{-1}$] rychlost zdvihu



Souhrnný koeficient:

$$f_G = f_1 \cdot f_2 \cdot f_3 \cdot f_4 \cdot f_5 \cdot f_6 \quad (4-8)$$

Při volbě řetězu se zohledňují následující faktory viz následující tabulky

Tab.4-5. f_1 -Počet zubů malého řetězového kola „z” [21]

z	11	13	15	17	19	21	23	25
f_1	1.72	1.46	1.27	1.12	1.0	0.91	0.83	0.76

Tab.4-6. f_2 -Převodový poměr „i” [21]

i	1 : 1	2 : 1	3 : 1	5 : 1	7 : 1
f_2	1.22	1.08	1.0	0.92	0.86

Tab.4-7. f_3 -Vliv rázů převodu „Y” [21]

Y	1	2	3	4
f_3	1	1.37	1.59	1.72

Tab.4-8. f_4 -Vliv osové vzdálenosti „a/p” [21]

$\frac{a}{p}$	20	40	60	80	160
f_4	1.18	1.0	0.91	0.87	0.69

Tab.4-9. f_5 -Vliv mazání [21]

Rychlost řetězu		< 4 m/s	4 – 7 m/s	> 7 m/s	
f_5	Mazání	Bezvadné mazání	1.0	1.0	1.0
		Nedostatečné mazání bez znečištění	1.4	2.5	nepřípustné
		Nedostatečné mazání se znečištěním	2.5	4.0	
		Bez mazání	5.0	nepřípustné	

Tab.4-10. f_6 -Vliv počtu řetězových kol [21]

$f_6 = \sqrt[3]{\frac{\left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} + \frac{1}{z_3} + \dots\right) 10^3}{0.584}}$	– pro pohon s více hřídelemi X – počet článků
$f_6 = 1$	– pro pohon se dvěma hřídelemi

Určení f_1 - f_6 z výše uvedených tabulek:

$f_1=1,27$ 15 zubů

$f_2=1,22$ převodový poměr 1:1

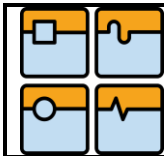
$f_3=1,00$ zatížení bez rázů

$f_4=0,60$ $a/p = 220$

$f_5=1,40$ nedostatečné mazání bez znečištění

$f_6=1,00$ pohon se dvěma hřídelemi

pak: $f_G = f_1 \cdot f_2 \cdot f_3 \cdot f_4 \cdot f_5 \cdot f_6 = 1,27 \cdot 1,22 \cdot 1 \cdot 0,6 \cdot 1,4 \cdot 1 = 1,30$ (4-9)



Tažnou sílu potřebnou k udržení zatížení lze snadno vypočítat ze zadání.

Zadáno: $m_z=200$ kg (hmotnost vrtné jednotky, vrtných tyčí a vrtací korunky)

Řetěz je zatěžovaný nejen gravitační silou vyvolanou hmotností zatížení, ale i gravitační silou od vlastní hmotnosti. Ta byla ale zanedbána vzhledem k nízké hmotnosti. (0,9 kg/m)

$$F_{RZ} = g \cdot m_z = 9,81 \cdot 200 = 1962 \text{ N} \quad (4-10)$$

Kde:

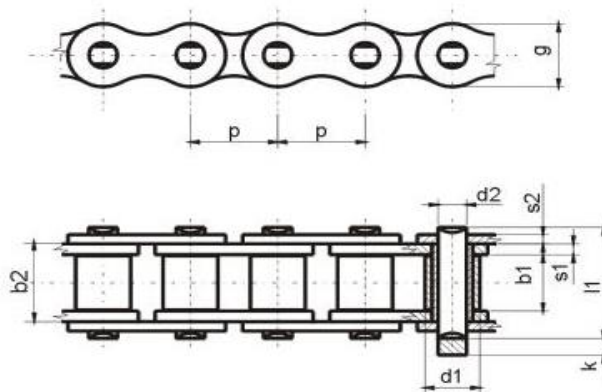
F_{RZ} [N] síla v řetězu vyvolaná zatížením
 g [ms^{-2}] gravitační zrychlení
 m_z [kg] hmotnost zatížení

$$P = F_{RZ} v / 1000 = 1962 \cdot 0,067 / 1000 = 0,13 \text{ kW} \quad (4-11)$$

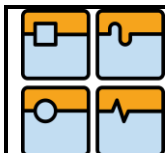
$$P_D = P \cdot f_G = 0,13 \cdot 1,30 = 0,17 \text{ kW} \quad (4-12)$$

Podle vypočítaného skutečného potřebného výkonu a rychlosti otáčení řetězového kola viz. *Obr.4-17. Graf výkonových křivek řetězů* byl vybrán válečkový řetěz 10B-1 s uvedenou $F_B = 22,4$ kN (pevnost řetězu při přetržení) s uvedenými parametry viz *Tab. 4-11*.

Tab. 4-11. Válečkové řetězy jednořadé dle ČSN 02 3311, DIN 8187 [15]



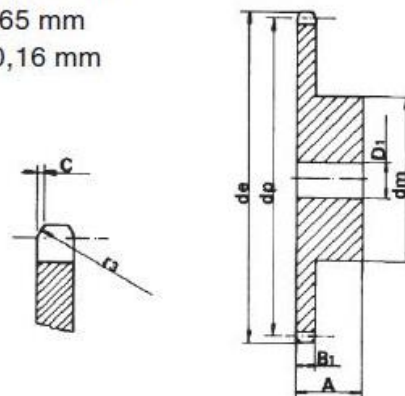
ČSN DIN ISO	p - mm	b ₁ min mm	b ₂ min mm	d ₁ h10 mm	d ₂ h9 mm	l ₁ /l ₂ /l ₃ max mm	g max mm	s ₁ - mm	s ₂ - mm	F _B min kN	Q - kg/m
05 B-1	8,000	3,00	4,77	5,00	2,31	7,90	7,20	0,80	0,80	4,620	0,2
06 B-1	9,525	5,72	8,53	6,35	3,28	12,40	8,20	1,20	1,00	9,345	0,4
08 B-1	12,700	7,75	11,30	8,51	4,45	16,40	11,80	1,60	1,40	18,690	0,7
10 B-1	15,875	9,65	13,28	10,16	5,08	19,50	14,70	1,70	1,70	22,400	0,9
12 B-1	19,050	11,68	15,62	12,07	5,72	22,50	16,00	1,85	1,85	29,000	1,2
16 B-1	25,400	17,02	25,45	15,88	8,28	36,10	21,00	3,50	3,00	60,000	2,6
20 B-1	31,750	19,56	29,00	19,05	10,19	41,30	26,00	4,50	3,50	95,000	3,8



VOLBA ŘETĚZOVÉHO KOLA

Řetězové kolo bylo voleno s ohledem na výpočet potřebného řetězu a s ohledem na umístění vrátku v horní části vrtné věže, tedy dle rozměrů U-profilu. Voleno kolo řetězové jednořadé s nábojem s označením 5/8x3/8' z15 s průměrem 76,36 mm a s počtem zubů 15.

Řetěz. kolo:	Řetěz:		
r_3 16 mm	Rozteč	15,875 mm	
C 1,6 mm	Vnitřní šířka	9,65 mm	
B_1 9,1 mm	Váleček	10,16 mm	
b_1 9 mm			
B_2 25,5 mm			
B_3 42,1 mm			



Rozteč 5/8"x3/8"				SIMPLEX		
Objednací číslo	Počet zubů	d_e	d_p	d_m	A	D_1
15-10B-_N	15	83,0	76,36	57	30	12

Obr.4-18. Kolo řetězové jednořadé 5/8x3/8' z15 pro řetěz 10 B-1 [15]

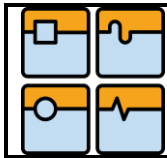


Obr.4-19. Elektrický naviják 700W



Obr.4-20. Upravený elektrický naviják s řetěz. kolem

Tato varianta se ovšem v praxi při vrtání ukázala nedostatečnou. Při vrtání do kamenitého nesoudržného podloží docházelo k dynamickému zatěžování vrátku a po nějaké době došlo k poškození ozubených kol uvnitř převodové skříně které jsou dimenzovány spíše jen pro občasné statické zatěžování.



Následně byla zvolena profesionálnější varianta se šnekovou převodovkou schopnou odolávat statickému i dynamickému zatěžování při vrtání.

OTÁČKY ŘETĚZOVÉHO KOLA

Otáčky řetězového kola určíme z průměru řetězového kola d_p a požadované rychlosti zdvihu v_h .

$$n_R = \frac{60 \cdot v_h}{3,14 \cdot D_R} = \frac{60 \cdot 66}{3,14 \cdot 76,36} = 16,5 \quad (4-13)$$

Kde:

n_R [-] otáčky řetězového kola
 D_R [mm] průměr řetězového kola 5/8x3/8' z15

PŘEDBĚŽNÝ VÝPOČET PŘEVODOVÉHO POMĚRU

Předběžný převodový poměr je důležitý pro následnou volbu převodovky. Je vypočítán na základě otáček motoru n_m a otáček řetězového kola n_R .

$$n_c = \frac{n_m}{n_R} = \frac{1400}{16,5} = 84,8 \quad (4-14)$$

VŠEOBECNÝ POPIS ŠNEKOVÉ PŘEVODOVKY [13]

Moderní design, ověřená kvalita, spolehlivost a použitý evolventní profil šnekového ozubení představují vysokou užitnou hodnotu šnekových převodovek typové řady RT / MRT . . A, vyráběné v TOS ZNOJMO, akciová společnost. Velikosti RT/MRT30A - RT/MRT80A mají tělesa skříní, přírub a adaptérů vyrobeny ze slitin hliníku. [13]

CHARAKTERISTICKÉ VLASTNOSTI ŠNEKOVÝCH PŘEVODOVEK [13]

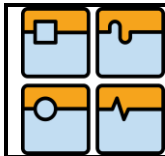
- Velký převodový poměr 5 - 100 realizovaný pouze jedním převodem
- Bezhluchý provoz
- Vysoká zatížitelnost
- Samosvornost - O samosvornosti převodovky hovoříme, pokud ze strany výstupního hřídele nelze roztáčet vstupní hřídel převodovky.
- Nízká hmotnost

Snadná integrace do konstrukce stroje [13]

VOLBA PŘEVODOVKY [13]

Pro určení vhodné převodovky je třeba znát následující data:

a) vstupní a výstupní otáčky určující převodový poměr i



b) požadovaný kroutící moment M_k , popř. vstupní výkon P_1 potřebný k pohonu zařízení.

Převodový poměr i

Převodový poměr je vztah mezi vstupními otáčkami $n_1 [min^{-1}]$ a požadovanými výstupními otáčkami $n_2 [min^{-1}]$

U šnekových převodovek se používá převodový poměr od 5 do 100. Pro pohon převodového zařízení se doporučuje používat asynchronní elektromotory, u kterých jsou otáčky $n_1 [min^{-1}]$ i při zatížení téměř konstantní. Při frekvenci 50 Hz lze volit:

- 2 - pólový motor $n_1=2800 min^{-1}$
- 4 - pólový motor $n_1=1400 min^{-1}$
- 6 - pólový motor $n_1=900 min^{-1}$
- 8 - pólový motor $n_1=700 min^{-1}$

Dvoupólové motory jsou vhodné pro zvláštní případy s krátkodobým provozem. Při použití motorů pro frekvenci sítě 60 Hz je třeba počítat se zvýšením otáček $n_1 [min^{-1}]$ o 20% a tedy také výstupní otáčky $n_2 [min^{-1}]$ jsou o 20% vyšší. [13]

VZTAHY PRO VÝPOČET JEDNOTLIVÝCH VELIČIN [13]

Výstupní kroutící moment M_k

Kroutící moment M_k je dán požadovaným zatížením převodovky. Lze ho vyjádřit jako sílu F_2 , která působí v určité vzdálenosti na rameni r_2 . [13]

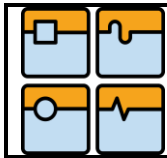
$$M_k = F_2 \cdot r_2 [N] \quad (4-15)$$

Provozní součinitel S_m [13]

Pro garantování provozní bezpečnosti při různém zatížení a provozních podmínkách, se určuje typ převodovky (motoru) s ohledem na provozní součinitel S_m . V tabulce jsou uvedeny hodnoty provozního součinitele S_m s ohledem na typ zatížení, průměrnou denní provozní dobu a počet sepnutí za hodinu. Tyto hodnoty platí pro pohon převodovky běžným elektromotorem. Při použití brzdového elektromotoru je nutné vynásobit provozní součinitel S_m koeficientem 1,15. [13]

Tab. 4-12. Tabulka výrobce šnekových převodovek (TOS Znojmo) [13]

Typ zatížení	Počet sepnutí za hodinu	Průměrný denní provoz [hod]			
		<2	2÷8	9÷16	17÷24
normální rozběh bez rázu, malá urychlovaná hmota (ventilátory, zubová čerpadla, montážní pásy, dopravní šneky, míchačky tekutin, plnicí a balicí stroje)	<10	0,9	1	1,2	1,5
	>10	1	1,1	1,2	1,3
rozběh s mírnými rázy, nerovnoměrný provoz, střední urychlovaná hmota (transportní pásy, výtahy, navijáky, hnětací míchací stroje, dřevoobráběcí, tiskařské a textilní stroje)	<10	1,0	1,3	1,5	1,6
	10÷50	1,2	1,4	1,7	1,9
	50÷100	1,3	1,6	2,0	2,1
	100÷200	1,5	1,9	2,3	2,4
nestejný provoz, silné rázy, velká urychlovaná hmota (míchačky betonu, sací čerpadla, kompresory, buchary, válcová stolice, přepravníky pro těžké zboží, ohýbací a lisovací stroje, stroje se střídavým pohybem)	<10	1,2	1,5	1,8	2,0
	10÷50	1,4	1,7	2,1	2,2
	50÷100	1,6	2,0	2,3	2,5
	100÷200	1,8	2,3	2,7	2,9



S_m dle tabulky výrobce jsem volil 1,8 z důvodů nesteromického provozu a silných rázů při vrtání v tvrdších horninách.

Při výběru konkrétní převodovky je pak třeba dbát na to, aby provozní součinitel S_m byl menší než servisní faktor převodovky S_f , nebo navýšit požadovaný výstupní krouticí moment M_k dle vzorce:

$$M_2 = M_k \cdot S_m [N] \quad (4-16)$$

Servisní faktor S_f [13]

Servisní faktor převodovky S_f udává poměr mezi maximálním krouticím momentem na výstupu převodovky, kterým může být převodovka trvale zatěžována a skutečným výstupním krouticím momentem, který je schopen poskytnout zvolený elektromotor.

$$S_f = \frac{M_{2max}}{M_2} \quad (4-17)$$

Maximální krouticí moment M_{2max} je stanoven pro provozní součinitel $S_m = 1$.

Hodnoty servisních faktorů pro jednotlivé varianty velikostí, převodů a přiřazení elektromotorů jsou uvedeny viz. *Tab. 4-13*.

Výstupní moment M_2 se volí větší, než požadovaný moment. V tabulkách pro výběr převodovky, jsou uvedeny přiřazené výstupní momenty jednotlivým převodům.

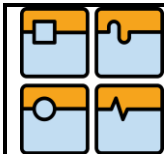
Výkon P_1 a P_2

Vstupní výkon motoru lze zjednodušeně určit z obecného vztahu krouticího momentu M a otáček n :

$$P_M = \frac{M_2 \cdot n_2}{9590} \quad (4-18)$$

Pro stanovení požadovaného vstupního výkonu je potřebné počítat s účinností převodovky, která je dána poměrem výkonu výstupního P_2 k vstupnímu P_1 , viz. *Tab. 4-13*.

$$P_M = \frac{M_2 \cdot n_2 \cdot 100}{9590 \cdot n_p} \quad (4-19)$$



Tab.4-13 Výkon motoru s ohledem na účinnost převodovky [13]

$n_1=1400 \text{ [min.}^{-1}\text{]}$					
typ	i	n_2	Mk_2	P_1	η_d
-	-	$[\text{min.}^{-1}]$	$[\text{Nm}]$	$[\text{kW}]$	$[\%]$
(M)RT 80A	5	280	190	5,99	93
(M)RT 80A	7,5	187	195	4,14	92
(M)RT 80A	10	140	190	3,06	91
(M)RT 80A	12,5	112	220	2,9	89
(M)RT 80A	15	93	250	2,84	86
(M)RT 80A	20	70	236	2,01	86
(M)RT 80A	25	56	225	1,59	83
(M)RT 80A	30	47	286	1,86	75
(M)RT 80A	40	35	270	1,36	73
(M)RT 80A	50	28	249	1,03	71
(M)RT 80A	60	23	223	0,85	64
(M)RT 80A	70	20	224	0,8	59
(M)RT 80A	80	18	214	0,69	57
(M)RT 80A	100	14	189	0,5	55

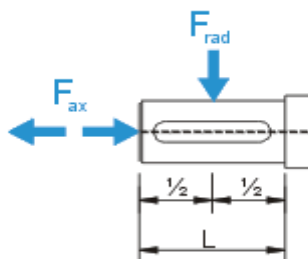
Samosvornost [13]

O samosvornosti převodovky hovoříme, pokud ze strany výstupního hřídele nelze roztáčet vstupní hřídel převodovky. Tento stav nastává, je-li úhel stoupání šroubovice šneku menší než třecí úhel za klidu, nebo když je statická účinnost převodu nižší než 50%. Pak hovoříme o statické samosvornosti. Jestliže je úhel stoupání šroubovice šneku menší než dynamický třecí úhel, neboli když je dynamická účinnost převodu nižší než 50% je převodovka dynamicky samosvorná. Vzhledem k tomu, že úhly stoupání šroubovice jsou u všech převodů větší než $1,5^\circ$, nelze zaručit 100% dynamickou samosvornost převodovek. V případech, kde je bezpodmínečně nutné zajistit převodovku proti pootáčení za klidu, se doporučuje použít elektromotory s brzdou. [13]

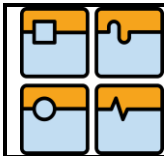
Radiální zatížení F_{rad} [13]

Pro určení této hodnoty, je jako působíště radiální síly F_{rad} uvažována polovina čepu násuvné hřídele (viz. Obr.36). Působí-li radiální síla na hřídel ve větší vzdálenosti, musí se maximální přípustné zatížení redukovat. Například pro zatížení v místě 75% délky čepu je přípustné zatížení pouze 80% hodnoty uvedené v tabulce. Pro zatížení v místě 30% délky čepu může být přípustné zatížení o 25% vyšší.

Zůstane-li radiální zatížení velké, nebo síla působí na čep hřídele ve velké vzdálenosti, musí se pro zachycení těchto sil zvolit vnější uložení v ložiskách. [13]



Obr.4-21. Zatížení hřídele [13]



Tab. 4-14. Maximální přípustné radiální a axiální zatížení [13]

		RT/MRT 30A		RT/MRT 40A		RT/MRT 50A		RT/MRT 60A		RT/MRT 70A		RT/MRT 80A		RT/MRT 100A		RT/MRT 120A		RT/MRT 180A		RT/MRT 180A		
	i	F_{ax}	F_{rad}	F_{ax}	F_{rad}	F_{ax}	F_{rad}	F_{ax}	F_{rad}	F_{ax}	F_{rad}	F_{ax}	F_{rad}	F_{ax}	F_{rad}	F_{ax}	F_{rad}	F_{ax}	F_{rad}	F_{ax}	F_{rad}	
n_1	1400	20	100	40	200	60	300	70	340	70	360	90	450	130	650	170	850	260	1300	500	1550	
n_2	5	280	110	600	150	780	200	980	300	1490	380	1880	450	2180	520	2655	750	3730	1020	5050	1100	5480
n_2	7,5	187	130	660	170	870	220	1100	330	1650	420	2090	500	2490	580	2880	810	4050	1100	5480	1190	5950
n_2	10	140	150	730	190	960	240	1220	360	1810	460	2300	550	2740	630	3170	890	4460	1210	6040	1310	6550
n_2	12,5	112	160	790	210	1030	260	1310	390	1950	490	2470	590	2950	680	3410	960	4800	1300	6510	1410	7060
n_2	15	93	170	840	220	1090	280	1390	420	2080	530	2630	630	3140	730	3630	1020	5110	1380	6920	1500	7510
n_2	20	70	180	920	240	1200	310	1530	460	2280	580	2890	690	3450	800	3990	1120	5610	1520	7610	1650	8260
n_2	25	56	200	990	260	1300	330	1650	490	2460	620	3120	740	3720	860	4300	1210	6050	1640	8200	1780	8890
n_2	30	47	210	1050	270	1370	350	1750	520	2610	660	3300	790	3940	910	4560	1280	6410	1740	8690	1890	9430
n_2	40	35	230	1160	300	1520	390	1930	580	2880	730	3650	870	4350	1010	5030	1410	7070	1920	9590	2080	10400
n_2	50	28	250	1250	330	1630	420	2080	620	3100	790	3930	940	4680	1080	5420	1520	7620	2070	10330	2240	11210
n_2	60	23	270	1330	350	1740	440	2220	660	3310	840	4190	1000	5000	1160	5790	1630	8140	2210	11030	2390	11960
n_2	70	20	280	1380	360	1830	460	2320	680	3480	880	4360	1050	5240	1220	6065	1700	8530	2320	11560	2510	12540
n_2	80	17,5	290	1460	380	1910	490	2430	720	3620	920	4590	1100	5480	1270	6340	1780	8910	2420	12080	2620	13110
n_2	100	14	310	1570	410	2060	520	2620	780	3900	990	4950	1180	5900	1370	6830	1920	9600	2600	13010	2820	14120

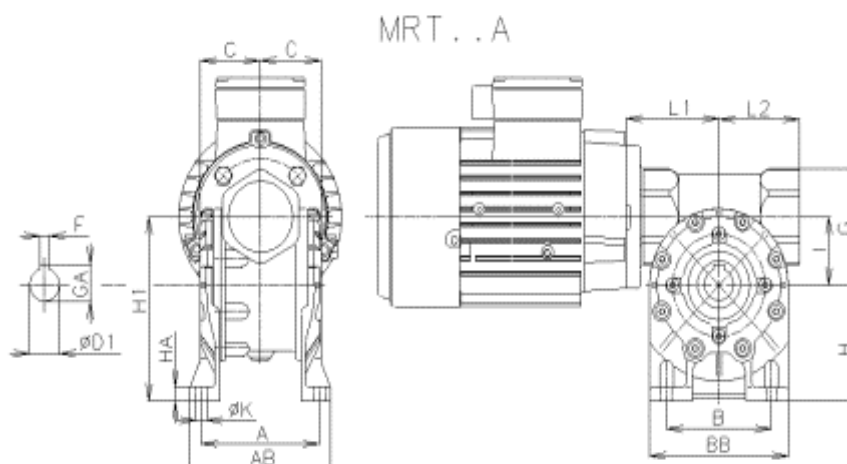
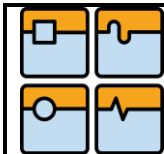
Dle požadovaného výstupního kroutícího momentu, otáček elektromotoru a požadovaných výstupních otáček byla zvolena šneková převodovka MRT 80A s převodovým poměrem $i_1 = 80$.

Dle Tab. 6 je maximální radiální zatížení hřídele $F_{rad} = 5480 \text{ N}$. Není tedy třeba řešit uložení volného konce hřídele v ložisku. [9]

Tab. 4-15. Výkonové parametry šnekové převodovky MRT 80A [13]

$n_1 = 1400 \text{ [min}^{-1}]$					
typ	i	n_2	Mk_2	P_1	η_d
-	-	$[\text{min}^{-1}]$	$[\text{Nm}]$	$[\text{kW}]$	$[\%]$
(M)RT 80A	80	18	214	0,69	57

Účinnost převodovky udávaná výrobcem $\eta_p = 0,57$
 Výstupní maximální kroutící moment $Mk_2 = 214 \text{ Nm}$



VELIKOST	A	AB	B	BB	C	D1H7	Dk6	E	F	GA	G	H	H1	H2	HA	I	K	R
(M)RT 80A	147	180	140	180	70	35	24	50	10	38,3	128	142	222	62	13	80	11	90
VELIKOST	C1	L1	L2	L3	LA	SA	M1	N1	O1	S1	T1	M2	N2	P2	O2	S2	T2	
(M)RT 80A	50	110	95	108	12	M8x19	130	110	66,5	M10x16	3,5	165	130	200	120	11	5	

Obr. 4-22. Připojovací rozměry převodovky MRT 80A [13]

4.4.2 VÝPOČET A VOLBA ELEKTROMOTORU [13]

CELKOVÁ ÚČINNOST

Celková účinnost zdvihového ústrojí se určuje jako součin řetězového převodu η_R a účinností převodovky η_p .

$$\eta_c = \eta_R \cdot \eta_p = 0,95 \cdot 0,57 = 0,54 \quad (4-20)$$

Kde:

η_R [-] účinnost řetězového převodu

η_p [-] účinnost zvolené převodovky

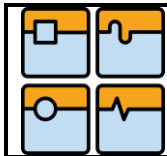
POTŘEBNÝ VÝKON MOTORU PRO ZVEDÁNÍ BŘEMENE

Výkon motoru se obecně vypočítá jako součin síly vyvolané hmotností břemene a rychlosti zdvihu. Celková účinnost η_c má za následek navýšení potřebného motoru.

$$P_m = \frac{Q_c \cdot g \cdot v_h}{1000 \cdot \eta_c} = \frac{400 \cdot 9,81 \cdot 0,066}{1000 \cdot 0,54} = 0,48 \text{ kW} \quad (4-21)$$

VOLBA ELEKTROMOTORU

Volím elektromotor $n_1 = 1395 \text{ min}^{-1}$. Dle výrobní řady firmy Siemens volím přírubový elektromotor s brzdou 1LA7 083-2AA, 4-polový s výkonem $P = 0,75 \text{ kW}$.



TECHNICKÁ DATA ELEKTROMOTORU

Tab. 4-16. Hlavní parametry elektromotoru [13]

Jmenovitý výkon P	Parametry při jmenovitém zatížení		
	Otáčky	Účinnost	Moment M_k
kW	min-1	%	Nm
0,75	1395	72	5,1

Umístění vrátku bylo voleno v horní části vrtné věže z důvodu jednoduchosti řešení a s ohledem na ochranu před znečištěním při vlastním vrtání.



Obr.4-23. Uložení vrátku v horní části věže

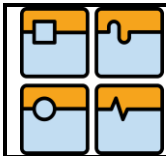
]

4.5 NAPÍNÁNÍ ŘETĚZU VRÁTKU

Vlastní napínání řetězu vrátku bylo řešeno řetězovým kolem, napínaným pomocí matice na ocelovém šroubu s průměrem 12 mm ve spodní části vrtné věže a proti uvolnění zajištěno druhou maticí. (viz. Obr. 4-24) Šroub má udávanou pevnost v tahu $R_m = 800 \text{ N/mm}^2$



Obr.4-24. Napínání řetězu vrátku ve spodní části vrtné věže



4.6 NÁVRH VRTNÝCH TYČÍ

Vrtné tyče přenášejí kroutící moment a přítlačovou sílu od vrtací jednotky k vrtací korunce. Zároveň je jimi přiváděno výplachové medium k čelbě vrtu.

4.6.1 VOLBA PRŮMĚRU A DÉLKY VRTNÝCH TYČÍ

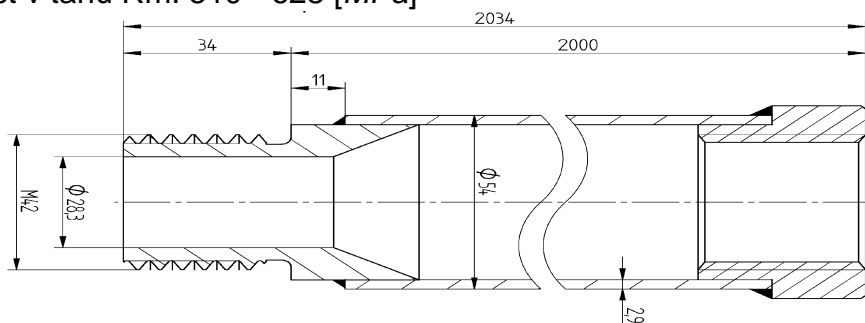
Při vlastním návrhu vrtných tyčí byly využity poznatky, doporučení a konstrukční řešení sestavy vrtných tyčí od německého výrobce BOGATECH. (viz. Obr.4-25.) Uvedené řešení je doporučeno pro vrtání do maximální hloubky 40 m s maximálním kroutícím momentem 250 Nm. Místo trubky s vnějším průměrem 54 mm a tloušťkou stěny 2,9 mm byla použita konstrukční trubka bezešvá hladká o vnějším průměru 57 mm a tloušťkou stěny 3,2 mm, která je běžně nabízena dodavateli hutního materiálu z materiálu 11523. Celková délka vrtných tyčí byla volena 2040 mm s ohledem na rozměry ložné plochy přivěsného vozíku Agados Hobby 2 s délkou 2060 mm.

Charakteristika oceli 11523 [17]

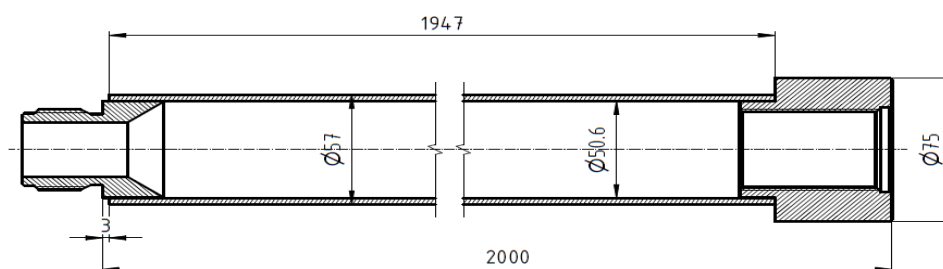
Nelegovaná konstrukční jemnozrnná ocel vhodná ke svařování. Vhodné použití pro mostní a jiné svařované konstrukce, ohýbané profily, svařované konstrukce z dutých profilů a součástí strojů, automobilů, motocyklů a jízdních kol. Součásti tepelných energetických zařízení a součástí tlakových nádob vyrobených z tyčí.

Nejmenší mez kluzu R_e : 294 [MPa]

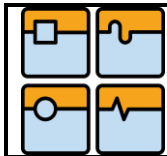
Pevnost v tahu R_m : 510 - 628 [MPa]



Obr.4-25. Vrtná tyč BOGATECH pro maximální kroutící moment 250 Nm [4]



Obr.4-26. Vlastní návrh sestavy vrtné tyče



4.6.2 NÁVRH ZÁVITOVÝCH SPOJŮ

Rozměry závitových spojů byly upraveny pro použití bezešvé trubky s vnějším průměrem 57mm a tloušťkou stěny $3,2\text{mm}$. Materiál pro závitové koncovky byla zvolena konstrukční ocel ČSN 14 220 pro následnou cementaci a kalení vlastních závitů pro snížení jejich opotřebení při případném znečištění abrazivními částicemi při vrtání.

Charakteristika oceli 14 220 [17]

Ušlechtilá konstrukční mangan-chromová ocel vhodná k cementování. Ocel je dobře tváritelná za tepla, po žíhání na měkko i za studena, je dobře obrobitelná a svařitelná. Cementace v práškovém prostředí se provádí za teploty $860 - 900\text{ }^\circ\text{C}$. Následně se ochlazuje v cementační krabici nebo na vzduchu. Kalení se provádí za teploty $810 - 840\text{ }^\circ\text{C}$ a ochlazuje se v oleji nebo lázni při teplotě $150 - 200\text{ }^\circ\text{C}$.

4.7 VOLBA VÝPLACHOVÉHO ČERPADLA

Výplachové čerpadlo musí dodávat potřebné množství výplachového média přes výplachovou hlavu a vrtné tyče k čelbě vrtu. Rychlost vlastního výplachu by neměla být nižší jak $0,3\text{ m/s}$. (doporučení německého výrobce BOGATECH [4]). Při nižší rychlosti dochází k nedostatečnému výnosu rozrušené horniny z vrtu a jeho následnému zanášení. Čerpadlo musí být schopno čerpat znečištěnou kapalinu s obsahem abrazivních částic. Běžně používaná kalová čerpadla pro výplach mají pohon spalovacím motorem, hydraulickým pohonem, případně elektrickým pohonem. Čerpadlo s hydraulickým pohonem bývá používáno u profesionálních vrtných souprav a bývá zpravidla uloženo přímo na vrtné soupravě včetně odkalovacích nádrží.

4.7.1 VÝPOČET VÝKONU ČERPADLA

Pro vlastní výpočet potřebného výkonu čerpadla bylo nutno zohlednit průměr vrtání, průměr vrtných tyčí a potřebnou vynášecí rychlost. $Q_{\check{c}}$ je minimální potřebné množství pro výplach.

$$\begin{aligned} \text{Dáno: } D_v &= 1,5\text{ dm} \\ D_T &= 0,57\text{ dm} \\ v_v &= 0,3\text{ ms}^{-1} \end{aligned}$$

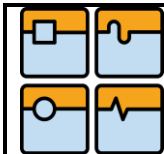
$$S_v = \pi \cdot D_v^2 / 4 = 17,6\text{ dm}^2 \quad (4-22)$$

$$S_T = \pi \cdot D_T^2 / 4 = 2,5\text{ dm}^2 \quad (4-23)$$

$$Q_{\check{c}} = (S_v - S_T) \cdot v_v = (17,6 - 2,5) \cdot 0,3 = 4,53\text{ ls}^{-1} = 16,3\text{ m}^3\text{hod}^{-1} \quad (4-24)$$

Kde:

$$\begin{aligned} D_v & \text{ [dm] průměr vrtání} \\ D_T & \text{ [dm] průměr vrtných tyčí} \\ S_v & \text{ [dm}^2\text{] plocha vrtu} \\ S_T & \text{ [dm}^2\text{] plocha tyče} \end{aligned}$$



$Q_{\check{c}}$ [l s^{-1} , $\text{m}^3 \text{h}^{-1}$] čerpaný výkon čerpadla

VOLBA ČERPADLA

Pro prvotní testování vrtné soupravy a zkušební provoz bylo voleno levnější řešení s použitím benzínového kalového čerpadla Kraft & Dele s výkonem $60 \text{ m}^3/\text{hod}$ v ceně cca 4,5 tis. Kč. Dle návodu výrobce, je čerpadlo uzpůsobeno k čerpání znečištěné vody. Díky zvýšenému obsahu abrazivních částic ve výplachu, došlo k nadměrnému opotřebení vnitřní části čerpadla a tím ke snížení výkonu.



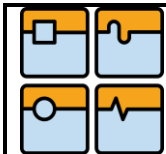
Obr.4-27. Benzínové kalové čerpadlo Kraft & Dele [19]

POPIS A SPECIFIKACE ČERPADLA KRAFT & DELE [19]

Vodní čerpadlo se spalovacím motorem renomované německé značky je vyrobeno z litiny, což z něj činí výrobek s vysokou odolností. Čerpadlo je vhodné pro čerpání čisté i znečištěné vody z povrchových zdrojů, např. při zavlažování polí, luk a zahrad, čerpání vody ze zatopených prostor a čerpání vody z rybníků, výkopů, řek apod.

PARAMETRY BENZÍNOVÉHO ČERPADLA KRAFT&DELE [19]

Max. kapacita: 1 000 l/min
Výtlačná výška: 30 m
Max hloubka sání: 8 m
Motor: jednoválcový, čtyřtákní, vzduchem chlazený
Palivo: benzín bezolovnatý
Spotřeba paliva: 1.6 l/hod
Objem nádrže: 3,6 l
Olejová nádrž: 163 ml
Max. otáčky motoru: 3600 $/\text{min}$
Výkon motoru: 6,5 HP (4 847 W)
Použitý olej 10W - 40
Výstupní potrubí: 3" (palce)
Hmotnost: 32 kg



Z důvodu přítomnosti abrazivních částic ve výplachu a následném nadměrném opotřebením benzinového čerpadla byla volena finančně nákladnější volba elektrického čerpadla s dostatečným výkonem $7,5 \text{ l s}^{-1}$ SIGMA 80-KDFU-150-9,5-AO 400V. Čerpadlo je nabízeno prodejci za cca 47 tis. Kč. Čerpadlo bude spouštěno a vypínáno z ovládací rozvodné skříně pomocí vypínače.

PARAMETRY ČERPADLA SIGMA 80-KDFU-150-9,5-AO 400V [18]

Jedná se o ponorné kalové čerpadlo osvědčené konstrukce určené pro čerpání vody znečištěné obsahem bahna, jílu, písku, drobné kamenné drtě a podobných hmot abrazivního účinku s celkovým podílem přímísenin max. 30% hmotnosti. Čerpadlo lze použít zejména ve stavebnictví, při výkopových a melioračních pracích, při odstraňování následků povodní atd.

Parametry čerpadla:

Konstrukce čerpadla: ponorné

Výtlač (m): 20,1

Průtok (l/s): 7,5

Jmenovité napětí (V): 400

Výkon (kW): 3,4

Otáčky čerpadla (ot./min.): 2800

Materiálové provedení: litina, nerez, pryž

Délka kabelu (m): 15

Hmotnost (kg): 48

Ostatní: Určeno k čerpání silně znečištěné vody s obsahem abrazivních částic.

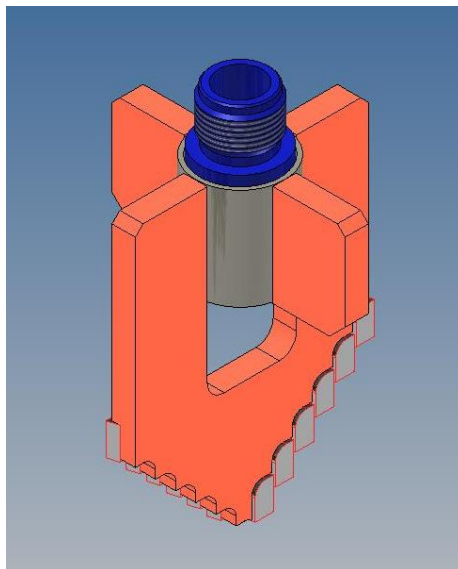
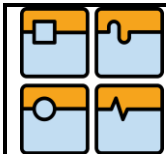


Obr. 4-28. Čerpadlo SIGMA 80-KDFU-150-9,5-AO 400V [18]

4.8 NÁVRH VRTNÉ KORUNKY

Vrtací korunka byla navržena s tvarem podobným běžně používaných listových dlát. Byla konstruována jako svařenec, proto byl volen i materiál vhodný pro svařování. Jednotlivé části byly vyfrétovány z materiálu ČSN 11523. Hroty korunky byly osazeny letováním destičkami ze slinutých karbidů z důvodu ochrany korunky před otěrem abrazivními částicemi přítomných v hornině a k možnosti vrtání středně tvrdých hornin.

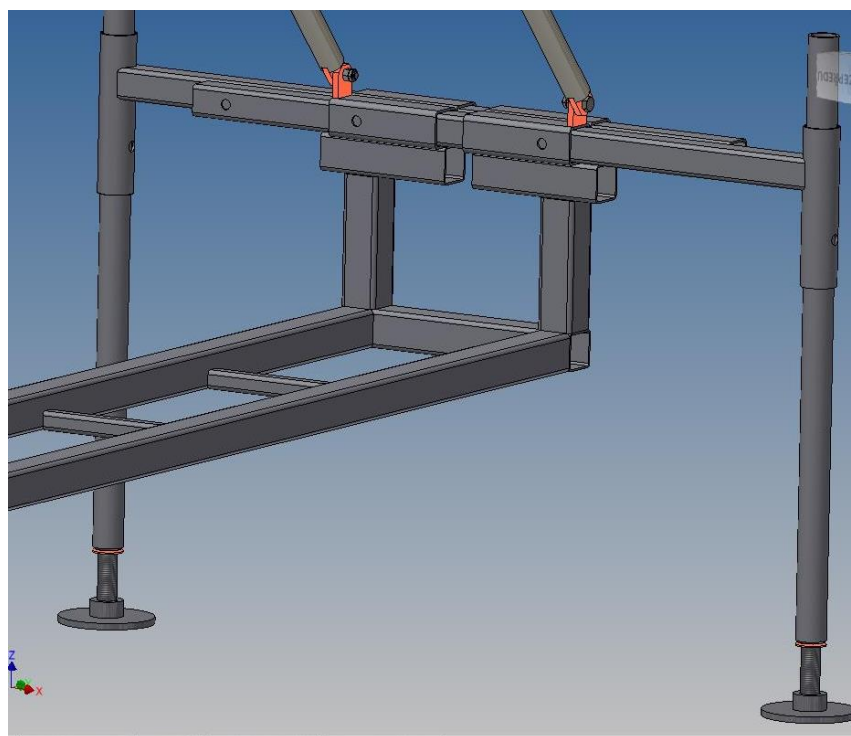
Slinutý karbid je materiál pro výrobu obráběcích nástrojů-nejčastěji se skládá z karbidu wolframu (chemický vzorec WC) a kovového kobaltu. Z těchto složek se vyrábí spékáním. Slinuté karbidy jsou mnohem tvrdší než rychlořezné oceli a slitiny Co—Cr—W.



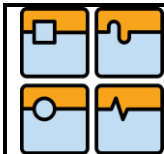
Obr.4-29. Vrtná korunka s břity ze slinutých karbidů

4.9 NÁVRH PODPĚR VRTNÉ SOUPRAVY

Podpěry slouží k ustavení vrtné soupravy. Měly by umožňovat pohodlné podepření i v nerovném terénu. Z tohoto důvodu byly řešeny s proměnlivou délkou vysunutí po vzdálenosti 10 cm a aretační kovovými čepy se zajištěním závlačkou proti vysunutí. Ve spodní části podpěr je matice pro trapézový šroub Tr 30x3.



Obr.4-30. Konstrukční řešení zadních podpěr vrtné soupravy



4.10 NÁVRH ZEMNÍCH VRUTŮ

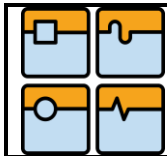
Zemní vruty pro ukotvení vrtné soupravy byly navrženy a vyrobeny ze standardně vyráběné šnekovnice lehké řady v délce 750 mm. Vrtná souprava bude k vrutům uchycena pomocí napínacích popruhů o udávané nosnosti 900 kg.

Tab. 4-17. Rozměry šnekovnice lehké řady

Vnější průměr	Stoupání šnekovnice	Vnitřní průměr	Hmotnost Kg/m	Tloušťka u kořene (mm)	Tloušťka na obvodu (mm)
80	80	17	1,2	3,5	1,5



Obr.4-31. Ukotvení vrtné soupravy zemními vruty a popruhy



5 PEVNOSTNÍ ANALÝZA (MKP)

Byla provedena pevnostní analýza v programu Autodesk Inventor 2015 u samotných vrtných tyčí. Byla simulována extrémní situace, kdy dojde k uvíznutí vrtáku v zemině a druhý konec je namáhán maximálním kroutícím momentem a maximálním možným přitlakem od vrtací jednotky. Uvíznutí tyče je simulováno vazbou vetknutí. Tyč je tedy namáhána na krut a vzpěr. Simulace proběhla nejprve na jedné vrtné tyči o délce 2 000 mm. Druhá simulace byla provedena na tyči o délce 20 000 mm, což je průměrná hloubka vrtů při vrtání studní. Tyč je namáhána tlakovou silou o velikosti 5000 N a kroutícím momentem 150 Nm. Třetí simulace byla provedena v případě, kdy je vrták uvíznutý v zemině (vetknutí) a vrchní konec tyčí je namáhán tahem 3000 N a kroutícím momentem 150 Nm - případ snahy o vyproštění zavaleného vrtáku maximální silou, který vrátek umožňuje. Vlastní písemné vyhodnocení bylo provedeno u délky tyčí 20 000 mm v případě maximálního tlaku a tahu vrátku a současného maximálního kroutícího momentu.

5.1 POSTUP PEVNOSTNÍ ANALÝZY V AUTODESK INVENTORU 2015

Pro vlastní výpočet bylo nutné nejprve v náčrtu nakreslit řez tyčí. Venkovní průměr byl zadán 57 mm. Vnitřní průměr 50,6 mm. Délka tyče byla řešena jako vysunutí. V prvním případě bylo vysunutí 2000 mm. Ve druhém a třetím případě 20 000 mm. Při samotné analýze byla tyč řešena jako skořepina.

Dalším krokem bylo zadání materiálu, z kterého jsou tyče vyrobeny, tedy konstrukční ocel 11523. Závitové koncovky tyčí byly vzhledem k mnohem větší ploše průřezu zanedbány a celý výpočet byl simulován na nižším průřezu vlastních tyčí o délce 20 000 mm.

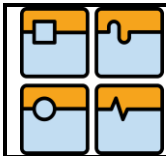
Následovalo zadání vazby vetknutí na spodním konci tyče (simulace uvíznutí vrtáku) a zadání zatížení na protilehlém konci. Zatížení kroutícím momentem o velikosti 150 Nm a tlakovou silou o velikosti 5000 N pro první analýzu. Pro druhou analýzu bylo voleno zatížení kroutícím momentem o velikosti 150 Nm a tahová síla o velikosti 3000 N.

Následně bylo nutno vytvořit síť pro vlastní výpočet viz obr. 31. Síť má 217137 uzlů a 109065 prvků. Tento počet byl navržen přímo programem jako optimální. Tzv. zjemnění sítě nadměrně zvyšuje nároky na vlastní výpočet a zároveň nezaručuje přesnější výpočet.

5.1.1 VÝPOČET PLOCHY PRŮŘEZU VRTNÉ TYČE

Vlastní výpočet plochy průřezu vrtné tyče byl proveden v Autodesk Inventoru 2015.

$$S = 540,8 \text{ mm}^2$$



5.1.2 VÝPOČET SIL PUSOBÍCÍCH NA VLASTNÍ TYČ

ZATÍŽENÍ TLAKEM A MOMENTEM

Při vrtání jsou tyče zatěžovány tíhou vrtací jednotky, přitlačnou silou od vrátku a maximálním kroutícím momentem, který je vrtací jednotka schopna vyvinout.

Při vyprošťování uvízlého vrátku jsou tyče namáhány tahovou silou, kterou je vrátek schopen vyvinout sníženou o tíhovou sílu vrtací jednotky.

$$F_{tl} = F_{gvr} + F_{pvr} = 1000 \text{ N} + 4000 \text{ N} = 5000 \text{ N} \quad (5-1)$$

Kde:

- F_{tl} [N] celková tlaková síla
 F_{pvr} [N] přitlačná tlaková síla vyvolaná vrátkem
 F_{gvr} [N] tlaková síla vyvolaná hmotností vrátku

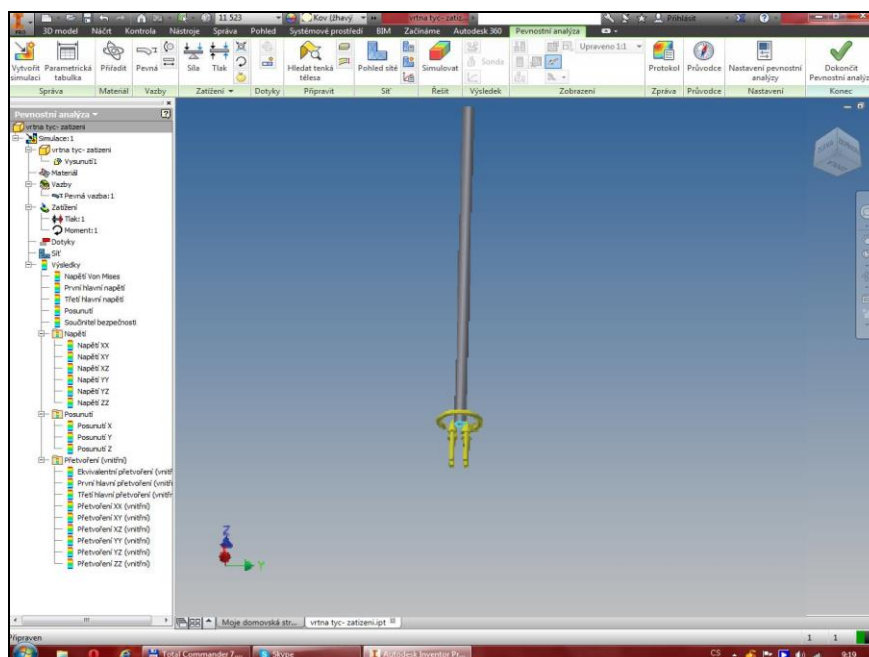
Výpočet tlakového napětí

$$\sigma_{tl} = \frac{F_{tl}}{S} = \frac{5000}{540,8} = 9,25 \text{ MPa} \quad (5-2)$$

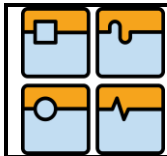
Kde:

- σ_{tl} [MPa] napětí vyvolané tlakem
 F_{tl} [N] celková tlaková síla
 S [mm²] plocha průřezu tyče

Zatížení momentem od vrtací jednotky: 150 Nm



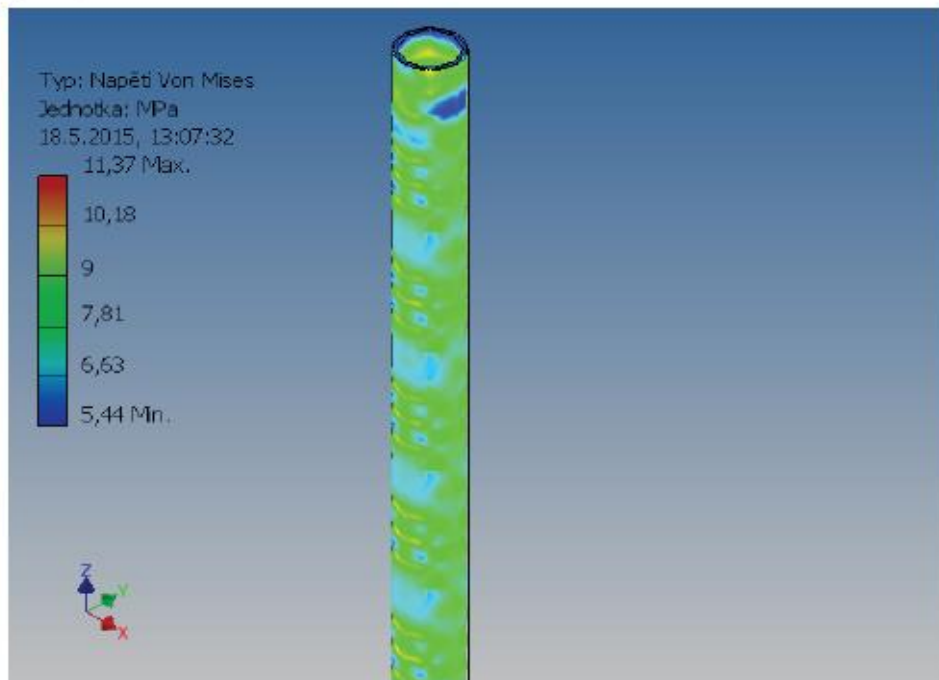
Obr.5-1. Zatížení tlakem a momentem v Autodesk Inventoru 2015



5.1.3 ZPRÁVA PEVNOSTNÍ ANALÝZY (TLAK - MOMENT)

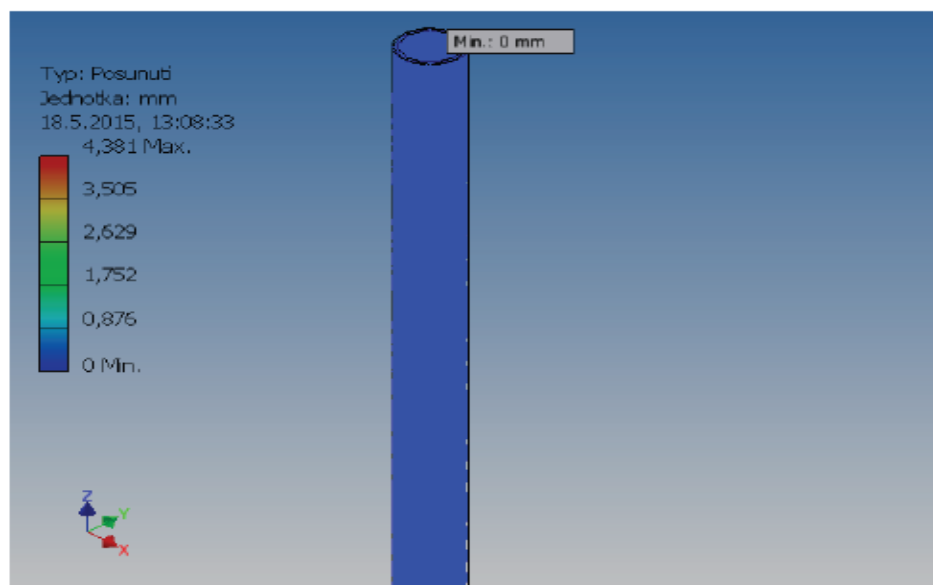
Kompletní zpráva pevnostní analýzy (tlak-moment) je součástí příloh.

☐ Napětí Von Mises

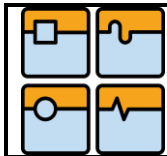


Obr.5-2. Redukované napětí v Autodesk Inventoru 2015

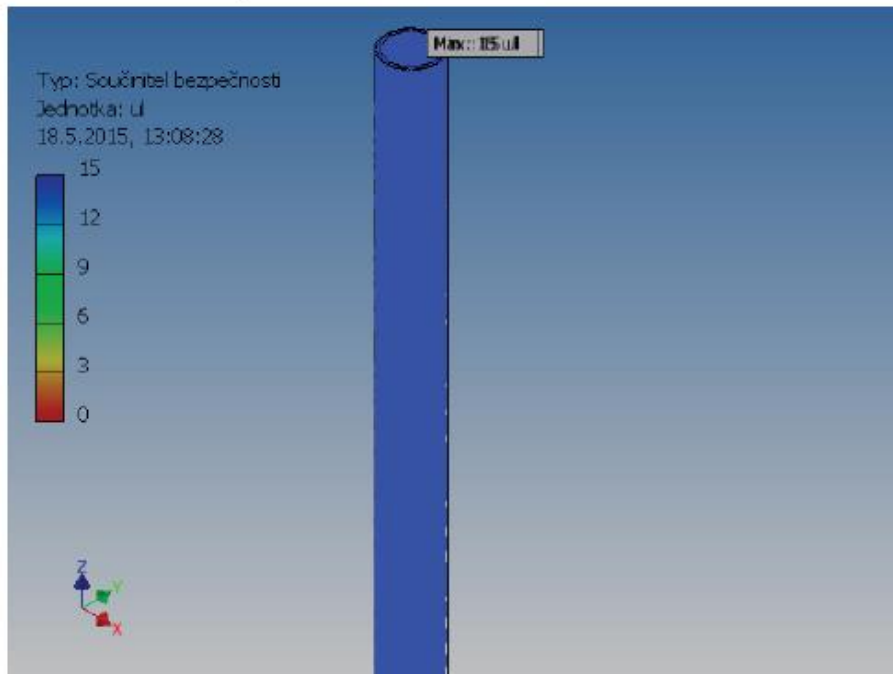
☐ Posunutí



Obr.5-3. Celkové posunutí vrtných tyčí v Autodesk Inventoru 2015



☐ Součinitel bezpečnosti



Obr.5-4. Součinitel bezpečnosti vrtných tyčí v Autodesk Inventoru 2015

ZATÍŽENÍ TAHEM A MOMENTEM

Při vyprošťování uvízlého vrtáku jsou tyče namáhány tahovou silou kterou je vrátek schopen vyvinout sníženou o tíhovou sílu vrtací jednotky.

$$F_{\text{tah}} = F_{\text{tvr}} - F_{\text{gvr}} = 4000 \text{ N} - 1000 \text{ N} = 3000 \text{ N} \quad (5-3)$$

Kde:

- F_{tah} [N] celková tlaková síla
- F_{tvr} [N] tahová síla vyvolaná vrátkem
- F_{gvr} [N] tlaková síla vyvolaná hmotností vrátku

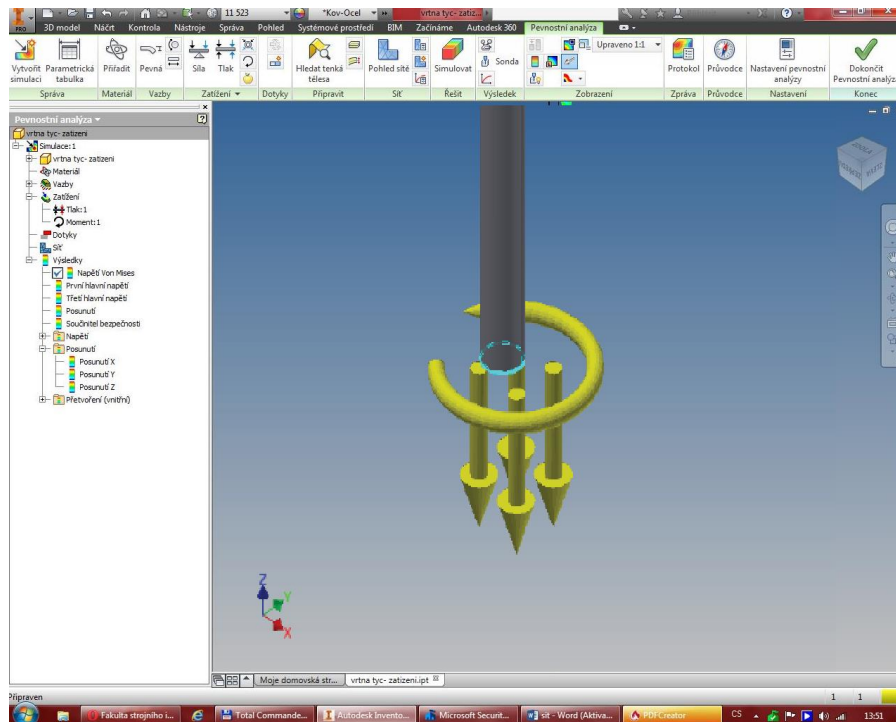
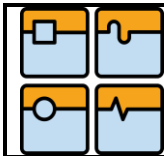
Výpočet tahového napětí

$$\sigma_{\text{tah}} = \frac{F_{\text{tah}}}{S} = \frac{3000}{540,8} = 5,55 \text{ MPa} \quad (5-4)$$

Kde:

- σ_{tah} [MPa] napětí vyvolané tahem
- F_{tah} [N] celková tahová síla
- S [mm²] plocha průřezu tyče

Zatížení momentem od vrtací jednotky: 150 Nm

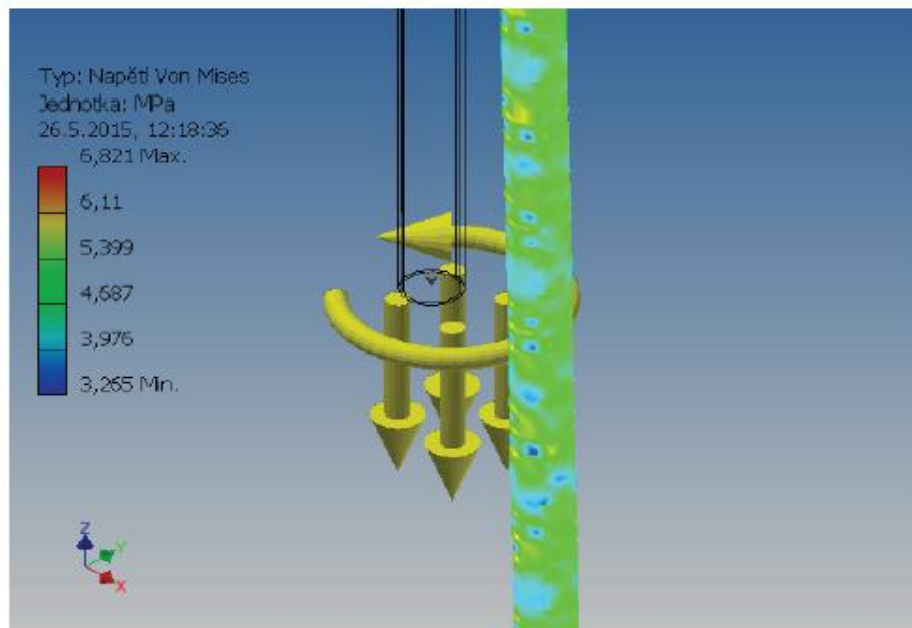


Obr.5-5. Simulace zatížení vrtných tyčí tahem a momentem v Autodesk Inventoru 2015

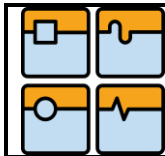
5.1.4 ZPRÁVA PEVNOSTNÍ ANALÝZY (TAH – MOMENT)

Kompletní zpráva pevnostní analýzy (tah-moment) je součástí příloh.

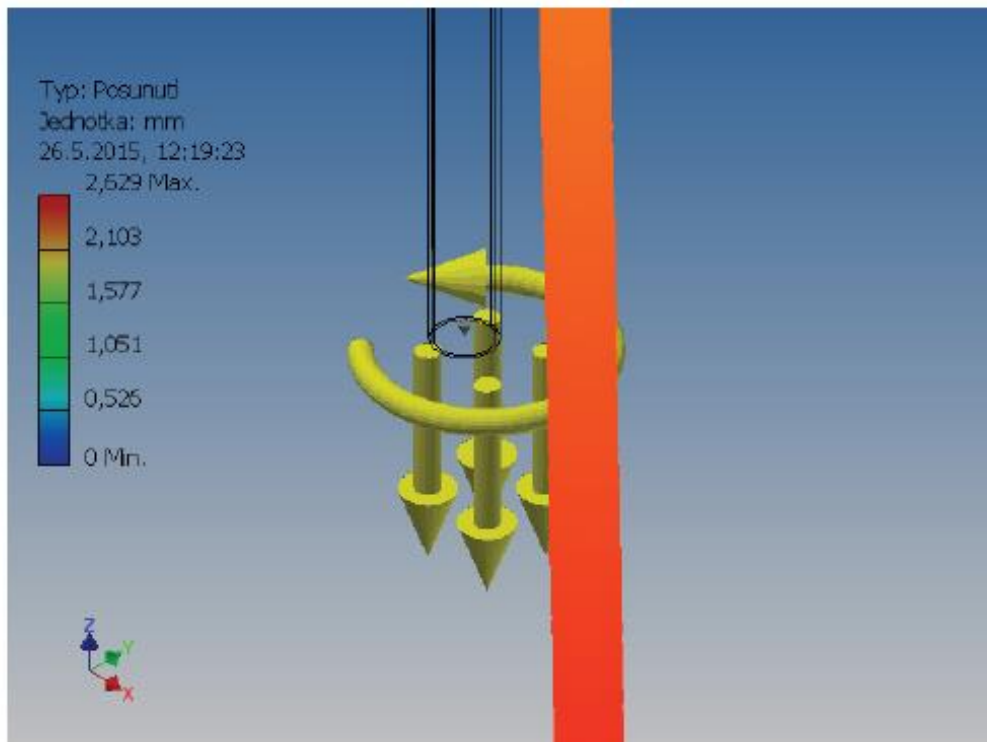
Napětí Von Mises



Obr.5-6. Redukované napětí v Autodesk Inventoru 2015

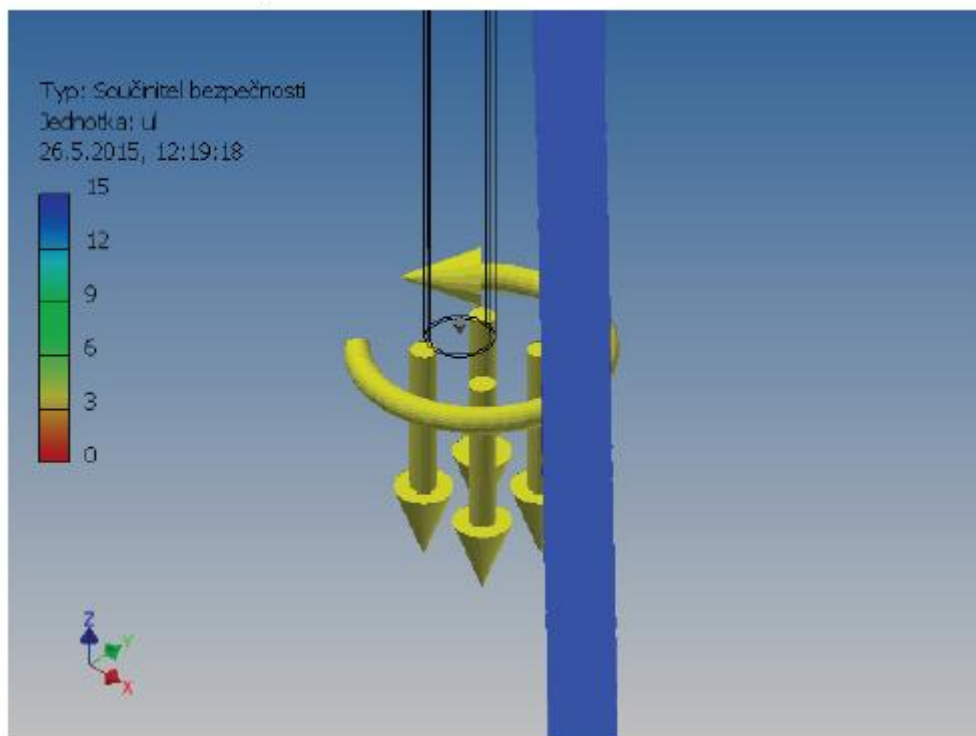


☐ Posunutí

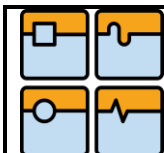


Obr.5-7. Celkové posunutí v Autodesk Inventoru 2015

☐ Součinitel bezpečnosti



Obr.5-8. Součinitel bezpečnosti v Autodesk Inventoru 2015



6 PRAKTICKÉ ZKOUŠKY A TESTOVÁNÍ SOUPRAVY

Při vlastních praktických zkouškách a testování se projeví nevhodnosti některých původních levnějších dílčích řešení.

6.1 REALIZOVANÉ ZMĚNY A VYLEPŠENÍ

6.1.1 VÝMĚNA ZDVIHOVÉHO ÚSTROJÍ

Při prvním zkušebním vrtu se projeví nevhodnost použití sériově vyráběného hobby vrátka s udávanou nosností 400 kg, určeného pro domácí občasnou použití. Při statickém zatížení, tedy vrtání do jílovitého podloží, vrátek fungoval správně. Zatěžován byl jen maximální silou od hmotnosti vrtací jednotky, vrtných tyčí a vrtací korunky. Tedy silou cca 1500 N. Při snaze provrtání nesoudržného štěrkopískového podloží v hloubce cca 14 m, bylo třeba vrtací jednotku vrátkem přidržovat. Při styku vrtné korunky s objemnějšími valouny docházelo k dynamickému zatěžování vrátka, přenášenému přes vrtné tyče a řetězový převod. Po několika minutách došlo k porušení ozubených kol uvnitř převodové skříně vlastního vrátka.

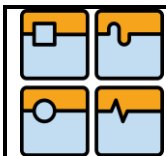


Obr.6-1. Původní a nové řešení konstrukce vrátka

Následné řešení vrátka je zmíněno v samotné diplomové práci a do dnešního dne pracuje bez jakýchkoliv problémů. K částečnému dynamickému zatěžování vrátka dochází téměř při každém vrtání a bývá zatěžován i silou přítlačnou.

6.1.2 ODVOD VÝPLACHOVÉHO MEDIA Z VRTU

Při prvních dvou zkušebních vrtech byl testován odvod výplachového média z vrtu bočním vývodem o průměru 110 mm. Nejprve došlo k předvrtání cca 1 m hluboké díry o průměru 200 mm a do ní byla vsazena PVC pažnice 200 mm s bočním vývodem. Snahou bylo okruh výplachu realizovat nad vlastním terénem a tím se vyhnout potřebným výkopovým pracím s odkalovací a zásobníkovou jámou před vlastním vrtáním. I při důkladném zajílování PVC pažnice, začalo postupně unikat výplachové médium mimo okruh. Následně byl výplach řešen pod úroveň terénu.



Obr.6-2. Původní a nové řešení vlasního výplachu z vrtu

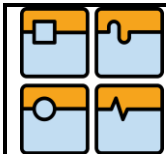
6.1.3 VÝPLACHOVÉ KALOVÉ ČERPADLO

Při výplachu bylo nejprve používáno benzínové kalové čerpadlo Kraft-Dell s udávaným čerpacím výkonem $60 \text{ m}^3/\text{hod}$. Při vlastním vrtání je ovšem čerpadlo potřeba vypínat a znovu startovat při nastavování tyčí. Z tohoto důvodu bylo následně zvoleno použít elektrické kalové čerpadlo SIGMA 80-KDFU-150 pro jednodušší ovládání a obzvláště pro jeho určení k čerpání silně znečištěné kapaliny s obsahem abrazivních částic.



Obr.6-3. Použití elektrického kalového čerpadla Sigma 80-KDFU-150

Zároveň s výměnou čerpadla byly použity i požární hadice o větším průměru pro snížení ztrát na výtlaku, při samotném výplachu. Současně byly zvětšeny i průtočné otvory v hřídeli výplachové hlavy z původních $D 10 \text{ mm}$ na $D 12 \text{ mm}$.



6.1.4 UMÍSTNĚNÍ ROZVODOVÉ SKŘÍŇĚ

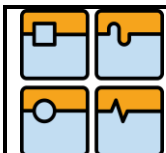
Při původním návrhu byla rozvodová skříň umístěna přímo na vrtné věži. Z důvodu ochrany frekvenčního měniče před otřesy, způsobenými při vrtání do nesoudržného štěrkopískového podloží, byl rozvaděč umístěn mimo vrtnou věž. Navíc byl osazen zásuvkou 3x400V a 230V spolu s vypínači k nim. Slouží k ovládání výplachového čerpadla při vrtání a malého čerpadla pro potřebu případného doplňování vody z přídatných nádrží do výplachového okruhu.



Obr.6-4. Původní a nové řešení umístění rozvaděče s novými ovládacími prvky

6.1.5 UMÍSTĚNÍ ZÁTĚŽE NA VRTÁK

Umístěním zátěže o hmotnosti cca 35 kg za vrtací korunku došlo k výraznému snížení dynamického namáhání vrtací jednotky a vrátku při vrtání v nesoudržných štěrkopískových zeminách a k jednoduššímu vrtání do středně tvrdého skalního podloží.



Obr.6-5. Zátěžka umístěná za vrtací korunkou

6.2 PLÁNOVANÉ ZMĚNY A VYLEPŠENÍ

6.2.1 POUŽITÍ PRUŽIN MEZI ŘETĚZEM A VRTACÍ JEDNOTKOU

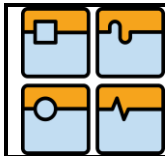
Použití pružin, o přiměřené tuhosti s ohledem na hmotnost vrtací jednotky včetně tyčí cca 100 kg, mezi řetězem vrátku a uchycením vrtné jednotky, by mělo umožnit plynulejší přitlak a plynulejší nadlehčování při vrtání a rozpojování tyčí. Současně bude použitý i dvouřadý článkový řetěz 08B-2 se spojkami na řetěz 08B-3 z důvodu jednodušší konstrukce přítlačných pouzder k pružinám.

6.2.2 ZMĚNA KONSTRUKCE VÝPLACHOVÉ HLAVY

V současnosti je výplachová hlava utěsněna z každé strany 1 x ucpávkovou šňůrou 16x16 mm. Snahou je použít ucpávkovou šňůru menších rozměrů alespoň 3x z každé strany a nezvětšit při tom délku výplachové hlavy. Tomu bude třeba uzpůsobit jednotlivé průměry jak hřídele, tak i tělesa hlavy a zvolit jiná ložiska. V současnosti je třeba ucpávkovou šňůru vyměňovat po cca 40-ti hodinách provozu. Snahou je čas mezi výměnami prodloužit.

6.2.3 POUŽITÍ REFLEKTORŮ

Mezi další plánované vylepšení, patří umístění dvou halogenových reflektorů v horní části věže. Tyto by měly v případě potřeby dokončení vrtu, osvětlovat pracovní prostor před věží za snížené viditelnosti, zejména v podzimních měsících.

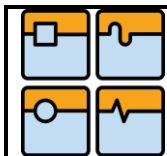


ZÁVĚR

Předchozí část této práce byla věnována návrhu konstrukce malé vrtné soupravy pro vrtání studní technologií rotační vrtání s vodním výplachem. Druhá kapitola obsahuje seznámení s vlastní problematikou vrtání studní a jednotlivá konstrukční řešení různých výrobců, včetně zvážení kladů a záporů jednotlivých řešení. Třetí kapitola obsahuje seznámení s jednotlivými funkčními celky vrtné soupravy. Ve čtvrté kapitole je provedeno vlastní konstrukční řešení jednotlivých částí vrtné soupravy. Pátá kapitola obsahuje pevnostní analýzu vrtných tyčí provedenou v Autodesk Inventoru 2015. V poslední kapitole jsou zmíněny praktické testy funkční vrtné soupravy a následná vylepšení v konstrukčním řešení již realizovaná ale i plánovaná.

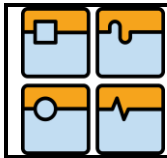
Jednotlivé výpočty byly provedeny na základě norem a odborných publikací uvedených v seznamu. Výběr převodovek byl konzultován osobně u výrobce šnekových převodovek ve firmě TOS Znojmo. Praktickým výsledkem této práce je výkresová dokumentace obsahující výkresy celkové sestavy vrtné soupravy, výplachové hlavy, vrtné tyče. Součástí dokumentace je i model kompletní soupravy v Autodesk Inventoru 2015 a zpráva pevnostní analýzy zatížení vrtných tyčí.

Vlastního návrhu vrtné soupravy bylo využito ke skutečnému zkonstruování. Souprava byla testována při praktickém použití. Jednotlivá, méně vhodná, levnější, dílčí řešení byla změněna za optimální řešení. V současné době vrtná souprava pracuje spolehlivě s minimálními nároky na údržbu. Cíl této práce byl splněn, neboť obsahuje návrh kompletní vrtné soupravy ověřené při praktickém použití.

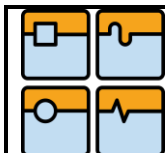


POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

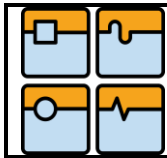
- (1) JEŘÁBEK, K., HELEBRANT, F., JURMAN, J., VOŠTOVÁ, V., *Stroje pro zemní práce Silniční stroje*. 1. Vyd. Ostrava 1996. 466s. ISBN 80-7078-396-3
- (2) *Nova-vrtna-suprava-na-vrtanie-studni* [online]. 2015 [cit. 2015-05-03]. Dostupné z: <http://stroje.bazos.cz/inzerat/47491478/Nova-vrtna-suprava-na-vrtanie-studni-geovrtouzaskolenie.php>
- (3) *Uplne-nova-5-rychlostna-elektro-hidraulicka-vrtna-suprava* [online]. 2015 [cit. 2015-05-03]. Dostupné z: <http://stroje.maxinzerat.sk/inzerat/6689/uplne-nova-5-rychlostna-elektro-hidraulicka-vrtna-suprava.html>
- (4) *www.bogatech.de* [online]. 2015 [cit. 2015-05-06]. Dostupné z: <http://www.bogatech.de/brunnen/kauf.html>
- (5) *DeepRock Manufacturing* [online]. 2015 [cit. 2015-05-07]. Dostupné z: <http://www.deeprocks.com/HD/frmHD2000.aspx>
- (6) *DeepRock Manufacturing* [online]. 2015 [cit. 2015-05-07]. Dostupné z: <http://www.deeprocks.com/HD/frmM60.aspx>
- (7) *Lone Star Portable Water Well Drills* [online]. 2015 [cit. 2015-05-12]. Dostupné z: <http://www.lonestardrills.com/water-well-drills/mechanical-series/ls100/>
- (8) *Lone Star Portable Water Well Drills* [online]. 2015 [cit. 2015-05-12]. Dostupné z: <http://www.lonestardrills.com/water-well-drills/trailer-mounted-series/ls-t1-plus/>
- (9) *Stageo, maloprůměrové nástroje* [online]. 2015 [cit. 2015-05-12]. Dostupné z: <http://www.stageo.cz/index.php?nid=8028&lid=cs&oid=1541166/>
- (10) *Stageo, maloprůměrové nástroje* [online]. 2015 [cit. 2015-05-12]. Dostupné z: <http://www.stageo.cz/index.php?nid=8028&lid=cs&oid=1523079/>
- (11) *Technika a technologie hlubinného vrtání* [online]. 2015 [cit. 2015-05-10]. Dostupné z: <http://geologie.vsb.cz/TECHHLDOB/hlubinneVrtani/vrtani/proplachVrtu.html/>
- (12) *Přívěsy Agados* [online]. 2015 [cit. 2015-02-11]. Dostupné z: <http://www.agados.cz/hobby-2/>
- (13) *Výroba šnekových, koaxiálních, čelních a speciálních převodovek* [online]. 2015 [cit. 2015-01-03]. Dostupné z: http://www.tos-znojmo.cz/produkce/mtc/cz/index_h.htm/
- (14) *Válečkové řetězy | T.E.A. TECHNIK s.r.o.* [online]. 2015 [cit. 2015-05-18]. Dostupné z: <http://www.teatechnik.cz/download.php?file=doc%2Fretez.pdf&name=retez.pdf>
- (15) *Katalog řetězů - Řetězy MORAVIAN CHAINS* [online]. 2015 [cit. 2015-05-18]. Dostupné z: <http://www.mch-retezy.cz/katalog-retezu/valeckove-retezy/retezy-jednorade-evropska-rada-b/>



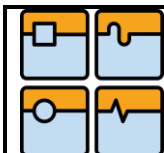
- (16) *Mechanical Seal Products* [online]. 2015 [cit. 2015-02-12]. Dostupné z: <http://www.sealsales.com/mechanicalseals/singlespringseals.htm>
- (17) *Charakteristika oceli 11523* [online]. 2015 [cit. 2015-05-20]. Dostupné z: <http://www.jkz.cz/node/220>
- (18) *Kalové čerpadlo Sigma* [online]. 2015 [cit. 2015-03-28]. Dostupné z: <http://www.sigmashop.cz/kalova-cerpadla/cerpadlo-sigma-80-kdfu-150-9-5-ao-400v>
- (19) *Benzínové čerpadlo* [online]. 2015 [cit. 2015-03-28]. Dostupné z: <http://aukro.cz/benzinove-cerpadlo-i-na-spinavou-vodu-6-5-hp-zmz6-i5354907121.html>
- (20) *Kuličková ložiska* [online]. 2015 [cit. 2015-05-12]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller-bearings/principles/selection-of-bearing-size/selecting-bearing-size-using-static-load/index.html>
- (21) *Řetězové převody* [online]. 2015 [cit. 2015-05-12]. Dostupné z: [http://www.ingjars.estranky.cz/file/201/\(201\)retzove-prevody.pdf](http://www.ingjars.estranky.cz/file/201/(201)retzove-prevody.pdf)

**SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ**

Symbol	Jednotka	Význam
C_0	[N]	statická únosnost ložiska
D_R	[mm]	průměr řetězového kola
D_T	[dm]	průměr vrtných tyčí
D_V	[dm]	průměr vrtání
F_2	[N]	výstupní síla
f_1	[-]	faktor počtu zubů malého řetěz.kola „z
f_2	[-]	faktor převodového poměru „i”
f_3	[-]	faktor vlivu rázů převodu „Y”
f_4	[-]	faktor vlivu osové vzdálenosti „a/p”
f_5	[-]	faktor vlivu mazání
f_6	[-]	faktor vlivu počtu řetězových kol
F_B	[kN]	pevnost řetězu při přetržení
f_G	[-]	souhrnný koeficient
F_{gvr}	[N]	tlaková síla vyvolaná hmotností vrátku
F_{pvr}	[N]	přítlačná tlaková síla vyvolaná vrátkem
F_{RZ}	[N]	síla v řetězu vyvolaná zatížením
F_{tah}	[N]	celková tlaková síla
F_{tl}	[N]	celková tlaková síla
g	[ms ⁻²]	gravitační zrychlení
i_1	[-]	převodový poměr
M_2	[Nm]	výstupní krouticí moment navýšený o S_m
M_{2max}	[Nm]	max. krouticí moment na výstupu
M_k	[Nm]	krouticí moment na výstupu převodovky
M_N	[Nm]	jmenovitý moment motoru
m_z	[kg]	hmotnost zatížení
n_1	[min ⁻¹]	vstupní otáčky převodovky
n_2	[min ⁻¹]	výstupní otáčky převodovky
η_c	[-]	celková účinnost
n_m	[min ⁻¹]	otáčky motoru
η_p	[-]	účinnost čelní převodovky
n_R	[min ⁻¹]	otáčky řetězového kola
η_R	[-]	účinnost řetězového převodu
P	[kW]	teoretický výkon
P_m	[kW]	výkon potřebný pro zvedání břemen
P_1	[kW]	vstupní výkon elektromotoru
P_D	[kW]	provozní výkon
P_M	[kW]	potřebný výkon motoru
Q_c	[kg]	hmotnost jmenovitého břemene
$Q_{\check{c}}$	[ls ⁻¹ , m ³ h ⁻¹]	čerpaný výkon čerpadla
Re	[MPa]	mez kluzu materiálu
S	[mm ²]	plocha průřezu tyče
S_f	[-]	servisní faktor převodovky
S_m	[-]	provozní součinitel

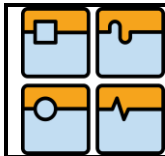


Symbol	Jednotka	Význam
S_T	$[dm^2]$	plocha tyče
S_v	$[dm^2]$	plocha vrtu
v_h	$[mmin^{-1}]$	rychlost zdvihu
σ_{tah}	$[MPa]$	napětí vyvolané tahem
σ_{tl}	$[MPa]$	napětí vyvolané tlakem

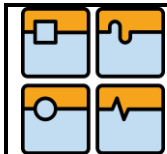


SEZNAM OBRÁZKŮ

- Obr.2-1. Mechanismus tvoření třísky při přiklepném vrtání a vznik primárních trhlin
- Obr. 2-2. Princip vrtání s vodním výplachem
- Obr.2-3..Princip třískového rozpojování hornin
- Obr.2-4. Princip valivého rozpojování hornin
- Obr. 2-5. Malá elektrická vrtná souprava maďarského výrobce
- Obr. 2-6. Malá hydraulická vrtná souprava maďarského výrobce
- Obr. 2-7. Přenosná vrtná souprava Bogatech
- Obr. 2-8. Výplachová hlava a benzínové kalové čerpadlo
- Obr. 2-9. Přenosná vrtná souprava Hydradrill HD2000
- Obr. 2-10. Vrtná souprava Hydradrill M60
- Obr. 2-11. Gorman-Rupp kalové čerpadlo
- Obr. 2-12. Vrátek s hydraulickým pohonem a automatickou brzdou
- Obr. 2-13. Vrtná souprava LS100 výrobce LONE STAR DRILLS
- Obr. 2-14. Kluzné uložení vrtné jednotky ve věži
- Obr. 2-15. Vrtná souprava LS T1- výrobce LONE STAR DRILLS
- Obr. 3-1. Sestava vrtné soupravy BOGATECH
- Obr. 3-2. Vrtané tyče s závitovým připojením API
- Obr. 3-3. Typy používaných vrtných korunek
- Obr. 4-1. Nákladní přívěsný vozík Agados Hobby 2
- Obr. 4-2. Návrh nosné konstrukce vrtné soupravy v Autodesk Inventoru
- Obr. 4-3. Vrtná souprava v přepravní poloze
- Obr. 4-4. Návrh vrtací jednotky v Autodesk Inventoru
- Obr. 4-5. Čelní převodovka s přírubovým elektromotorem
- Obr. 4-6. Připojovací rozměry převodovky MTC 42A
- Obr. 4-7. Připojovací rozměry elektromotoru 1LA7 106-4AA
- Obr. 4-8. Momentová charakteristika třífázového asynchronního motoru řízeného frekvenčním měničem
- Obr. 4-9. Frekvenční měnič OMRON
- Obr. 4-10. Původní návrh uložení rozvodové skříně na konstrukci vrtné věže
- Obr. 4-11. Ovládací prvky a umístění rozvodové skříně mimo vrtnou věž
- Obr. 4-12. Mechanická ucpávka ASP
- Obr. 4-13. Vlastní návrh výplachové hlavy a Autodesk Inventoru
- Obr. 4-14. Řez výplachovou hlavou
- Obr. 4-15. Rozměry použitého kuličkového ložiska 6202
- Obr. 4-16. Odklopné uložení vrtací jednotky
- Obr. 4-17. Graf výkonových křivek řetězů IWIS DIN8187
- Obr. 4-18. Kolo řetězové jednořadé 5/8x3/8' z15 pro řetěz 10 B-1
- Obr. 4-19. Elektrický naviják 700W
- Obr. 4-20. Upravený elektrický naviják s řetěz. Kolem
- Obr. 4-21. Zatížení hřídele
- Obr. 4-22. Připojovací rozměry převodovky MRT 80A
- Obr. 4-23. Uložení vrátku v horní části věže
- Obr. 4-24. Napínání řetězu vrátku ve spodní části vrtné věže
- Obr. 4-25. Vrtná tyč BOGATECH pro maximální kroutící moment 250 Nm
- Obr. 4-26. Vlastní návrh sestavy vrtné tyče
- Obr. 4-27. Benzínové kalové čerpadlo Kraft & Dele

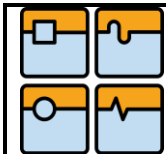


- Obr. 4-28. Čerpadlo SIGMA 80-KDFU-150-9,5-AO
- Obr. 4-29. Vrtná korunka s břity ze slinutých karbidů
- Obr. 4-30. Konstrukční řešení zadních podpěr vrtné soupravy
- Obr. 4-31. Ukotvení vrtné soupravy zemními vruty a popruhy
- Obr. 5-1. Zatížení tlakem a momentem v Autodesk Inventoru 2015
- Obr. 5-2. Redukované napětí v Autodesk Inventoru 2015
- Obr. 5-3. Celkové posunutí vrtných tyčí v Autodesk Inventoru 2015
- Obr. 5-4. Součinitel bezpečnosti vrtných tyčí v Autodesk Inventoru 2015
- Obr. 5-5. Zatížení vrtných tyčí tahem a momentem v Autodesk Inventoru 2015
- Obr. 5-6. Redukované napětí v Autodesk Inventoru 2015
- Obr. 5-7. Celkové posunutí v Autodesk Inventoru 2015
- Obr. 5-8. Součinitel bezpečnosti v Autodesk Inventoru 2015
- Obr. 6-1. Původní a nové řešení konstrukce vrátku
- Obr. 6-2. Původní a nové řešení vlasního výplachu z vrtu
- Obr. 6-3. Použití elektrického kalového čerpadla Sigma 80-KDFU-150
- Obr. 6-4. Původní a nové řešení umístění rozvaděče s novými ovládacími prvky
- Obr. 6-5. Zátěžka umístěná za vrtací korunkou



SEZNAM TABULEK

- Tab. 4-1. Tabulka výrobce čelních převodovek (TOS Znojmo)
- Tab. 4-2. Tabulka přiřazení elektromotorů k čelní převodovce MTC 42A
- Tab. 4-3. Výkonové parametry elektromotoru 1LA7 106-4AA
- Tab. 4-4. Dynamická a statická únosnost ložiska 6202
- Tab. 4-5. f_1 -Počet zubů malého řetězového kola „z”
- Tab. 4-6. f_2 -Převodový poměr „i”
- Tab. 4-7. f_3 -Vliv rázů převodu „Y”
- Tab. 4-8. f_4 -Vliv osové vzdálenosti „a/p”
- Tab. 4-9. f_5 -Vliv mazání
- Tab. 4-10. f_6 -Vliv počtu řetězových kol
- Tab. 4-11. Válečkové řetězy jednořadé dle ČSN 02 3311, DIN 8187
- Tab. 4-12. Tabulka výrobce šnekových převodovek (TOS Znojmo)
- Tab. 4-13. Výkon motoru s ohledem na účinnost převodovky
- Tab. 4-14. Maximální přípustné radiální a axiální zatížení
- Tab. 4-15. Výkonové parametry šnekové převodovky MRT 80A
- Tab. 4-16. Hlavní parametry elektromotoru
- Tab. 4-17. Rozměry šnekovnice lehké řady



SEZNAM PŘÍLOH

Vrtačka 0-5mVSR-01/00

Výplachová hlava 2-5mVSR-03/00

Vrtná tyč 3-5mVSR-02/00

Trubka 3-5mVSR-02/01

Matice 3-5mVSR-02/02

Šroub 3-5mVSR-02/03

Zpráva pevnostní analýzy – tah + kroutící moment

Zpráva pevnostní analýzy – tlak + kroutící moment

CD-ROM