



Diplomová práce

Návrh rotačního zařízení pro pálení do trubek a profilů pro plazmové řezání na stroji Vanad BLUESTER

Studijní program:

N0715A270019 Konstrukce strojů a zařízení

Autor práce:

Bc. Michal Kakos

Vedoucí práce:

Ing. Petr Zelený, Ph.D.

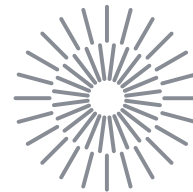
Katedra výrobních systémů a automatizace

Konzultant práce:

Ing. Ondřej Zvolánek

Vanad design s.r.o.

Liberec 2023



Zadání diplomové práce

Návrh rotačního zařízení pro pálení do trubek a profilů pro plazmové řezání na stroji Vanad BLUESTER

Jméno a příjmení:

Bc. Michal Kakos

Osobní číslo:

S21000238

Studijní program:

N0715A270019 Konstrukce strojů a zařízení

Zadávací katedra:

Katedra výrobních systémů a automatizace

Akademický rok:

2022/2023

Zásady pro vypracování:

Hlavním cílem diplomové práce je návrh rotačního zařízení pro pálení do trubek a profilů pro plazmové řezání na stroji Vanad BLUESTER.

1. Rešerše: problematika řezání do trubek a profilů, konkurenční řešení dané problematiky.
2. Návrh koncepce zařízení s ohledem na zástavbu stroje Vanad BLUESTER (2 varianty).
3. Zhodnocení variant a zvolení nejvhodnější koncepce.
4. Návrh rotačního zařízení včetně pojezdových lunet podpírání a odsávání spalin při řezání.
5. Výpočty potřebné pro návrh konstrukce.

Rozsah grafických prací:
Rozsah pracovní zprávy: 60 stran
Forma zpracování práce: tištěná/elektronická
Jazyk práce: Čeština

Seznam odborné literatury:

- [1] MAREK, Jiří. *Konstrukce CNC obráběcích strojů IV.0*. Praha: MM publishing, 2018. ISBN 978-80-906310-8-3.
- [2] SHIGLEY, J. E., Ch. R. MISCHKE, R. G. BUDYNAS, M. HARTL a M. VLK. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Brno: VUTIUM, 2010, xxv, 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [3] LEINVEBER, J. a P. VÁVRA. *Strojnické tabulky*. Praha: Albra, 2011. 927s. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [4] Podniková dokumentace poskytnutá firmou Vanad.

Vedoucí práce: Ing. Petr Zelený, Ph.D.
Katedra výrobních systémů a automatizace

Konzultant práce: Ing. Ondřej Zvolánek
Vanad design s.r.o.

Datum zadání práce: 20. listopadu 2022
Předpokládaný termín odevzdání: 20. května 2024

doc. Ing. Jaromír Moravec, Ph.D.
děkan

L.S.

Ing. Petr Zelený, Ph.D.
vedoucí katedry

V Liberci dne 20. listopadu 2022

Prohlášení

Prohlašuji, že svou diplomovou práci jsem vypracoval samostatně jako původní dílo s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé diplomové práce a konzultantem.

Jsem si vědom toho, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu Technické univerzity v Liberci.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti Technickou univerzitu v Liberci; v tomto případě má Technická univerzita v Liberci právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Současně čestně prohlašuji, že text elektronické podoby práce vložený do IS/STAG se shoduje s textem tištěné podoby práce.

Beru na vědomí, že má diplomová práce bude zveřejněna Technickou univerzitou v Liberci v souladu s § 47b zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů.

Jsem si vědom následků, které podle zákona o vysokých školách mohou vyplývat z porušení tohoto prohlášení.

Poděkování

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu mé diplomové práce panu Ing. Petru Zele-
nému, Ph.D. za vedení práce, cenné rady, připomínky, odborný dohled, a především za
čas, který mi věnoval. Zároveň chci poděkovat firmě Vanad 2000, a především konzul-
tantovi diplomové práce panu Ing. Ondřeji Zvolánkovi za možnost spolupráce na tématu
této práce, za vřelý přístup, cenné rady a připomínky a především čas, který mi věnovali.

Téma:

Návrh rotačního zařízení pro pálení do trubek a profilů pro plazmové řezání na stroji Vanad BLUESTER

Anotace:

Diplomová práce stručně popisuje způsoby dělení materiálu plazmou a plamenem. Podrobněji se zaměřuje na řezání do trubek a profilů. Nastihuje možné konstrukční uspořádání strojů pro pálení do trubek a shrnuje výhody a nevýhody těchto řešení. V hlavní části se práce věnuje rozpracování vhodnějšího konstrukčního řešení pro dané zadání a dotažení této konstrukce do finálního návrhu. Zároveň celý konstrukční návrh doprovází potřebnými výpočty.

Klíčová slova:

Dělení materiálu, plazma, profily, řezání do trubek a profilů, řezání plamenem, řezání plazmou, trubky

Theme:

Design of a rotary device for the burning of pipes and profiles for plasma cutting on the Vanad BLUESTER machine

Annotation:

The diploma thesis briefly describes the methods of dividing material by plasma and flame. It focuses in more detail on the cutting of pipes and profiles. It outlines the possible structural arrangement of machines for the burning of pipes and summarises the advantages and disadvantages of these solutions. In the main part, the thesis is devoted to the development of a more suitable structural solution for the given task and the final design of this structure. At the same time, the entire structural design is accompanied by the necessary calculations.

Keywords:

Flame cutting, material cutting, pipes, pipes and profiles cutting, plasma, plasma cutting, profiles

Obsah

1	Úvod	14
2	Cíl práce.....	15
3	Řezání plamenem	16
3.1	Princip	16
4	Plazmové řezání.....	17
4.1	Princip	17
4.2	Varianty plazmového oblouku	17
4.2.1	Transferovaný plazmový oblouk.....	17
4.2.2	Netransferovaný plazmový oblouk	17
4.2.3	Kombinovaný plazmový oblouk	18
4.3	Používané plyny	18
4.4	Způsoby dělení plazmovým obloukem	19
4.4.1	Konvenční dělení.....	19
4.4.2	Dvouplynné dělení (Dual flow).....	19
5	Základní rozdělení zařízení pro dělení materiálu	20
5.1	Ruční	20
5.2	Strojní.....	20
6	Řezání do trubek, profilů	21
7	Vanad Bluester	24
7.1	Standardní vybavení.....	26
7.2	Volitelné vybavení	27
8	Vanad RotCut	27
9	Průzkum konkurenčního řešení	28
9.1	MicroStep: PipeCut	28
9.2	Messer: PTC 500.....	29
9.3	ESAB: SmartPipe.....	30

9.4	Alfain: CNC Alfatubecut	30
9.5	TECHFORCUT: Rotátor	31
10	Patentový průzkum	32
10.1	Patent: Machine arrangement for machining bar-like workpieces having a device for workpiece support [16].	32
10.2	Patent: Holding and drive device for a tube support element [17]... ..	32
11	Koncepty uspořádání stroje	33
12	První koncept	34
12.1	Výhody prvního řešení	34
12.2	Nevýhody prvního řešení	34
13	Druhý koncept.....	35
13.1	Výhody druhého řešení.....	35
13.2	Nevýhody druhého řešení.....	35
14	Volba konceptu	36
15	Popis konceptu	36
16	Postup konstruování.....	38
17	Způsob uložení sklíčidla	39
17.1	Uložení na obruč.....	39
17.2	Uložení na válec	40
17.3	Volba způsobu uchycení.....	40
18	Podrobnější rozpracování konceptu.....	40
19	Ověření nutnosti podpěr.....	42
20	Zatížení komponent při použití podpěr.....	46
20.1	Uvolnění první části fiktivního nosníku	47
20.2	Uvolnění druhé části fiktivního nosníku	49
20.3	Uvolnění třetí části fiktivního nosníku	50
20.4	Uvolnění čtvrté části fiktivního nosníku	50

20.5	Řešení soustavy rovnic	51
20.6	Vyhodnocení.....	52
21	Koncept lunety	53
21.1	Detekce polohy lunety	54
22	Vozík na výpalky	55
23	Pohon lunety	55
23.1	Výpočet pohonu.....	56
23.2	Volba servopohonu.....	59
23.3	Volba převodovky	60
23.4	Řetězový pohon	61
24	Sklopné podpěry	62
24.1	Volba způsobu sklápění.....	64
24.2	Koncept sklopné podpěry	64
24.3	Výpočet pohonu sklápění	65
24.4	Volba servopohonu.....	67
24.5	Volba převodovky	68
24.6	Řetězový pohon	69
25	Rám zařízení	69
25.1	Kolejnice.....	70
26	RotCut.....	70
27	Odsávání	71
28	Finální podoba zařízení.....	72
29	Závěr	73

Seznam použitých zkratek, značek, symbolů

Zkratka	Jednotka	Popis
a_p	[m]	Osová vzdálenost řetězových kol pohonu
a_s	[m·s ⁻²]	Zrychlení stroje
a_{sp}	[m]	Osová vzdálenost řetězových kol podpěry
e	[m]	Rameno valivého odporu
F_C	[N]	Celková přenášená síla
F_D	[N]	Dynamická síla
f_M	[-]	Koeficient tření mezi „S“ zelený a ocelí
F_{qI}	[N]	Síla od parabolického zatížení úsek I.
F_{qII}	[N]	Síla od parabolického zatížení úsek II.
F_{qIII}	[N]	Síla od parabolického zatížení úsek III.
$F_{tř}$	[N]	Třecí síla
g	[m·s ⁻²]	Gravitační konstanta
G_p	[N]	Tíha profilu
h_p	[m]	Rozměr profilu
i_p	[-]	Převodový poměr pohonu
I_{pv}	[Kg·m ²]	Moment setrvačnosti podpěrného válce
j_p	[-]	Počet článků řetězu pohonu lunety
j_{sp}	[-]	Počet článků řetězu sklopné podpěry
L	[m]	Délka profilu
L_p	[m]	Délka řetězu pohonu lunety
L_{sp}	[m]	Délka řetězu sklápění podpěry
M_A	[N·m]	Moment v bodě A
M_C	[N·m]	Celkový přenášený moment
M_{Cp}	[N·m]	Celkový moment pro pohyb podpěrou
M_{Dpv}	[N·m]	Dynamický moment od podpěrného válce
M_{Gpv}	[N·m]	Moment od tíhy podpěrného válce
m_l	[Kg]	Hmotnost lunety
m_{profil}	[Kg]	Hmotnost profilu
m_{pv}	[Kg]	Hmotnost podpěrného válce
M_{qI}	[N·m]	Moment od parabolického zatížení úsek I.
M_{qII}	[N·m]	Moment od parabolického zatížení úsek II.

M_{qIII}	[N·m]	Moment od parabolitického zatížení úsek III.
M_{SP}	[N·m]	Moment servopohonu pro pohon lunety
M_v	[N·m]	Valivý moment
n_{max}	[s ⁻¹]	Maximální otáčky podpěry
n_{SP}	[s ⁻¹]	Otáčky servopohonu pro pohon lunety
N_{tr}	[N]	Normálová síla vyvolaná tíhou trubky
N_v	[N]	Normálová síla vodící rolny
P_P	[W]	Potřebný výkon pohonu
P_{SP}	[W]	Potřebný výkon na sklopení podpěry
q_p	[N·m ⁻¹]	Tíha profilu na 1 metr délky
R_{Ax}	[N]	Reakce v bodě A ve směru x
R_B	[N]	Reakce v bodě B ve směru y
R_C	[N]	Reakce v bodě C ve směru y
R_D	[N]	Reakce v bodě D ve směru y
r_p	[m]	Rameno podpěry
R_r	[m]	Poloměr rolny
$R_{\check{R}K}$	[m]	Poloměr řetězového kola
$R_{\check{R}Ksp}$	[m]	Poloměr řetězového kola sklopné podpěry
t	[s]	Čas sklápění podpěry
T_B	[N]	Fiktivní tečná reakce v bodě B
T_C	[N]	Fiktivní tečná reakce v bodě C
T_D	[N]	Fiktivní tečná reakce v bodě D
t_p	[m]	Tloušťka stěny profilu
T_v	[N]	Tečná síla při valení
T_{v4}	[N]	Celková tečná síla při valení všech čtyř rolen
v_s	[m·s ⁻¹]	Rychlost pohybu stroje
α_p	[rad·s ⁻²]	Úhlové zrychlení podpěry
α_{p1}	[rad·s ⁻²]	Úhlové zrychlení podpěry v první fázi
α_{p2}	[rad·s ⁻²]	Úhlové zpomalení podpěry v druhé fázi
ρ_{ocel}	[Kg·m ⁻³]	Hustota oceli
φ_p	[rad]	Úhel sklápění podpěry
ω_{max}	[rad·s ⁻¹]	Maximální úhlová rychlost podpěry
ω_p	[rad·s ⁻¹]	Úhlová rychlost podpěry

$\omega_{\dot{R}K}$

[rad·s⁻¹]

Úhlová rychlost řetězového kola

1 Úvod

Způsobů, jak vyrobit určitý díl je celá řada, od obrábění, tváření, odlévání až po trend dnešní doby v podobě aditivních technologií. Jedním z těchto způsobů výroby dílů je i dělení materiálu pomocí plamene, plazmy, laseru či například vodního paprsku. Pokud se řekne dělení materiálu pomocí některého z paprsků, většině lidí se vybaví řezání do rovinných plechových dílů, ale to není jediný typ polotovarů, který je možné těmito technologiemi dělit. Těmi dalšími typy jsou myšleny trubky či jiné profily různých průřezů. Výsledné výrobky mohou mít různé způsoby využití, primárně se však využívají jako prvky konstrukcí, jak už svařovaných či jinak spojovaných. Dělení trubek či profilů však nelze v základu provést na klasickém pálicím stroji, avšak je zapotřebí mít speciální stroj k tomu určený nebo rozšiřující zařízení ke klasickému rovinnému pálicímu stroji.

Toto zařízení je možné konstrukčně uspořádat různými způsoby a návrh vlastního řešení je tedy cílem této diplomové práce, která je vytvářena ve spolupráci s firmou Vanad 2000, která se právě konstrukcí strojů pro pálení plazmou, plamenem či laserem zabývá. Problematika řezání plazmou či plamenem je velmi komplexní věc, a proto se práce zabývá základními principy řezání a podrobněji se zaměřuje na řezání do trubek a profilů, na možné uspořádání stroje, výhody a nevýhody jednotlivých řešení a následně na volbu vhodnějšího řešení pro dané vstupní podmínky. Toto řešení rozpracovává, řeší problematiku stavby a komponenty konstrukce a potřebné části ověřuje pomocí výpočtů až do finálního návrhu daného zařízení.

2 Cíl práce

Diplomová práce se skládá ze dvou částí, a to teoretické a praktické. Cílem teoretické části je nastínit základní informace o řezání plazmou a plamenem a principy fungování těchto technologií. Následně se zaměřit na problematiku řezání do trubek a profilů, s čímž úzce souvisí i průzkum konkurenčního řešení dané problematiky a popř. patentový průzkum. Získané informace z teoretické části poslouží jako vstupní bod do následné praktické části a nastíní problémy, které bude zapotřebí řešit.

V praktické části je zapotřebí navrhnout možné koncepty řešení daného přídavného rotačního zařízení pro pálení do trubek s ohledem na zástavbové rozměry stroje Vanad BLUESTER. Stanovit výhody a nevýhody jednotlivých řešení a na základě určitých kritérií zvolit vhodnější variantu pro tuto práci. Následně tuto variantu rozpracovat a provést návrh daného rotačního zařízení, včetně pojezdových lunet, podpírání a odsávání spalin při řezání. Samotný návrh konstrukce má být podložen potřebnými výpočty.

Výchozími požadavky na konstrukci stroje stanovené firmou Vanad 2000 jsou, aby celé zařízení bylo usazeno na vlastním rámu, aby konstrukce pojezdové lunety byla navržena na firmou vyvinuté zařízení pro středění obdélníkových profilů do rozměru 250 x 250 mm, aby pojezdová luneta nebyla poháněna ramenem pálícího stroje, jako doposud, ale jiným způsobem, a aby zařízení bylo navrženo pro pálení do trubek o délce 6 metrů.

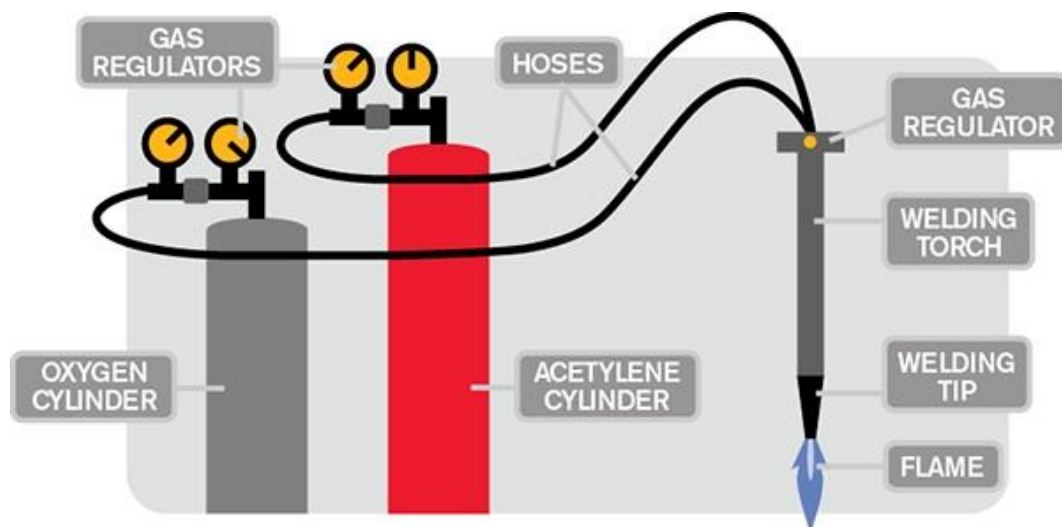
3 Řezání plamenem

Hlavními výhodami této technologie je cenová dostupnost a poměrně snadné a rychlé uvedení do provozu. Bohužel je tento proces poměrně pomalý a dobře použitelný pouze pro uhlíkové oceli. Pro dělení jiných typů kovů, jako např. nerezových ocelí či hliníku, není tato metoda účinná. Kromě toho je nutné obrobek z uhlíkové oceli před samotným řezáním predehřát, což také snižuje efektivitu této technologie [1].

Řezání plamenem je výhodné pro dělení silných plechů z uhlíkové oceli o tloušťce přesahující 50 mm. Oproti řezání plazmou tato metoda vyžaduje více zkušeností operátora. Zkušený operátor však může s touto metodou dosáhnout velmi kvalitních řezů. Po dokončení procesu řezání jsou díly však značně zoxidované a je zapotřebí je očistit, což je časově náročné [1].

3.1 Princip

Řezání plamenem je proces, při kterém dochází k ohřevu materiálu v místě řezu na zápalnou teplotu a za stálého přívodu kyslíku dochází ke spalování a odtavování materiálu. Řezaný materiál je ohříván pomocí plamene hořlavého plynu a kyslíku na cca 900°C. Hořlavým plynem bývá např. metan, acetylen či propan. Následně proud kyslíku vypaluje úzký pruh materiálu a vzniká vlastní reakce spalování a odtavování materiálu. Na spodní straně řezu dochází k vytékání vzniklé strusky z řezné drážky díky působícímu přetlaku proudícího kyslíku. Zbytkový oxid železa zůstává na obrobku, kde tvoří tvrdou strusku, kterou lze následně odstranit broušením. Výběr typu paliva a druhu trysky ovlivňuje rychlost řezání, čímž je možné snížit pracovní náklady [1], [2], [3].



Obrázek 1 Řezání kyslíko-acetylenovým plamenem [1].

4 Plazmové řezání

Řezání plazmou se využívá již od 50. let minulého století. Díky svým výhodným vlastnostem značně narůstá využití plazmy pro dělení materiálu na úkor řezání kyslíkem. Hlavními přednostmi je lepší finanční dostupnost, vysoké rychlosti a malé tepelné ovlivnění. Rychlost řezání je ovlivněna výkonem zdroje plazmy, tloušťkou, druhem a fyzikálními vlastnostmi řezaného materiálu [4].

Nejčastější využití CNC plazmového řezacího stroje je pro dělení středně silných materiálů. Maximální tloušťka je pro nelegované oceli nejčastěji do 30 mm a pro vysokolegované oceli až do 100 mm. Efektivita procesu je ovlivněna především typem použitého proudového zdroje, konstrukcí hořáku a použitým plazmovým a stínícím plynem. Nevýhodami plazmového řezání je především vyšší hlučnost a vznik většího množství škodlivých emisí [4].

4.1 Princip

Řezání plazmou je proces, při kterém dochází k oddělování materiálu pomocí sevršeného oblouku mezi netavící se katodou a anodou. Kladnou elektrodou je buď řezaný materiál nebo tryska hořáku. Při řezání dochází k lokálnímu roztavení obrobku a zároveň je roztavený materiál odstraňován s pomocí vysokorychlostního proudu ionizovaného plynu. Tímto ionizovaným plynem je plazma. Průměr paprsku plazmy je řádově 1 mm. Vzniklý oblouk dosahuje značně vysokých teplot přesahujících 10000 °C, přičemž výstupní rychlost plazmy dosahuje 1000 až 2000 m·s⁻¹ [5],[6],[7].

4.2 Varianty plazmového oblouku

4.2.1 Transferovaný plazmový oblouk

Plazmový oblouk vzniká mezi elektrodou a řezaným materiálem. Tento oblouk se označuje PAM a lze s ním řezat pouze vodivé materiály. Využívá se tedy například pro dělení oceli, hliníku a dalších kovových materiálů. Oproti netransferovanému plazmovému oblouku se jedná o produktivnější způsob hoření oblouku [5], [8].

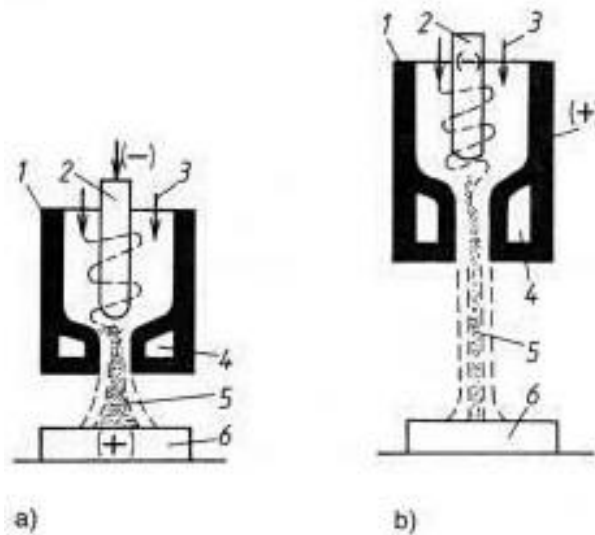
4.2.2 Netransferovaný plazmový oblouk

Plazmový oblouk vzniká mezi výstupní tryskou (nejčastěji měděnou) a wolframovou elektrodou, přičemž z trysky vychází pouze proud plazmy, který uskutečňuje samotné řezání. Tento oblouk se označuje PBM a lze s ním řezat materiály jak vodivé, tak i nevodivé. Tento typ se využívá v malé míře, a to především pro řezání keramiky či

plastů. Značnou nevýhodou tohoto zapojení je, že dochází k brzkému opotřebení výstupní trysky [5], [7], [8].

4.2.3 Kombinovaný plazmový oblouk

Jedná se o kombinaci obou již zmíněných typů plazmových oblouků. Netransferovaný plazmový oblouk se využívá k zapálení oblouku a transferovaný plazmový oblouk se následně využívá k samotnému dělení materiálu [8].



Obrázek 2 Plazmové hořáky. a) s transferovaným obloukem, b) s netransferovaným obloukem. 1 - těleso hořáku, 2 - katoda, 3 - přívod plynu, 4 - chlazení hořáku, 5 - paprsek plazmy, 6 – obrobek [5].

4.3 Používané plyny

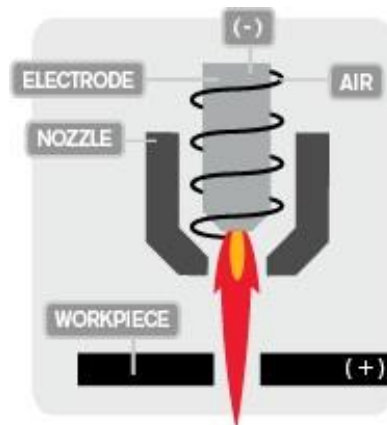
- **Plazmový plyn** se přivádí do elektrického oblouku, kde dojde k jeho ionizaci, a tedy ke vzniku plazmového paprsku. Jako plazmový plyn se využívá argon, helium, dusík, směs argon + dusík, vzduch či kyslík [5], [7], [8].
- **Ochranný plyn** obklopuje paprsek plazmy a místo řezu, čímž je chrání před účinkem vnější atmosféry. Jako ochranný plyn se využívá argon, dusík či směs O_2+N_2 [5], [7], [8].
- **Fokusační plyn** slouží k zaostření paprsku plazmy po jeho výstupu z trysky hořáku. Pro řezání se příliš nevyužívá. Nejčastěji se využívá při svařování plazmou. Jako fokusační plyn se využívá argon, dusík, směs argonu + vodíku nebo argon + dusík [5], [7], [8].

4.4 Způsoby dělení plazmovým obloukem

Obecně existují dva základní způsoby dělení plazmovým obloukem. Jedná se o konvenční způsob dělení a o dvouplynný způsob dělení. Další způsoby dělení jsou z těchto způsobů odvozené. Odvozenými způsoby jsou např. dělení s vodní clonou, dělení se vstříkáváním vody, či dělení pod vodou [8].

4.4.1 Konvenční dělení

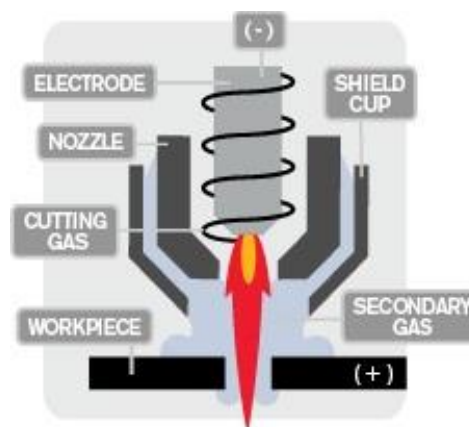
Jedná se o způsob, při kterém se využívá pouze plazmového plynu, tedy způsob bez ochranného plynu. Jako plazmový plyn je nejčastěji využit vzduch, popř. dusík. Tato metoda se nejčastěji využívá při ručním dělení. Tento způsob je málo výkonný a kvalita řezu je oproti ostatním způsobům nejhorší [8], [1].



Obrázek 3 Konvenční způsob dělení [1].

4.4.2 Dvouplynné dělení (Dual flow)

Jedná se o způsob, při kterém je využit jak plazmový plyn, tak ochranný plyn. Oproti konvenční metodě lze dosáhnout desetkrát vyššího maximálního výkonu a řezané tloušťky. Tento způsob řezání plazmou je v praxi nejvyužívanější, díky jeho kvalitnímu a čistému řezu bez okují [8], [1].



Obrázek 4 Dual flow [1].

5 Základní rozdělení zařízení pro dělení materiálu

5.1 Ruční

Jedná se o přenosná zařízení pro řezání dílů. Podle druhu metody se jednotlivá zařízení mírně liší. Přenosné plazmové zařízení je složeno ze dvou částí, a to ze zdroje energie a řezacího hořáku. Je určeno pro dělení spíše menších tloušťek materiálu. V závislosti na kvalitě řezu a na druhu zařízení je pro konstrukční ocel maximální řezná tloušťka v rozmezí přibližně 20-30 mm [8].



Obrázek 5 Ruční zařízení [1].

5.2 Strojní

Největší množství pálicích operací je prováděno do plechů. Pro pálení do plechů je nejvýhodnější využít stroj kartézského typu (XYZ). Stroj je vybaven stolem, na který se umísťuje tabule plechu. Nad stolem je konzole, na které je umístěn pohyblivý hořák. Konzole s hořákem společně pokrývají pohyb v rovině XY. Osa Z slouží k regulaci výšky, tedy k udržování hořáku či řezací hlavy v ideální vzdálenosti od desky. Pohyby na takovémto stroji jsou uskutečňovány pomocí počítačového numerického řízení (CNC), což umožňuje rychlé, a především přesné řezání plechů. Koncepce stroje je prakticky shodná pro všechny druhy řezacích procesů, tedy pro řezání kyslíko-acetylenovým plamenem, plazmou, laserem či vodním paprskem [1].

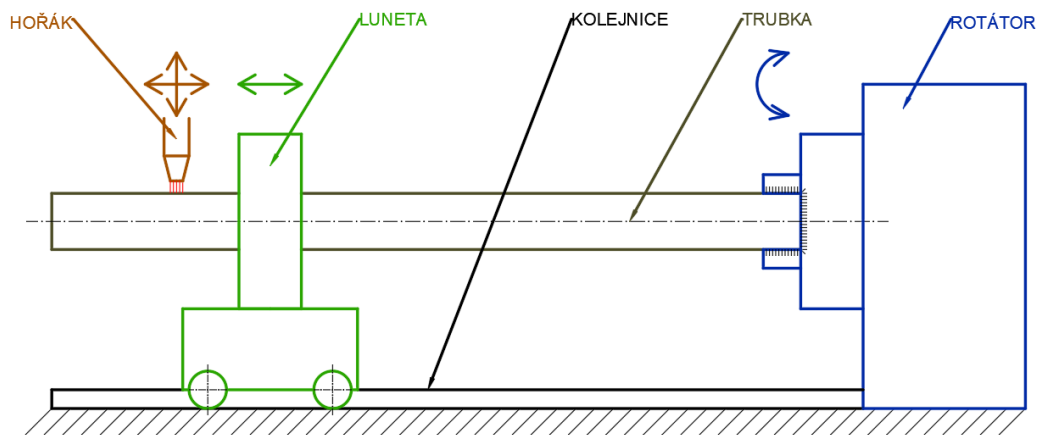


Obrázek 6 Klasická koncepce CNC pálicího stroje [4].

6 Řezání do trubek, profilů

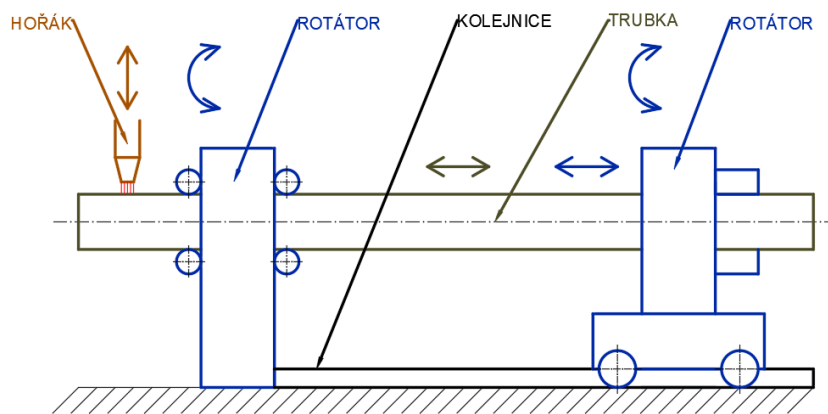
Řezání do trubek či profilů je dnes často prováděno na klasickém pálicím stroji s přídatným rotačním zařízením. Toto přídatné zařízení se často skládá z polohovacího zařízení, z podpěrných lunet a z vedení. V principu jsou dva odlišné způsoby uspořádání rotačního pálicího zařízení. První variantou je řešení, při kterém trubka s rotátorem stojí a v podélném směru se pohybuje hořák. Druhou variantou je případ, při kterém hořák stojí na místě a pohyb v axiálním směru provádí trubka s lunetou.

Při prvním způsobu je trubka vložena do stacionárního rotátoru a podepřena přemístitelnou lunetou umístěnou na kolejnicích. Rotátor zajišťuje natáčení trubky a pálicí pohyb v axiálním směru je realizován pohyblivým hořákem. Při pálení do nekrhových profilů koná hořák ještě pohyb v radiálním směru. Tyto pohyby jsou spolu svázány a lze tedy pálit potřebné tvary. Zároveň se pálicí hlavou nastavuje vzdálenost hořáku od trubky/profilu. Při pálení je výhodné, když není hořák příliš daleko od podpěry, z důvodu průhybu trubky, a proto je vhodné, když je pohyb hořáku spřažen s pohybem lunety a je tedy mezi nimi udržována konstantní vzdálenost.



Obrázek 7 První varianta uspořádání rotačního zařízení pro pálení do trubek/profilů.

Při druhé variantě je trubka umístěna do pevného a pohyblivého rotátoru. Oba mohou mít řízenou rotaci. Pohyblivý rotátor trubku pevně svírá a axiální pohyb provádí současně s ní. V pevném rotátoru je trubka uchycena ve válečcích, které ji umožňují pohyb v axiálním směru. Stejně jako u předchozí varianty, i zde je výhodné, aby byl hořák umístěn co možná nejbližší k podpěře. Z tohoto důvodu je pálicí hlava umístěna v konstantní vzdálenosti od pevného rotátoru a nastavuje se s ní pouze pálicí mezera a případně koná pohyb v radiálním směru. Rotace a axiální posuv trubky a popř. radiální pohyb pálicí hlavy jsou svázané a lze tedy bez problému pálit potřebné tvary.

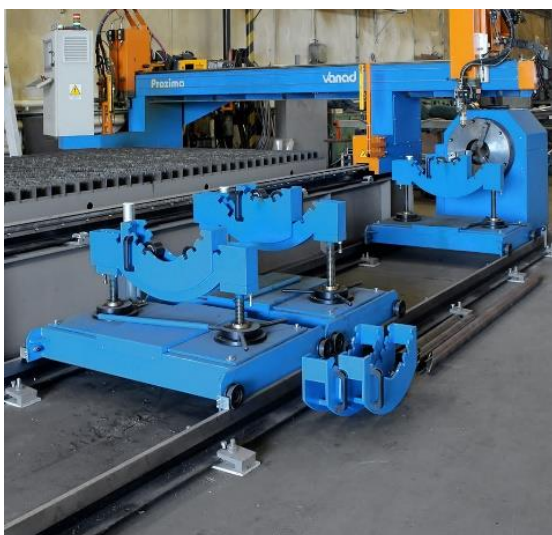


Obrázek 8 Druhá varianta uspořádání rotačního zařízení pro pálení do trubek/profilů.

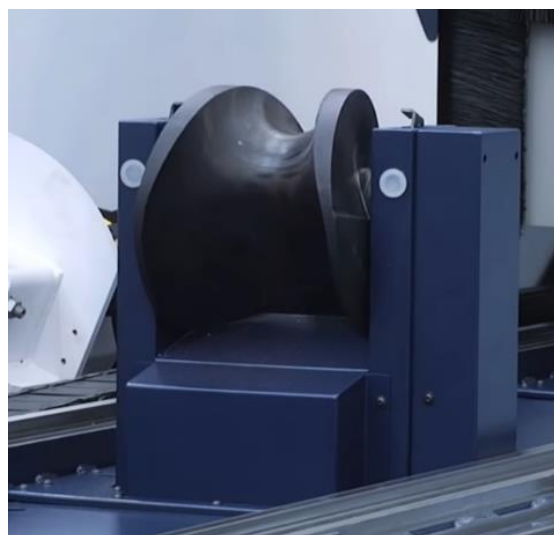
Upnutí trubky do rotátoru je snadné a lze k těmto účelům využít klasické sklíčidlo využívané pro soustruhy. Při využití čtyřčelistového sklíčidla lze toto řešení bez problému využít i pro upnutí profilu čtvercového průřezu. Problém nastává při jiném průřezu profilu, jako je např. obdélníkový průřez. Zde funkce klasického sklíčidla, kdy se pohybují všechny čelisti současně, je nepoužitelná. K těmto účelům je zapotřebí využít

čtyřčelist'ové sklíčidlo, se současným pohybem vždy protilehlých čelistí. Řada firem má z tohoto důvodu vytvořen vlastní upínací mechanismus.

Podpěra pro trubky je takřka bezproblémová. Nejčastěji využívaným provedením je uložení ve tvaru podkovy, ve které jsou umístěny válečky, po kterých se trubka odvaluje. Při změně průměru trubky je nutné vysunout/zasunout podpěru do potřebné výšky, aby byla trubka v ose. K tomuto účelu se nejčastěji využívá šroubového mechanismu. Druhou využívanou variantou pro trubky je podpěra ve tvaru válce, ve které je vytvořena po obvodu válce se postupně rozšiřující půlkruhová drážka. Poté při změně průměru trubky dojde pouze k pootočení válce na příslušný průměr drážky. Tato varianta lze využít i na nekruhové profily, protože obálka těchto profilů je kruhová.

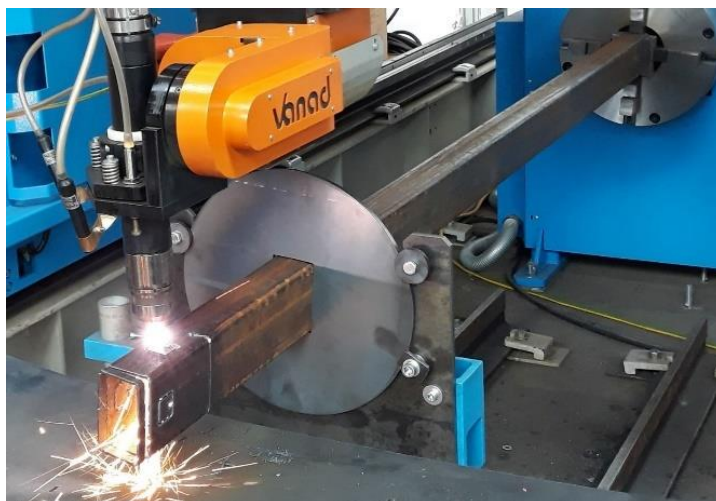


Obrázek 9 Podpěra pro trubky varianta 1 [4].



Obrázek 10 Podpěra pro trubky varianta 2 [9].

Pokud páleným průřezem nebude trubka, ale nějaký jiný nekruhový profil, není možné využít první zmiňovanou konstrukci. Pro profily se nejčastěji využívají lunety s úchytným mechanismem. Ve většině případů se jedná o čtyřčelist'ový mechanismus, který má spřažený posuv vždy dvou protilehlých čelistí. Druhou využívanou variantou při řezání profilů je rám s vyměnitelnými podpěrnými deskami. Jedná se o velice jednoduché řešení, jehož hlavní nevýhodou je, že pro každý profil je zapotřebí mít vlastní podpěrnou desku. Možnou výhodou je, že se tyto desky často dají vyrábět přímo na rovinném pálicím stroji.



Obrázek 11 Vyměnitelná podpěrná deska [4].

Odsávání spalin z místa řezu lze provádět v zásadě dvojím způsobem. Prvním využívaným způsobem je odsávání vnitřkem trubky. Problémem tohoto řešení je nutnost silné odsávací vývěvy, při pálení dlouhých trubek s velkým průměrem. Mnohem větším problémem je únik proudu dalšími otvory v případě, že je trubka již zásadním způsobem proděravěná. Z tohoto důvodu je výhodnější zajistit lokální odsávání přímo v místě řezu. To může být přídatným zařízením pálicí hlavy. Komplikací tohoto řešení, pro některé stroje, může být přívod odsávání, který bývá přiváděn přes portál stroje.

Při řezání na CNC pálicím stroji dochází k synchronizaci více os simultánního pohybu. Pálicí stroje do trubek jsou dnes nabízeny se dvěma až šesti současnými pohyby os. Dvě varianty zde stručně shrnu. Nejjednodušší variantou jsou dvouosé stroje. Kombinovanými pohyby jsou rotace trubky a podélný posun pálicí hlavy. Hořák je pod neměnným úhlem úkosu [10].

Čtyřosé stroje mají další dvě osy pohybu, sloužící k orientaci hořáku do správného úhlu řezu. Takovýto stroj dovede měnit úhel úkosu a udržet neměnnou vzdálenost mezi špičkou hořáku a řezanou trubkou [10].

7 Vanad Bluester

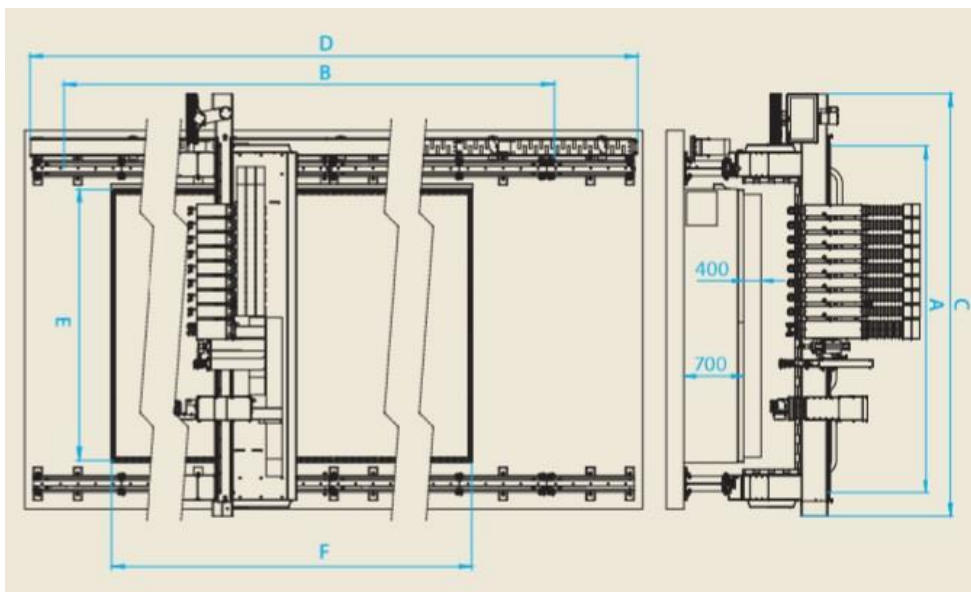
Pálicí stroj Vanad Bluester disponuje výbornými dynamickými vlastnostmi a je určen do nejtěžších provozů. Uplatnit ho lze při pálení rozměrných formátů plechů s využitím plazmové technologie, autogenní technologie nebo pro úkosování plně automatickou 3D plazmovou hlavou [4].



Obrázek 12 Vanad BLUESTER [4].

Hlavními přednostmi tohoto stroje jsou:

- Oboustranný pohon oboustranného pojezdu [4].
- Vysoká nosnost ramene stroje, lze využít až 10 suportů [4].
- Lineární vedení na všech pojezdových osách [4].
- Standartní tloušťka děleného materiálu do 400 mm [4].
- Precizní řízení pracovní i zapalovací výšky [4].
- Výborná přesnost polohování i při dlouhodobém provozu [4].
- Skvělé dynamické vlastnosti [4].
- Eliminace neproduktivního času při provozu [4].



Obrázek 13 Rozměry stroje Vanad BLUESTER [4].

Tabulka 1 Rozměry stroje Vanad BLUESTER [4].

Vanad BLUESTER			20	25	30	35	...	až 80
Pracovní šířka stroje	A	[mm]	2134	2634	3134	3634	dále po 500	8134
Pracovní délka stroje	B	[mm]	(4035, 5035, 7035, 9035, 11035, 13035, 15035, max. 61035)				dále po 500	až 61035
Celková šířka stroje	C	[mm]	3950	4450	4950	5450	dále po 500	9950
Celková délka stroje	D	[mm]	(5044, 6044, 8044, 10044, 12044, 14044, 16044, max. 62044)				dále po 500	až 62044
Zakládací šířka pro plech	E	[mm]	2100	2600	3100	3600	dále po 500	až 8100
Zakládací délka pro plech	F	[mm]	podle pracovní délky stroje				dále po 500	až 60000
Max. přesuvná rychlost		[m/min]	42,4					
Maximální počet suportů			10 (v kombinaci 1x hlavní suport, 1x vedlejší plazmový suport, 8x vedlejší autogenní suport, 2x přídavné zařízení, 2x 3D suport, 1x tříhořáková hlava automatická, 2x tříhořáková hlava ruční)					

7.1 Standardní vybavení

- Dělené podvozky pro automatické seřízení portálu [4].
- Podélné vyztužené nosníky IPE pojezdové dráhy [4].
- Ohebné energetické řetězy [4].
- Elektrické zapalování plamene autogenního hořáku [4].
- Přenos pálicích dat pomocí USB, LAN sítě [4].
- Precizní řízení zapalovací a pracovní výšky hořáku [4].
- Spolehlivý řídicí systém B&R [4].

7.2 Volitelné vybavení

- Stroj je kompatibilní s RotCUT pro řezání trubek a profilů [4].
- 3D plazmové robotické řezání [4].
- Značící jednotka – plazmové značení [4].
- Značící jednotka – mikroúderová [4].
- Značící jednotka – rýsovací jehla [4].
- Vrtací jednotka [4].
- Jednotka pro kontaktní regulaci [4].
- Výšky plazmového hořáku – pro pálení tenkých plechů [4].
- Autogenní jednotka pro pálení přímých úkosů (V, X) [4].
- CAD/CAM software pro přípravu pálicích dat [4].

8 Vanad RotCut

Firma Vanad má již využívané zařízení pro pálení do trubek s názvem RotCut. Toto zařízení je určeno k přesnému řezání tvarových otvorů. Zároveň vyniká jedinečnou přesností, spolehlivostí a výkonem. Konfigurace zařízení je realizována na míru zákazníka a součástí jsou podpěrné lunety a dráha pro rychlé přesouvání [4].

Firma nabízí dvě varianty řešení, a to RotCut mini s maximálním průměrem trubek 314 mm a RotCut s průměrem trubek v rozsahu 60-1000 mm. Zařízení lze kombinovat s celou řadou nabízených strojů. Kombinovat lze se stroji pro plazmové a autogenní řezání, konkrétně se stroji Bluester, Proxima, Miron a Suprema. Také je možné zařízení připojit k laserovým řezacím strojům, konkrétně ke stroji Kompakt laser a Miron laser [4].



Obrázek 14 Vanad RotCut [4].

Podpěra trubky se skládá z vozíku, stavěcího mechanismu a kolíčky s rolnami. Vozík slouží k přemísťování podpěry do libovolné pozice na kolejnicích. Protože je možné na zařízení umístit libovolný průměr trubky v daném rozsahu, je zapotřebí aby byla kolébka pro podepření trubky stavitelná. K tomuto účelu slouží stavěcí mechanismus. Poslední důležitou částí podpěry je kolébka s rolnami. Rolny jsou v přímém kontaktu s trubkou a slouží k vykonání rotace trubky.

9 Průzkum konkurenčního řešení

9.1 MicroStep: PipeCut

Firma MicroStep nabízí modulární samostatné zařízení PipeCut pro řezání plazmou a plamenem do trubek a profilů. Stroj je koncipován tak, že pálicí hlava stojí v axiálním směru a pohyb vykonává samotná trubka skrze průchozí sklíčovadlo rotátoru. Profil je na opačném konci upevněn do pojízdné lunety a v případě velké pracovní délky podepřen podpěrnými vozíky. Luneta společně s trubkou vykonávají přímočarý axiální pohyb. K pálení dochází na jednom místě, konkrétně za průchozím rotátorem a výpalky padají na k tomu určený stůl [11].

Firma MicroStep nabízí toto zařízení s pracovní délkou maximálně 12000 mm, pro pálení trubek o průměru v rozmezí 30 až 800 mm. Zařízení může pálit jak kruhové, tak nekruhové průřezy. Polohovací rychlost stroje je 35 m/min [11].



Obrázek 15 MicroStep PipeCut [11].

Dále firma nabízí přídavná zařízení pro pálení do trubek a profilů k rovinným pálicím strojům. U tohoto zařízení je princip takový, že je trubka upnuta do pevně ukotveného rotátoru a pouze rotuje. Pálicí pohyb v axiálním směru provádí řezací hlava upevněná na rámu rovinného pálicího stroje [11].



Obrázek 16 MicroStep přídavné zařízení [11].

9.2 Messer: PTC 500

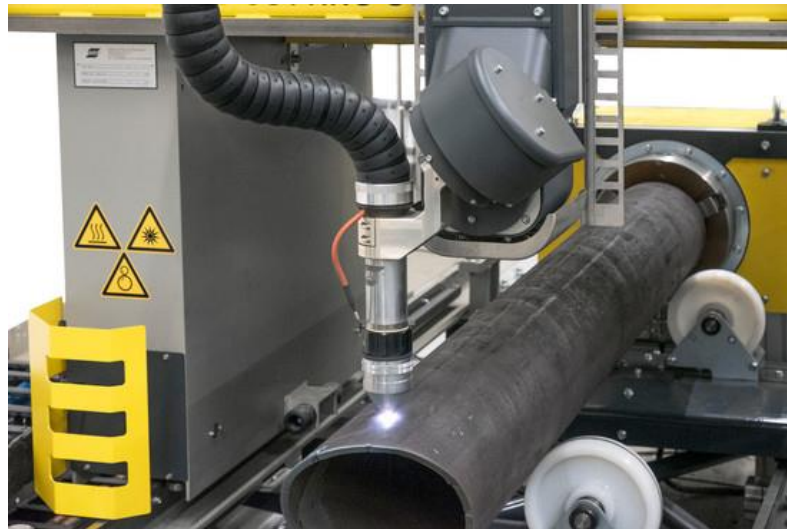
Ke svým strojům OmniMat a MultiTherm nabízí firma Messer přídavné zařízení pro pálení do trubek PTC 500. Toto přídavné vybavení umožňuje řezání trubek o maximálním průměru až 500 mm. Polohu středové osy lze nastavit pomocí ručního nastavení. Součástí zařízení je i odsávání spalin skrze pálenou trubku. Princip tohoto zařízení je takový, že je trubka na jednom konci uchycena v polohovacím zařízení. Tím je sklíčidlo se čtyřmi čelistmi. Na druhém konci je trubka podepřena pomocí přemístitelné podpěry. Na podpěře trubka sedí ve dvou rolnách [12].



Obrázek 17 Messer PTC 500 [12].

9.3 ESAB: SmartPipe

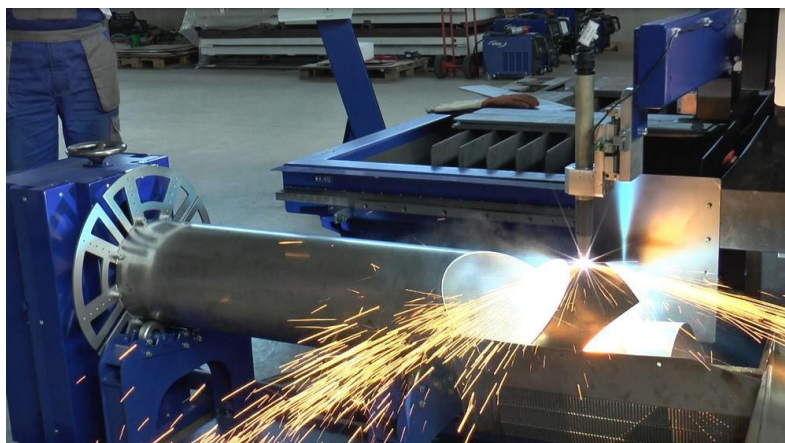
Tento systém se umísťuje pod standartní pálicí stroj a umožňuje automatické řezání trubek. Zařízení určené k otáčení trubek je ovládané pomocí CNC. Realizuje koordinaci pohybu trubek se strojem tak, že je možné trubky řezat jednoduchým odříznutím, sedlovými řezy, s využitím otvorů, drážek či plazmového značení. Zařízení je určeno pro řezání trubek s maximálním průměrem 300 mm, s maximální délkou 6000 mm a s maximální hmotností 1000 kg. Princip je obdobný. Trubka je pevně sevřena v polohovacím zařízení ve sklíčidle. Na druhém konci je trubka podepřena pomocí podpěry s rolnami. V případě nutnosti je trubka ještě v průběhu délky podepřena znovu, aby nedocházelo k výraznému ohybu trubky [13].



Obrázek 18 ESAB SmartPipe [13].

9.4 Alfain: CNC Alfatubecut

Jedná se o přídatné zařízení k CNC portálům ALFATEC, tedy není možné ho provozovat samostatně. Je určeno pro průměry trubek v rozsahu 80–600 mm. Rotační pohyb je uskutečňován pomocí krokového motoru s převodovkou. Trubka je uchycena za pomoci osmi bodového sklíčidla a druhý konec trubky je podepřen podpěrrou s rolnami. Samotný pálicí pohyb koná pálicí hlava, trubka koná pouze rotační pohyb [14].



Obrázek 19 CNC Alfatabecut [14].

9.5 TECHFORCUT: Rotátor

Rotátor je určen pro trubky o průměru v rozmezí 50 až 400 mm, popř. pro čtvercový profil s max. rozměry 300x300 mm. Maximální řezná délka je dána délkou využívaného pálicího stroje. Maximální celková dovolená hmotnost trubky je 1000 kg, přičemž maximální zatížení jednoho podpěrného vozíku je 200 kg. Zařízení je možné osadit tříčelistovým, popř. čtyřčelistovým sklíčidlem. Při využití čtyřčelistového sklíčidla je možné upnout i čtvercové či obdélníkové profily. Zařízení je dodáváno jako přídavné zařízení nebo jako samostatný řezací stroj. Pokud se jedná o přídavné zařízení, je umístěno na straně stroje mimo standardní pálicí oblast [15].

Princip činnosti je takový, že trubka je pevně sevřena v rotátoru, který je nehybný. Trubka rotuje a přímočarý axiální pohyb vykonává pálicí hlava umístěná na rámu stroje. Po délce je trubka podepřena podpěrnými vozíky. Odsávání spalin je realizováno skrze vnitřní část trubky. Celé přídavné zařízení je na společném rámu [15].



Obrázek 20 TECHFORCUT rotátor [15].

10 Patentový průzkum

K patentovému průzkumu jsem využil portál Espacenet. V průzkumu jsem se pomocí klíčových slov snažil nalézt jakýkoliv patent, kterým by bylo možné se inspirovat při tvorbě konstrukce daného zařízení. Žádný použitelný patent týkající se přímo pálení plazmou do trubek či profilů jsem nenalezl. Avšak se mi podařilo nalézt dva patenty z mírně jiné oblasti od firmy Trumpf. Kde první patent se zaměřuje na uspořádání stroje pro obrábění tyčových obrobků s podpěrným zařízením a druhý na přídržný a hnací zařízení pro podpěrný prvek trubky.

10.1 Patent: Machine arrangement for machining bar-like workpieces having a device for workpiece support [16].

Patent byl publikován 23.6.2010 jako:

AT458571T; AT522302T; CN101754827A; CN101754827B;
DE202008017764U1; EP2017023A1; EP2017023B1; EP2178666A1; EP2178666B1;
KR20100054781A; US2010264121A1; US8404997B2; WO2009010128A1 [16].

Uchazečem o patent je: TRUMPF WERKZEUGMASCHINEN GMBH [16].

Vynálezci jsou: Werner Dilger a Ivo Karrasch [16].

Patent popisuje uspořádání stroje a zaměřuje se na způsob podepření tyčových profilů ve směru gravitace. Zařízení pro podepření obrobku je tvořeno alespoň jedním podpěrným válečkem, tvořícím na jeho vnějším obvodu kontaktní plochu s obrobkem. Tato plocha po obvodu mění svůj průřez a zajišťuje tak možnost podepření různých průměrů obrobku. Tento patent není od 23.5.2012 prodlužován, a proto již není platný [16].

10.2 Patent: Holding and drive device for a tube support element [17].

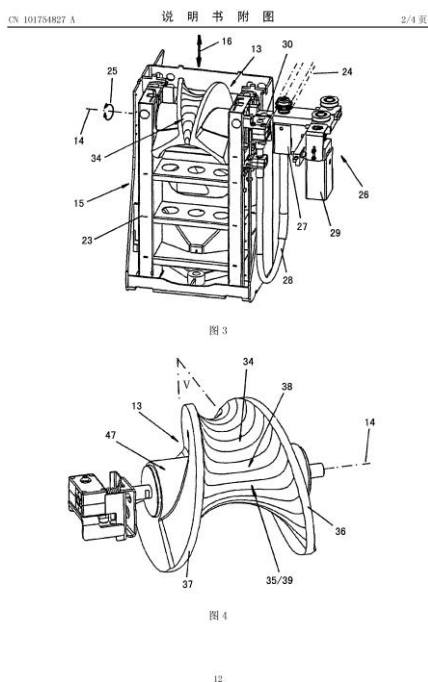
Patent byl publikován 17.10.2012 jako:

CN102728959A; CN102728959B; EP2508298A1; EP2508298B1; KR101387677B1;
KR20120113184A [17].

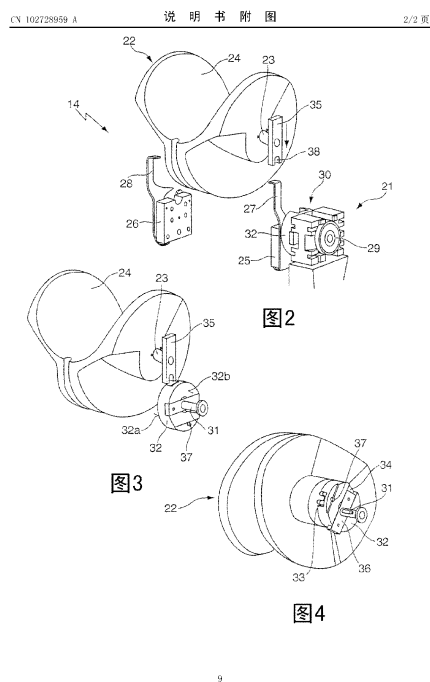
Uchazečem o patent je: TRUMPF WERKZEUGMASCHINEN GMBH [17].

Vynálezcem je: Thomas Haug [17].

Tento patent je také od firmy Trumpf a zaměřuje se na rozšíření podpěrného válce pro nesení trubek o přídržné a hnací zařízení. Vynález se také týká trubkového nosného zařízení. Patent popisuje způsob natáčení a fixace podpěrného válce. Tento patent byl naposledy prodlužován 11.2.2015, a proto již není platný [17].



Obrázek 21 Patent CN101754827A [16].



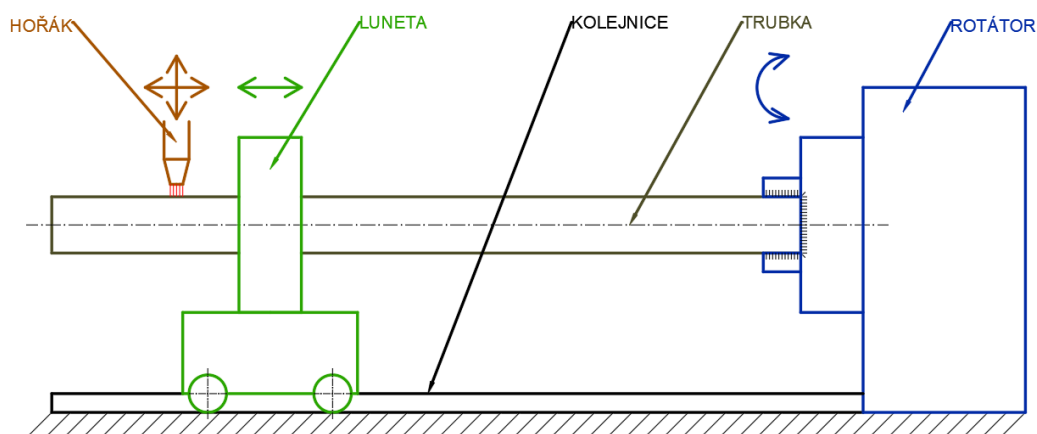
Obrázek 22 Patent CN102728959A [17].

11 Koncepty uspořádání stroje

Jak již bylo řečeno, v základu jsou dvě varianty uspořádání pálicího stroje pro trubky a profily. První možností uspořádání je trubku pevně upevnit v rotátoru, přičemž trubka bude vykonávat pouze rotační pohyb a axiální pohyb bude vykonáván samotným hořákem pálicího stroje. Samozřejmě je zapotřebí trubku podepírat podpěrnou lunetou. Posuv lunety by byl spřažen s posuvem hořáku, z důvodu zachování stejné vzdálenosti místa pálení od podpěry a tím zachování stejného průhybu trubky.

Druhou variantou je mít hořák v konstantní pozici a trubkou provádět jak rotaci, tak axiální pohyb. Trubka by byla upevněna do jednoho pevného rotátoru, s úchopem umožňující odvalování trubky skrz a druhý konec trubky by byl uchycen pevně v rotátoru, umístěným na kolejnicích, po kterých by se i s trubkou pohyboval v axiálním směru trubky.

12 První koncept



Obrázek 23 První koncept uspořádání stroje.

12.1 Výhody prvního řešení

- K zajištění pohybu lunety lze využít portálu samotného stroje, a proto není zapotřebí aby podpěra obsahovala součásti zajišťující pohyb. Luneta tedy může být pasivním prvkem.
- Výhodou tohoto konceptu oproti druhé variantě je zástavbový prostor, který je dán přibližně maximální délkou pálené trubky.

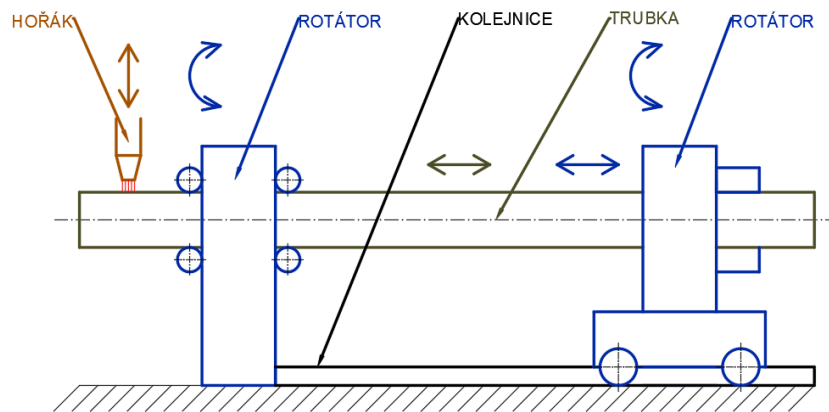
12.2 Nevýhody prvního řešení

- Je problematické využít řešení s připnutím lunety k portálu pálicího stroje pro řezání pomocí laseru. U pálení laserem je zapotřebí vyšší dynamika stroje, přičemž při připnutí lunety ke stroji jsou zvýšeny hmotnosti a může docházet ke křížení ramena stroje. Je výhodné tedy pohánět lunetu jiným způsobem.
- Pokud je luneta pasivní, tak při řezání do dlouhých tlustých trubek, je moment setrvačnosti tak veliký, že dojde vlivem vysokých zrychlení ke zkrutu trubky. Což zapříčiní, že se luneta může otáčet s určitou prodlevou vůči rotátoru.
- Výpalky padají do prostoru dráhy lunety. To může vést k zablokování lunety a podvozku při zpětném pohybu portálu. Je tedy nutné s tímto problémem při návrhu počítat a řešení proti tomu ošetřit.
- Je nutné propracovat logiku kolizních stavů. Tato problematika se týká přepínání mezi pálením do plechů a do trubek/profilů. Jedná se o to, aby

nedošlo ke kolizi mezi lunetou a pálicí hlavou. Problematická může být také obecná poloha lunety.

- Při řezání dlouhých trubek či profilů dojde při přesunutí lunety příliš blízko rotátoru k velmi nevýhodnému poměru pák, a tedy k velkému zatížení lunety. Z toho důvodu je nutné vytvořit systém podpěr s automatickým sklápěním a vyklápěním v závislosti na pozici lunety.

13 Druhý koncept



Obrázek 24 Druhý koncept uspořádání stroje.

13.1 Výhody druhého řešení

- Výpalky padají před stroj a nehrozí tedy zablokování stroje výpalky.
- Rotace profilu je realizována v bezprostřední blízkosti hořáku, čímž je eliminována možná prodleva vznikající krutem. U tohoto řešení lze řezat i delší profily při vyšších úhlových zrychleních.
- Luneta nepřejíždí pozice podpěr a ty tedy mohou být pevně uchyceny do podlahy a není zapotřebí jejich sklápění.
- Není nutné řešit složitou kolizní logiku.

13.2 Nevýhody druhého řešení

- Nevýhodou této varianty je velikost zástavbového prostoru, která je skoro dvojnásobná maximální délce řezané trubky.
- Tím, že je zapotřebí, aby byla trubka upnuta jak v posuvném, tak v pevném rotátoru, je nejkratší možný pálený úsek dán tloušťkou obou uložení. U první varianty, je tato délka nižší.

14 Volba konceptu

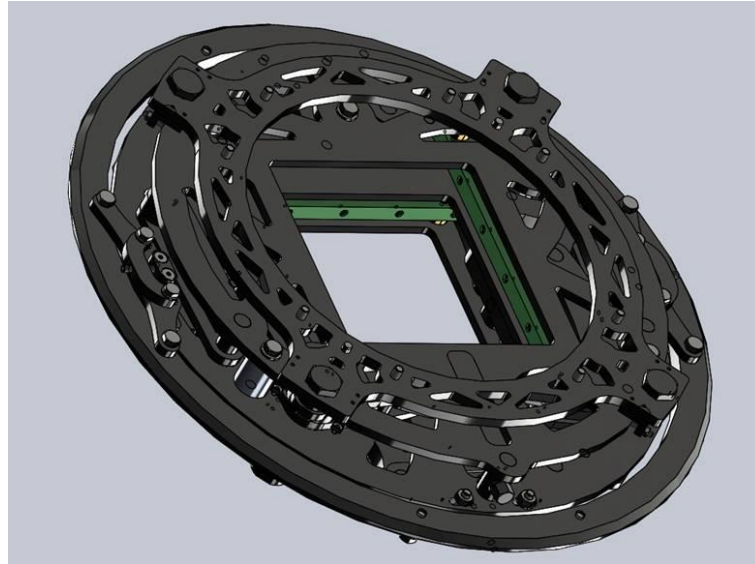
Z předchozího výčtu výhod a nevýhod jednotlivých variant uspořádání se jeví jako lepší koncept druhý zmiňovaný. Bohužel jeho výhody značně převyšuje jeho hlavní nevýhoda, kterou je zmíněný skoro dvojnásobný zástavbový prostor. Tento problém často nevádí v případě, že takto konstruovaný stroj je jednoúčelovým strojem pouze pro pálení do trubek a profilů. V tomto případě se s tímto problémem počítá a výhody tento problém překonají. Jiné je to v případě, kdy má zařízení sloužit jako přídavná technologie k již vyrobenému pálícímu stroji. Což je i případ této diplomové práce. Důvodem je, že zákazníci často již mají rovinný pálící stroj a rozhodnou se ho rozšířit o technologii pálení do trubek či profilů, avšak s tím nebylo původně počítáno a pravděpodobně kolem stroje nemají dostatek volného prostoru, pro ustavení druhého zmiňovaného konceptu. Z tohoto důvodu je logické zvolit pro účely přídavného zařízení první zmiňovaný koncept, tedy pálení, při kterém se profil nepohybuje v axiálním směru a pouze vykonává rotaci, přičemž axiální pohyb a pohyb na něj kolmý vykonává hořák pálící hlavy.

Z volby tohoto uspořádání vyplívá řada problémů, na které je třeba myslet a v průběhu konstrukce je řešit. Možnými problémy jsou např. nutnost vytvoření sklopných podpěr, ošetření proti zablokování lunety padajícími výpalky do prostor pohybové části lunety či řešení kolizních stavů.

15 Popis konceptu

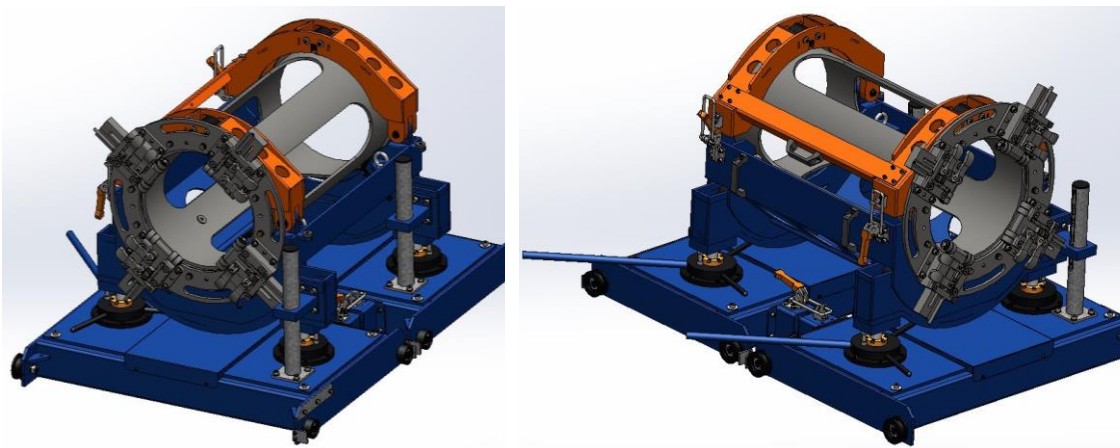
Firma Vanad již řešení založené na tomto principu zpracované má. Ze získaných zkušeností došli k závěru, že největším problémem aktuálního řešení je pasivně unášená luneta pomocí ramena pálícího stroje. Hlavním problémem je zde omezení dynamiky stroje. Dynamika je důležitá pro pálení na laseru nebo při pálení na plazmě pomocí pálící 3D hlavy, kde je požadavek na opravdu rychlé změny posuvu ve všech osách. Pro odstranění problému s dynamikou bude luneta v tomto řešení poháněná. Z pohledu komplikovanosti je nežádoucí mít v lunetě jakékoliv aktivní prvky. Z toho důvodu bude luneta poháněna pomocí řetězu, který bude k lunetě zaháknut. Na jedné straně pojezdové dráhy bude uloženo hnané řetězové kolo a na druhém konci motor s hnacím řetězovým kolem. Na řetězu budou umístěny unášecí články a ty budou přichyceny k tělu lunety a budou zajišťovat její pohyb.

Na boku lunety bude umístěn detekční plech, který bude sloužit ke snímání koncovými snímači umístěnými na rameni stroje. Těmito snímači budou čidlo pro posuv a kolizní čidlo. Kolizní čidlo má rezervu vůči lunetě, aby nedošlo k případné kolizi.

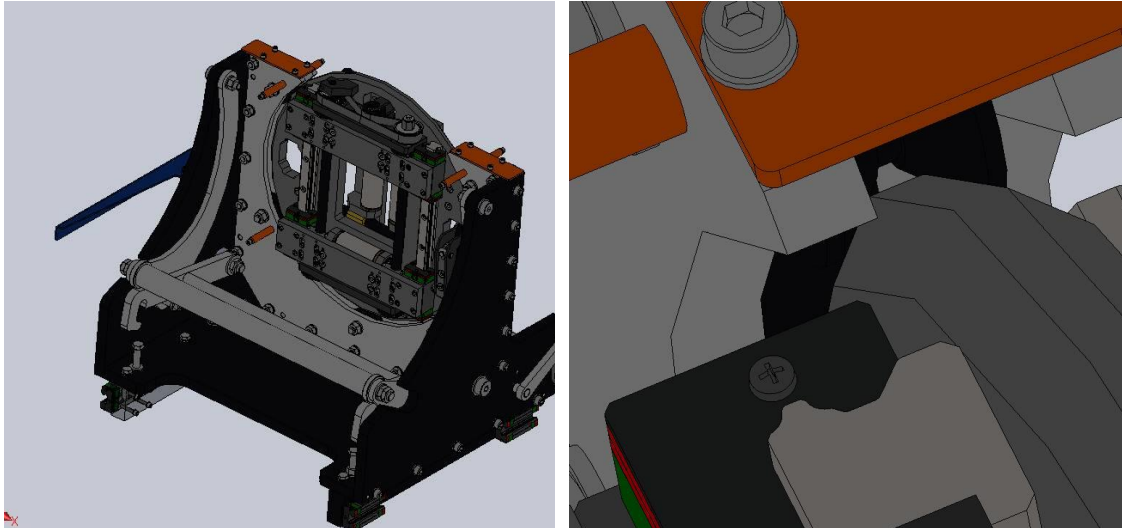


Obrázek 25 Středící mechanismus vyvinutý firmou Vanad.

Samotná luneta bude osazena středícím mechanismem vyvinutým firmou Vanad určeným ke středění obdélníkových profilů do rozměru 250x250 mm, kde vnější průměr je cca. 750 mm a tloušťka 140 mm. Pro toto zařízení je zapotřebí navrhnout pojezdovou lunetu. Toto zařízení nabízí dva druhy montáže, a to tzv. na válec a na obruč. Kde každé řešení nese své výhody a nevýhody. Je tedy nutné zvolit výhodnější řešení.



Obrázek 26 Uložení tzv. na válec.



Obrázek 27 Uložení tzv. na obruč.

Pohyb lunety bude realizován pomocí vodících kladek, které budou pojíždět po kolejnicích. Ty budou uloženy na samostatném rámu, kde dráha bude obsahovat i desku pro uložení samotného rotátoru. Důvodem uložení rotátoru přímo na samostatný rám stroje je usnadnění následné montáže. Kdy se stroj sestaví, seřídí a vyzkouší ještě ve firmě, následně bude rotátor demontován (z důvodu přepravy a problému s těžištěm celé sestavy) a u zákazníka následně znovu sestaven a usazen zpět na rám. Díky tomu, že je rotátor součástí rámu, je zaručena souosost mezi rotátorem a lunetou. Je nutné tedy zajistit dostatečnou přesnost při opakované montáži. Pokud by totiž byl rotátor separovaný od dráhy a oboje by bylo montováno do podlahy, je nutné seřídít dráhu stroje s dráhou lunety a následně k tomu dorovnat rotátor. To vše musí být provedeno tak, aby osy lunety a rotátoru byly nejenom rovnoběžné, ale zároveň leželi v sobě. Zároveň musí být osa dráhy samozřejmě rovnoběžná s osou rotátoru. Takto řešený koncept by dával vysoké nároky na montáž, která by byla násobně časově náročnější oproti konceptu rotátoru uloženého přímo na rámu stroje. Cílem konceptu je věnovat čas montáži a seřízení ve výrobním závodě a u zákazníka poté pouze srovnat dráhu stroje s dráhou přídatného zařízení a namontovat rotátor.

16 Postup konstruování

Celé zařízení se skládá ze čtyř základních částí, kterými jsou rameno pálicího stroje, rotátor, rám s dráhou a pojezdová luneta. Přičemž rameno pálicího stroje je dáno konstrukcí pálicího stroje Vanad Bluester. Při konstrukci a zabudování ostatních částí sestavy je zapotřebí brát v potaz zástavbové prostory dané právě ramenem pálicího stroje,

popř. samotným strojem. Rotátor pro tento koncept využiji již vytvořený firmou Vanad, přičemž ho poupravím tak, aby byl kompatibilní s mým návrhem celého zařízení.

Dílčím cílem mé konstrukce bude využít v co největší míře normalizované a typizované díly, polotovary, popř. pálené díly. To z důvodu, že vymýšlet a následně vyrábět určité komponenty, které už někdo vymyslel a uvedl na trh je velmi zdlouhavé, a především finančně náročné. Nosná část rámu bude tvořena profily a výpalky a spojena především svarovými spoji. Nosná část lunety bude taktéž tvořena profily, popř. plechovými výpalky spojenými šroubovými spoji.

17 Způsob uložení sklíčidla

Jak již bylo řečeno je možné využít dvou základních způsobů uložení, a to uložení „na obruč“ a „uložení na válec“. Přičemž každé řešení má své výhody a nevýhody. V následujících podkapitolách jsou jednotlivá řešení popsána a nastíněny klady a zápory jednotlivých řešení. Následně na základě těchto poznatků je zvoleno výhodnější řešení pro tento případ.

17.1 Uložení na obruč

Toto řešení se skládá z obručí, ve kterých jsou z boku uloženy vodící rolny. V těchto rolnách je umístěn samotný upínací mechanismus a rolny mu umožňují rotační pohyb. Zároveň některé rolny jsou usazeny na excentrických čepech, z důvodu možnosti donastavení kontaktu všech rolen.

Výhodou tohoto řešení je přesnost nastavení osy mechanismus, díky excentricky nastavitelným rolnám. Další výhodou je lepší zachycení axiálních sil, které jsou zachyceny v šikmých drážkách kladek a přeneseny do rámu lunety. Zároveň je toto řešení méně materiálově náročné, především na délku je toto řešení výrazně kratší, s čímž je spojena i výrazně nižší hmotnost tohoto konceptu. A díky menší délce je možné mít o něco kratší dráhu, při pálení stejně dlouhých trubek oproti druhému způsobu uchycení. Zásadní nevýhodou tohoto řešení je, že konstrukce díky obručím s rolnami a zakrytváním, nabývá mírně větších rozměrů do průměru, a to především do výšky, která je v tomto případě limitující.

17.2 Uložení na válec

Toto řešení se skládá z válce, na kterém je upevněn upínací mechanismus a z rámu („kolíčky“) s rolnami po kterých se celý válec odvaluje. Rolny jsou umístěny po dvojicích na obou koncích rámu ve spodní části. Celý rám je poté připevněn k pojezdové části lunety.

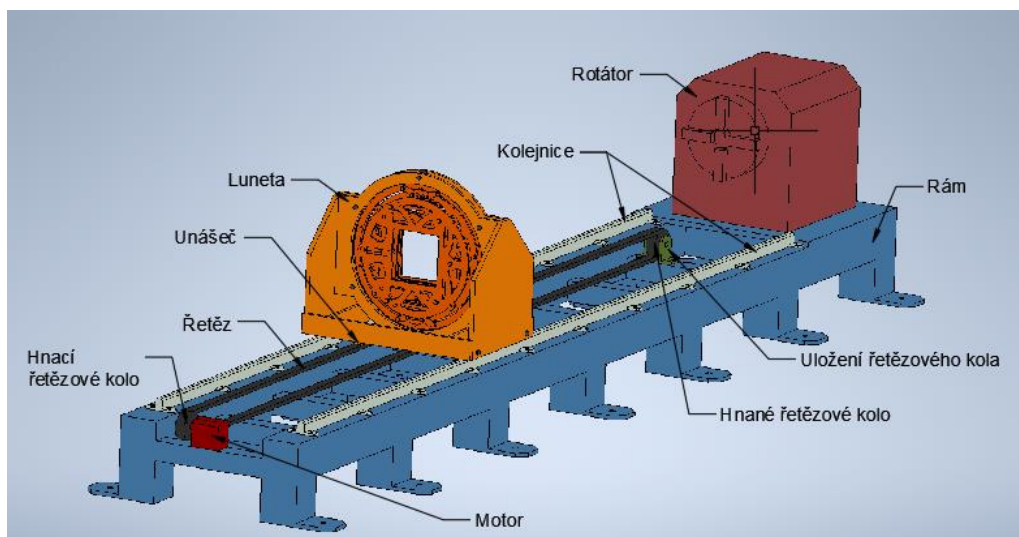
Výhodou tohoto řešení může být možná nižší výška konstrukce. Nevýhodou tohoto řešení je především značná délka zařízení, s čímž je spojená i vyšší hmotnost celé konstrukce. Dále toto řešení nemusí být tak přesné ve stanovení osy upínacího mechanismus. Zároveň je zde také horší zachycení axiálních sil, které jsou zachycovány osazením válce vůči rámu lunety. Přičemž pro plynulou rotaci je zde zapotřebí nechat určitou vůli, aby se osazení netřelo o rám, čímž vzniká určitá prodleva než dojde k zachycení axiální síly.

17.3 Volba způsobu uchycení

Z předchozího výčtu výhod a nevýhod jednotlivých způsobů uchycení se jeví jako výhodnější první varianta, tedy uchycení na obruč. Jediným možným limitujícím kritériem je zde o něco větší rozměrnost tohoto řešení do výšky. Při návrhu je tedy nutné tuto skutečnost brát v potaz a při konstrukci myslet na zástavbu stroje a upravovat konstrukci tak aby nekolidovala s rámem stroje Vanad BLUESTER.

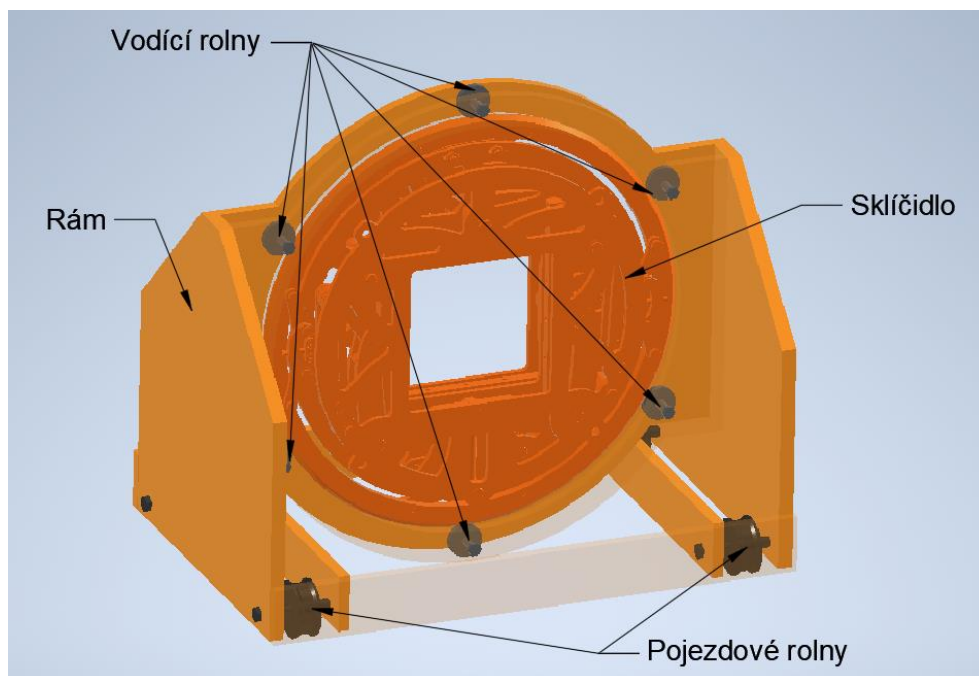
18 Podrobnější rozpracování konceptu

Nyní již znám přibližné upořádání stroje a způsob uchycení upínacího mechanismu, a proto mohu začít s podrobnějším návrhem konceptu. Prvotní návrh, který je zapotřebí ještě výrazně zdokonalit, je znázorněn na následujících dvou obrázcích (obr. 28 a obr. 29). Na prvním obrázku je znázorněna celá sestava. Je možné vidět pozici uložení rotátoru na rámu. Zároveň je rám osazen kolejnici, které slouží k vedení lunety a pohonnou jednotkou, která slouží k uvedení lunety do pohybu. Pohonná jednotka se skládá z motoru osazeného řetězovým kolem, druhým řetězovým kolem usazeným na opačné straně stroje a řetězem nataženým mezi těmito koly. Zároveň je na řetězu připevněn unášecí člen, který díky spojení s lunetou ji unáší a zajišťuje její pohyb. Tento návrh je pouze stručným koncepčním návrhem rozložení, kterému chybí některé důležité části jako např. podpěry.



Obrázek 28 Základní koncept stroje.

Na druhém obrázku (obr. 29) této kapitoly je nastíněn koncept pojezdové lunety. Základní částí lunety je upínací mechanismus uložený přes vodící rolny do obručí spojených s rámem. Na spodní části rámu jsou umístěny pojezdové rolny, které společně s kolejnicemi uloženými na rámu umožňují přímočarý pohyb lunety. Aktuální návrh je pouze koncepční a podoba lunety se bude ještě výrazně měnit. V aktuální verzi není vyřešena montáž rámu, která bude provedena pomocí šroubových spojů.



Obrázek 29 Koncepční návrh lunety.

19 Ověření nutnosti podpěr

Pro ověření předpokladu nutnosti podpěr je sestaven výpočtový model pro určení zatížení rotátoru a lunety. Tyto prvky jsou zatěžovány především na ohyb, a proto model provádím pouze pro něj. Zatížení je způsobeno hmotností samotné trubky/profilu, kdy uvažuji maximální délku, tloušťku profilu a maximální rozměr profilu možný upnout do upínacího mechanismu. Předpokládám tedy délku 6 metrů, čtvercový profil o vnějších rozměrech 250x250 milimetrů a tloušťku stěny 10 mm. Hmotnost takového profilu je:

$$\begin{aligned} m_{profil} &= [h_p^2 - (h_p - 2t_p)^2] \cdot L \cdot \rho_{ocel} \\ &= [250^2 - (250 - 2 \cdot 10)^2] \cdot 10^{-6} \cdot 6 \cdot 7870 = 453 \text{ Kg}. \end{aligned} \quad (1)$$

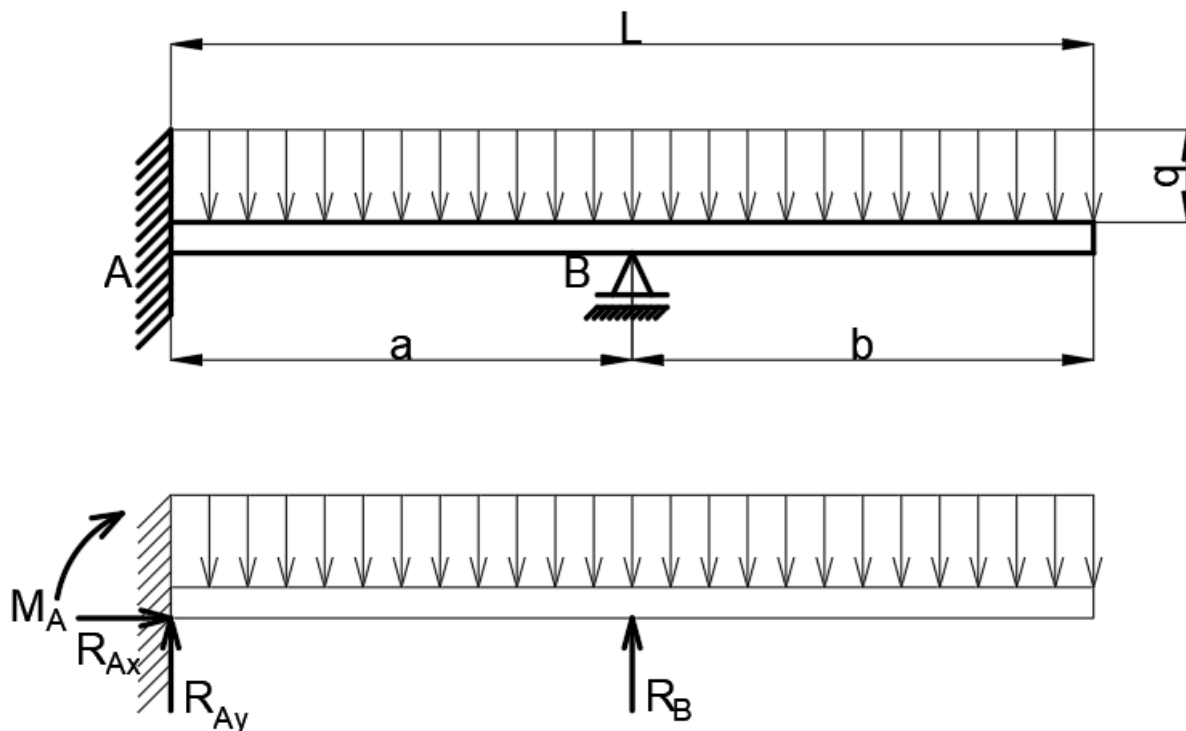
Z hmotnosti se určí tíha, kterou těleso působí:

$$G_p = g \cdot m_{profil} = 9,81 \cdot 453 = 4447 \text{ N}. \quad (2)$$

A následně tíha přepočtená na 1 metr:

$$q_p = \frac{G_p}{L} = \frac{4447}{6} = 741 \frac{\text{N}}{\text{m}}. \quad (3)$$

K určení zatížení jednotlivých komponent poslouží následující výpočet, kde L je celková délka trubky, a je vzdálenost mezi rotátorem a lunetou a b je volný konec trubky. Vetknutí A zde reprezentuje sklíčidlo rotátoru a podpěra B reprezentuje lunetu.



Obrázek 30 Zatížení rotátoru a lunety.

Z obrázku vyjádřím rovnice rovnováhy:

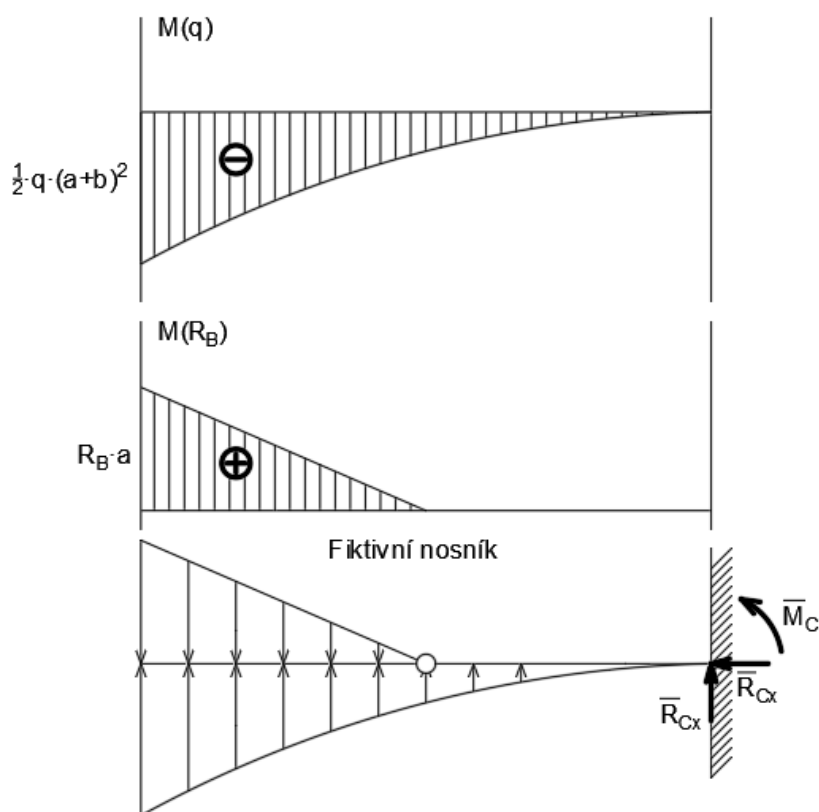
$$x: \quad R_{Ax} = 0. \quad (4)$$

$$y: \quad R_{Ay} + R_B - q_p \cdot (a + b) = 0. \quad (5)$$

$$\cup A: \quad M_A - R_B \cdot a + q_p \cdot (a + b) \cdot \frac{1}{2}(a + b) = 0. \quad (6)$$

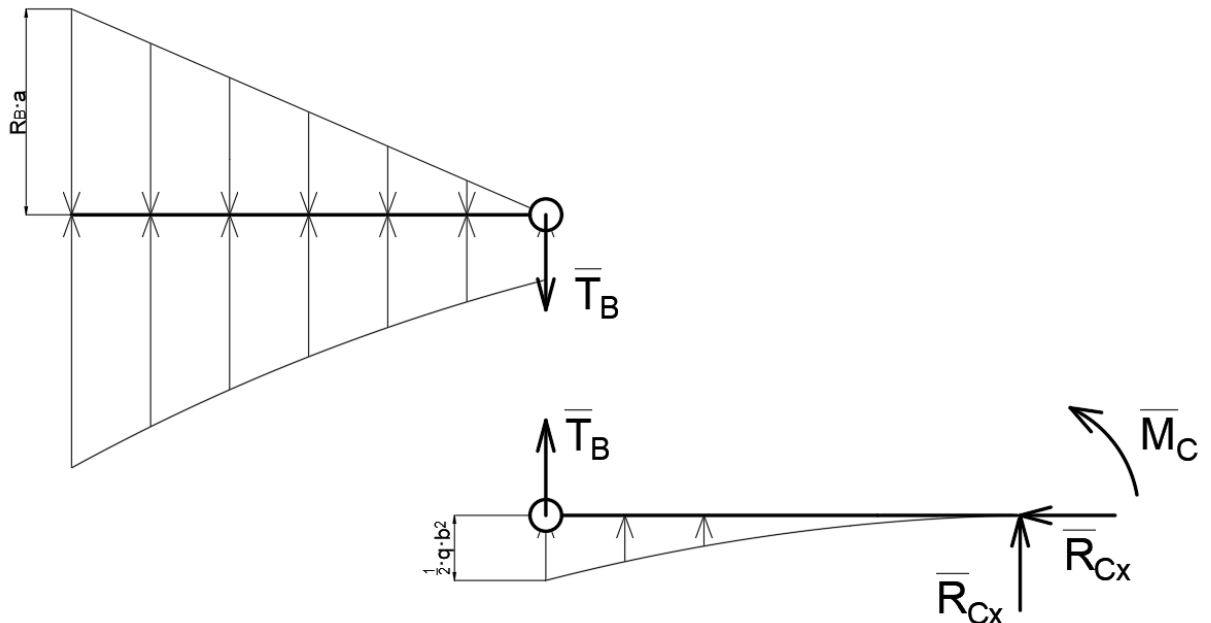
Z rovnic rovnováhy jsem získal 3 rovnice pro čtyři neznámé. Těmi jsou R_{Ax} , R_{Ay} , R_B a M_A . Z toho vyplývá, že se jedná o soustavu 1x staticky neurčitou. Pro vyřešení je zapotřebí použít Mohrovu metodu náhradního (fiktivního) nosníku. Z jehož vyřešení dostanu deformační rovnici skutečného nosníku a budu mít tedy 4 rovnice pro 4 neznámé a tuto soustavu budu již schopen vyřešit.

V prvním kroku musím určit momenty působící od jednotlivých sil. V tomto případě od spojitého zatížení a od svislé reakce v bodě B . Tyto momenty slouží na fiktivním nosníku jako jeho zatížení, pro což je využita metoda superpozice. Následně podle pravidel Mohrovy metody vytvořím fiktivní nosník. Pravidla pro tento konkrétní případ jsou taková, že v místě vetknutí reálného nosníku je na fiktivním nosníku volný konec, v místě podpěry reálného nosníku je na fiktivním nosníku kloub a v místě volného konce reálného nosníku je na fiktivním nosníku vetknutí.



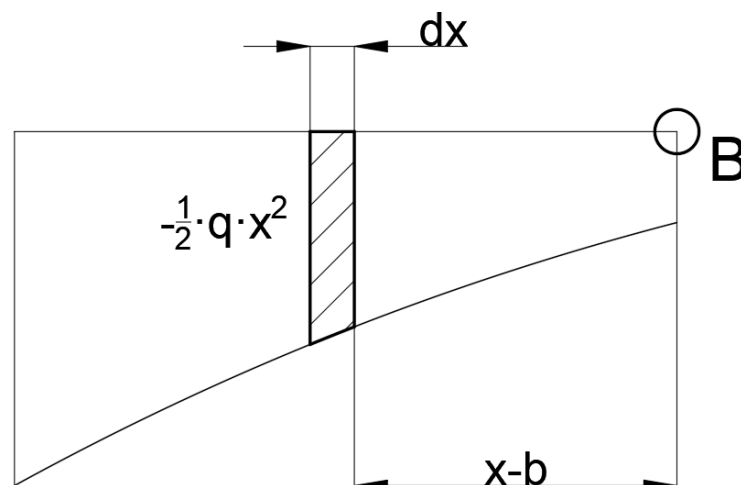
Obrázek 31 Fiktivní nosník a jeho zatížení.

Poté, co mám vytvořený fiktivní nosník je nutné sestavit jeho rovnice rovnováhy. To provádím z následujícího schématu, viz obrázek 32. Při správné volbě místa pro momentovou rovnici odpadnou fiktivní reakce a pro určení reakce v místě B bude stačit pouze jedna rovnice. Tato rovnice je momentová rovnice v levé části fiktivního nosníku, provedená kolem kloubu.



Obrázek 32 Uvolnění fiktivního nosníku.

V tomto případě je problematické určit moment od parabolického zatížení z důvodu, že se nejedná o parabolu, která by byla tečná v místě B , a tedy nelze určit moment přes známé vztahy pro obsah a těžiště paraboly 2^o. K určení momentu je nutné provést integraci viz. následující výpočet:



Obrázek 33 Část paraboly pro určení momentu.

$$\begin{aligned}
& \int_b^{a+b} \frac{1}{2} \cdot q_p \cdot x^2 \cdot (x - b) \cdot dx \\
&= \frac{1}{2} \cdot q_p \cdot \int_b^{a+b} (x^3 - b \cdot x^2) \cdot dx = \frac{1}{2} \cdot q_p \cdot \left[\frac{x^4}{4} - b \cdot \frac{x^3}{3} \right]_b^{a+b} \\
&= \frac{1}{2} \cdot q_p \cdot \left[\frac{(a+b)^4}{4} - b \cdot \frac{(a+b)^3}{3} - \frac{b^4}{4} + \frac{b^4}{3} \right] \\
&= \frac{1}{2} \cdot q_p \cdot \left[\frac{(a+b)^4}{4} - b \cdot \frac{(a+b)^3}{3} + \frac{b^4}{12} \right].
\end{aligned} \tag{7}$$

$$\cup B: \quad \frac{1}{2} \cdot q_p \cdot \left[\frac{(a+b)^4}{4} - b \cdot \frac{(a+b)^3}{3} + \frac{b^4}{12} \right] - \frac{1}{2} R_B \cdot a^2 \cdot \frac{2}{3} \cdot a = 0. \tag{8}$$

$$R_B = \frac{3 \cdot q_p}{2 \cdot a^3} \cdot \left[\frac{(a+b)^4}{4} - b \cdot \frac{(a+b)^3}{3} + \frac{b^4}{12} \right]. \tag{9}$$

Následně z rovnic rovnováhy reálného nosníku mohou vyjádřit rovnice pro R_{Ay} a M_A a poté provést výpočet v softwaru excel či matlab.

$$R_{Ay} = q_p \cdot (a + b) - R_B. \tag{10}$$

$$M_A = R_B \cdot a - \frac{1}{2} \cdot q_p \cdot (a + b)^2. \tag{11}$$

Po dosazení konkrétních hodnot a různých vzdáleností rotátoru od lunety dostáváme přehled sil nutných v těchto komponentech zachytit. Hodnoty jsou znázorněny v následující tabulce 2. Z těchto hodnot vyplývá, že k nejhoršímu stavu dochází ve chvíli, kdy je luneta v minimální vzdálenosti od rotátoru. Tedy pokud by tato vzdálenost byla 0,75 metrů (což je přibližně nejbližší vzdálenost daná konstrukcí lunety) byla by síla působící na rotátor vyšší než 20000 N, moment na rotátoru by byl vyšší než 5055 N·m a síla působící na lunetu by byla vyšší než 24500 N.

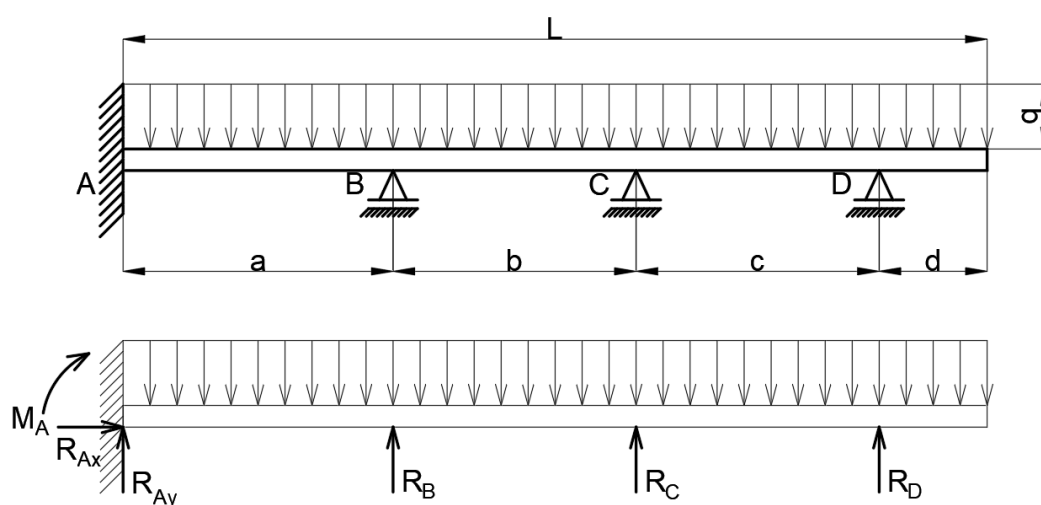
Tabulka 2 Zatížení při podepření pouze lunetou.

a	M_A	R_{Ay}	R_B
0,75 m	5055 N·m	-20081 N	24528 N
1 m	4540 N·m	-13434 N	17881 N
2 m	2594 N·m	-3520,5 N	7968 N
3 m	834 N·m	-278 N	4725 N
4 m	-741 N·m	1297 N	3150 N
5 m	-2131 N·m	2205 N	2242 N
6 m	-3335 N·m	2779 N	1668 N

Je tedy patrné, že tíhu trubky bude nutné rozložit do více podpěrných míst. Z tohoto důvodu bude zapotřebí sestrojít podpěry a ty vhodně rozmístit po délce trubky. Problémem zde je, že luneta po dráze pojíždí, a proto aby nedošlo ke kolizi lunety s podpěrami, budou muset tyto podpěry být sklopné.

20 Zatížení komponent při použití podpěr

Podle délky profilu, která je 6 m předpokládám, že by mělo být dostatečné využít dvě sklopné podpěry a lunetu. Bod A reprezentuje sklíčidlo, od kterého je o vzdálenost a odsazena luneta, od ní o vzdálenost b odsazena první podpěra a od ní poté o vzdálenost c poslední podpěra. Vzdálenost d znázorňuje zbylý volný konec trubky.



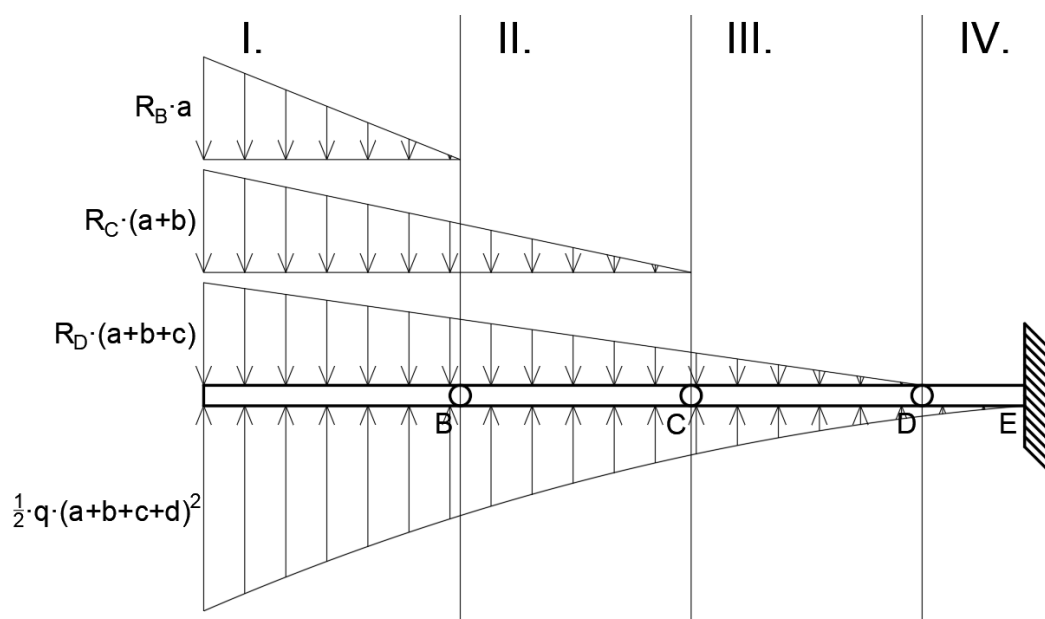
Obrázek 34 Zatížení rotátoru, lunety a dvou podpěr.

Nejprve si z uvolnění určím rovnice rovnováhy. Rovnici pro směr x nepíši, protože v tomto směru nejsou žádné síly ani jejich složky, a proto i reakce v tomto směru je nulová. Tím samým se řídím i u uvolnění v následném fiktivním nosníku.

$$y: \quad R_{Ay} + R_B + R_C + R_D - q \cdot (a + b + c + d) = 0. \quad (12)$$

$$\curvearrowright A: \quad M_A + \frac{q \cdot (a + b + c + d)^2}{2} - R_B \cdot a - R_C \cdot (a + b) - R_D \cdot (a + b + c) = 0. \quad (13)$$

Z rovnic rovnováhy je zřejmé, že zde je 5 neznámých, kterými jsou M_A , R_{Ay} , R_B , R_C a R_D pro dvě rovnice. To znamená, že se jedná o úlohu 3x staticky neurčitou. Tu řeším stejně jako v předchozím výpočtu Mohrovou metodou fiktivního nosníku.



Obrázek 35 Ztížení fiktivního nosníku 3x staticky neurčitého.

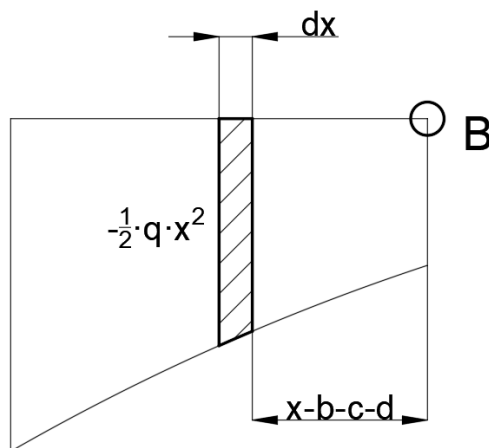
20.1 Uvolnění první části fiktivního nosníku

Nyní již začínám uvolňovat fiktivní nosník. Kdy v prvním kroku řeším část fiktivního nosníku od volného konce k prvnímu kloubu. Jediný problém je zde určit sílu a moment od parabolického zatížení. Tím důvodem je, že parabola není tečná ve vrcholu, a proto nelze jednoduše využít výpočet přes obsah obrazce a u momentu ještě přes jeho těžiště. Proto je nutné sílu a moment určit přes integraci.

$$F_{ql} = \int_{(b+c+d)}^{(a+b+c+d)} \frac{1}{2} \cdot q_p \cdot x^2 \cdot dx = \frac{1}{2} \cdot q_p \cdot \left[\frac{x^3}{3} \right]_{(b+c+d)}^{(a+b+c+d)} \quad (14)$$

$$= \frac{1}{2} \cdot q_p \cdot \left[\frac{(a+b+c+d)^3}{3} - \frac{(b+c+d)^3}{3} \right].$$

$$F_{ql} = \frac{1}{6} \cdot q_p \cdot [(a+b+c+d)^3 - (b+c+d)^3]. \quad (15)$$

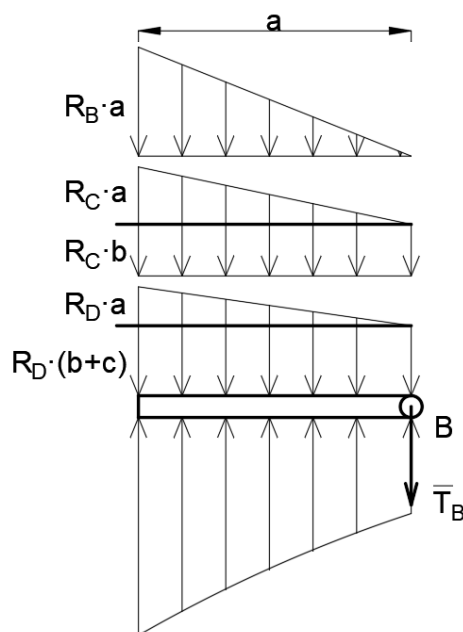


Obrázek 36 Část paraboly pro určení síly a momentu.

$$\begin{aligned}
M_{qI} &= \int_{(b+c+d)}^{(a+b+c+d)} \frac{1}{2} \cdot q_p \cdot x^2 \cdot (x - b - c - d) \cdot dx \\
&= \frac{1}{2} \cdot q_p \cdot \int_{(b+c+d)}^{(a+b+c+d)} (x^3 - b \cdot x^2 - c \cdot x^2 - d \cdot x^2) \cdot dx \\
&= \frac{1}{2} \cdot q_p \cdot \left[\frac{x^4}{4} - b \cdot \frac{x^3}{3} - c \cdot \frac{x^3}{3} - d \cdot \frac{x^3}{3} \right]_{(b+c+d)}^{(a+b+c+d)} \\
&= \frac{1}{2} \cdot q_p \\
&\cdot \left[\frac{(a+b+c+d)^4}{4} - b \cdot \frac{(a+b+c+d)^3}{3} - c \cdot \frac{(a+b+c+d)^3}{3} - d \cdot \frac{(a+b+c+d)^3}{3} \right. \\
&\quad \left. - \frac{(b+c+d)^4}{4} + b \cdot \frac{(b+c+d)^3}{3} + c \cdot \frac{(b+c+d)^3}{3} \right. \\
&\quad \left. + d \cdot \frac{(b+c+d)^3}{3} \right].
\end{aligned} \tag{16}$$

$$\begin{aligned}
M_{qI} &= \frac{1}{2} \cdot q_p \cdot \left[\frac{(a+b+c+d)^4}{4} - \frac{(a+b+c+d)^3}{3} \cdot (b+c+d) \right. \\
&\quad \left. - \frac{(b+c+d)^4}{4} + \frac{(b+c+d)^3}{3} \cdot (b+c+d) \right].
\end{aligned} \tag{17}$$

Nyní, když znám sílu i moment od parabolického zatížení, tak již mohu psát rovnice rovnováhy pro první úsek fiktivního nosníku.



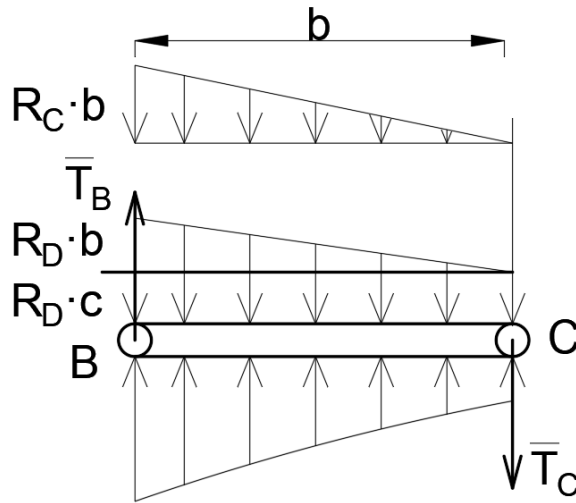
Obrázek 37 Uvolněný první úsek fiktivního nosníku pro 3x staticky neurčitou úlohu.

$$y: \frac{1}{6} \cdot q_p \cdot [(a+b+c+d)^3 - (b+c+d)^3] - R_D \cdot a \cdot (b+c) - \frac{1}{2} \cdot R_D \cdot a^2 - R_C \cdot a \cdot b - \frac{1}{2} \cdot R_C \cdot a^2 - \frac{1}{2} R_B \cdot a^2 - \bar{T}_B = 0. \quad (18)$$

$$\cup B: \frac{1}{2} \cdot q_p \cdot \left[\frac{(a+b+c+d)^4}{4} - \frac{(a+b+c+d)^3}{3} \cdot (b+c+d) - \frac{(b+c+d)^4}{4} + \frac{(b+c+d)^3}{3} \cdot (b+c+d) \right] - \frac{1}{2} \cdot R_D \cdot a^2 \cdot (b+c) - \frac{1}{3} \cdot R_D \cdot a^3 - \frac{1}{2} \cdot R_C \cdot a^2 \cdot b - \frac{1}{3} \cdot R_C \cdot a^3 - \frac{1}{3} \cdot R_B \cdot a^3 = 0. \quad (19)$$

20.2 Uvolnění druhé části fiktivního nosníku

Zde stejně jako v první části musím spočítat sílu a moment od parabolického zatížení. Postup je totožný, a proto zde uvádím již pouze výsledné vztahy. Poté co mám zjištěny tyto vztahy mohu začít popisovat rovnice rovnováhy fiktivního nosníku.



Obrázek 38 Uvolněný druhý úsek fiktivního nosníku pro 3x staticky neurčitou úlohu.

$$F_{qII} = \frac{1}{6} \cdot q_p \cdot [(b+c+d)^3 - (c+d)^3]. \quad (20)$$

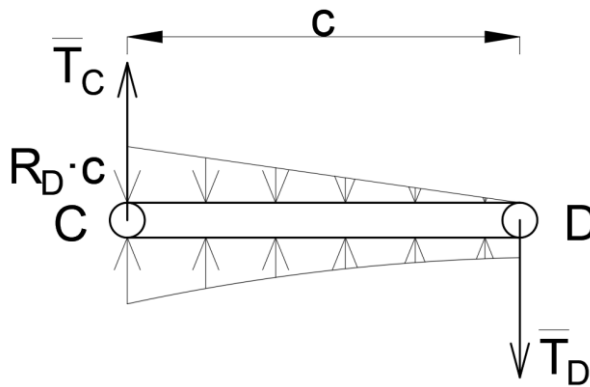
$$M_{qII} = \frac{1}{2} \cdot q_p \cdot \left[\frac{(b+c+d)^4}{4} - \frac{(b+c+d)^3}{3} \cdot (c+d) - \frac{(c+d)^4}{4} + \frac{(c+d)^3}{3} \cdot (c+d) \right]. \quad (21)$$

$$y: \frac{1}{6} \cdot q_p \cdot [(b+c+d)^3 - (c+d)^3] - R_D \cdot b \cdot c - \frac{1}{2} \cdot R_D \cdot b^2 - \frac{1}{2} \cdot R_C \cdot b^2 + \bar{T}_B - \bar{T}_C = 0. \quad (22)$$

$$\begin{aligned} \cup C: \quad \frac{1}{2} \cdot q_p \cdot \left[\frac{(b+c+d)^4}{4} - \frac{(b+c+d)^3}{3} \cdot (c+d) - \frac{(c+d)^4}{4} \right. \\ \left. + \frac{(c+d)^3}{3} \cdot (c+d) \right] - \frac{1}{2} \cdot R_D \cdot b^2 \cdot c - \frac{1}{3} \cdot R_D \cdot b^3 - \frac{1}{3} \\ \cdot R_C \cdot b^3 + \bar{T}_B \cdot b = 0. \end{aligned} \quad (23)$$

20.3 Uvolnění třetí části fiktivního nosníku

Zde stejně jako v předchozích částech musím spočítat sílu a moment od parabolického zatížení. Postup je totožný, a proto zde uvádím také pouze výsledné vztahy. Poté co mám zjištěny tyto vztahy mohu začít popisovat rovnice rovnováhy fiktivního nosníku.



Obrázek 39 Uvolněný třetí úsek fiktivního nosníku pro 3x staticky neurčitou úlohu.

$$F_{qIII} = \frac{1}{6} \cdot q_p \cdot [(c+d)^3 - d^3]. \quad (24)$$

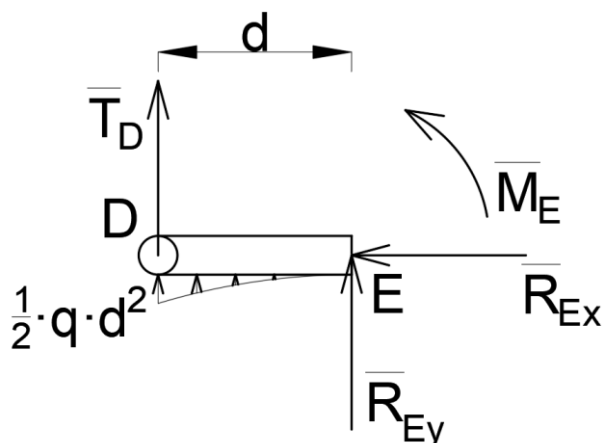
$$M_{qIII} = \frac{1}{2} \cdot q_p \cdot \left[\frac{(c+d)^4}{4} - \frac{(c+d)^3}{3} \cdot d + \frac{d^4}{12} \right]. \quad (25)$$

$$y: \quad \frac{1}{6} \cdot q \cdot [(c+d)^3 - d^3] - \frac{1}{2} \cdot R_D \cdot c^2 + \bar{T}_C - \bar{T}_D = 0. \quad (26)$$

$$\cup C: \quad \frac{1}{2} \cdot q \cdot \left[\frac{(c+d)^4}{4} - \frac{(c+d)^3}{3} \cdot d + \frac{d^4}{12} \right] - \frac{1}{3} \cdot R_D \cdot c^3 + \bar{T}_C \cdot c = 0. \quad (27)$$

20.4 Uvolnění čtvrté části fiktivního nosníku

Zde je již parabola ve vrcholu tečná, a proto je možné sestavit výpočet bez použití integrace. Síla je určena na základě obsahu plochy pod parabolou a moment na základě obsahu a těžiště plochy pod parabolou.



Obrázek 40 Uvolněný čtvrtý úsek fiktivního nosníku pro 3x staticky neurčitou úlohu.

$$y: \quad \frac{1}{6} \cdot q_p \cdot d^3 + \overline{T}_D + \overline{R}_{Ey} = 0. \quad (28)$$

$$\curvearrowright D: \quad \overline{M}_E + \overline{R}_{Ey} \cdot d + \frac{1}{24} \cdot q_p \cdot d^4 = 0. \quad (29)$$

20.5 Řešení soustavy rovnic

Celkem jsem získal 10 rovnic. Těmito rovnicemi jsou dvě rovnice rovnováhy reálného nosníku a osm rovnic rovnováhy fiktivního nosníku. Přičemž společně s fiktivními reakcemi mám 10 neznámých, kterými jsou M_A , R_A , R_B , R_C , R_D , T_B , T_C , T_D , R_{Ey} , M_E . Tedy získal jsem deset rovnic pro deset neznámých a řešením této soustavy rovnic mohu určit potřebné reakce. Tuto soustavu by bylo možné řešit ručně pomocí matic, ale pro takto velkou soustavu rovnic je toto řešení již příliš pracné, a proto pro vyřešení soustavy využívám software Matlab.

Rovnice si přepíši do tvaru, kdy v levé části mám neznámé a v pravé části rovnice sílu. V tuto chvíli je možné rovnice přepsat do maticového zápisu, jehož předpis je znázorněn níže.

$$A \cdot x = b. \quad (30)$$

Tento zápis mohu upravit tak, abych z něj získal hodnoty, skrývající se ve vektoru x . Tato úprava spočívá ve vynásobení rovnice inverzní maticí A^{-1} zleva. Touto úpravou na levé straně osamostatním vektor neznámých a získám předpis pro jejich výpočet.

$$A^{-1} \cdot A \cdot x = A^{-1} \cdot b. \quad (31)$$

$$x = A^{-1} \cdot b. \quad (32)$$

Po úpravě rovnic, přepisu do maticového tvaru a vytvoření skriptu v softwaru pro výpočet získávám výpočtový program, ve kterém mohu modifikovat vzdálenosti podpěr a vyhodnocovat vliv na jejich zatížení. Z varianty s jednou sklopnou podpěrou plynulo,

že nejhorším stavem je, pokud je luneta blízko rotátoru. V tomto případě budu tedy uvažovat, že luneta je právě ve vzdálenosti 0,75 m od rotátoru a budu hledat co nejoptimálnější umístění zbylých dvou podpěr.

Tabulka 3 Zatížení při využití dvou podpěr.

L=6 m.		a=0,75 m.				
b	c	M _A	R _{Ay}	R _B	R _C	R _D
1	1	141	-425	2721	-5524	7676
1	2	45	-39	1539	-589	3537
1	3	-86	485	-67	1945	2085
1	4	-213	989	1611	3702	1367
1	4,5	-269	1216	-2306	4401	1136
2	1	126	-366	1919	-1173	4068
2	2	64	-115	1444	1245	1873
2	3	-27	247	760	2346	1094
2,5	2,5	84	-198	1588	2139	919
3	1	224	-757	2486	1211	1507
3	2	198	-652	2321	2084	691
4	1	419	-1537	3604	2626	-246

20.6 Vyhodnocení

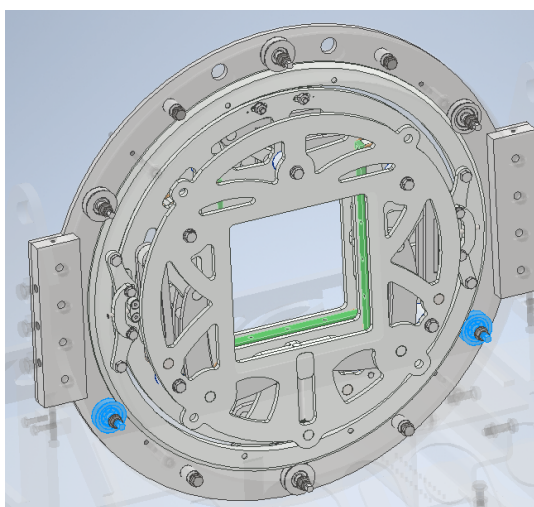
Ze získaných hodnot nejlépe vycházejí tři varianty, v tabulce 3 zvýrazněné zelenou barvou. Nejnižší zatížení podpěr, lunety a rotátoru by bylo při variantě $b=2\text{ m}$ a $c=2\text{ m}$, kde nejvyšší zatížení je na podpěře R_D , nižší než 1900 N. Když si toto rozložení převedu do modelu, vznikne mi problém při vzdálenosti lunety od rotátoru pohybující se kolem 4 metrů. V tomto místě by pravděpodobně vznikl problém, kde by kvůli případné kolizi s lunetou nemohla být vysunuta ani jedna podpěra a celou tíhu by zde tedy přenášela luneta. Z výpočtu s jednou podpěrrou je známo, že zachycovaná síla by dosahovala hodnoty 3150 N.

Ze zástavbových rozměrů by měly být vyhovující obě zbylé varianty. Ale varianta, kdy $b=2\text{ m}$ a $c=3\text{ m}$ je v tomhle ohledu lepší, i přes fakt, že má nejvyšší hodnotu zatížení, a to na podpěře $R_C=2346\text{ N}$. Pro ověření největšího zatížení na lunetě jsem si sestavil výpočtový model ještě pro dvě podpěry, tedy lunetu a jednu podpěru, abych ověřil

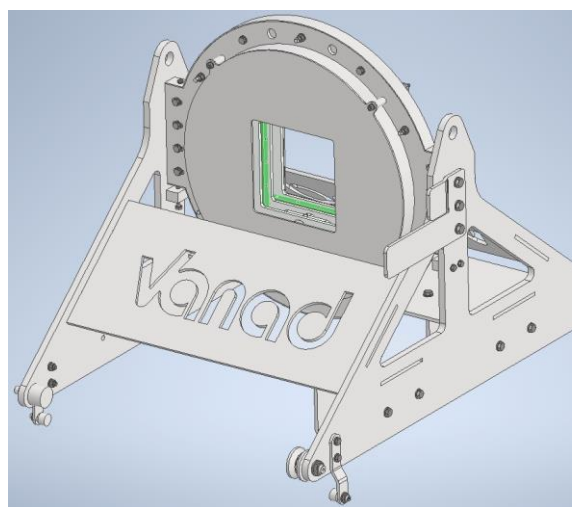
zatížení ve stavu, kdy lunetě dopomáhá pouze jedna podpěra. Z tohoto výpočtového modelu mi vyšlo, že nejvyšší zatížení lunety by mělo být 2949 N.

21 Koncept lunety

Základním prvkem lunety je upínací mechanismus, přes který je trubka stažena a přes kterou se smýká po čelistech z materiálu s nízkým součinitelem tření. Tento mechanismus je uložen ve vodících rolnách, kterých je po obvodu celkem šest, z čehož dvě jsou centricky uloženy a zbylé čtyři excentricky, viz. obrázek 41, kde centrické rolny jsou označeny modře. Tyto rolny jsou od firmy Umakov a konkrétně se jedná o typ H/06V-60 [18]. Montáž je taková, že se mechanismus vloží na centricky uložené rolny a těmi excentrickými se poté donastaví vůle. Samotné rolny jsou uchyceny ve dvou obručích a staženy. V horní části obruče jsou dále umístěny dva manipulační otvory sloužící k snazší montáži celé lunety. Mezi obručemi jsou zároveň umístěny stavící bloky, kterými je možné mírně donastavit šířku bočnic, které jsou přes tento blok také upnuty. Samotný mechanismus je chráněn proti vnějším vlivům zakrytváním, kde z přední a zadní strany je za tímto účelem umístěno ochranné víko a po obvodu je chráněn krycím plechem.



Obrázek 41 Obručové uchycení mechanismu.

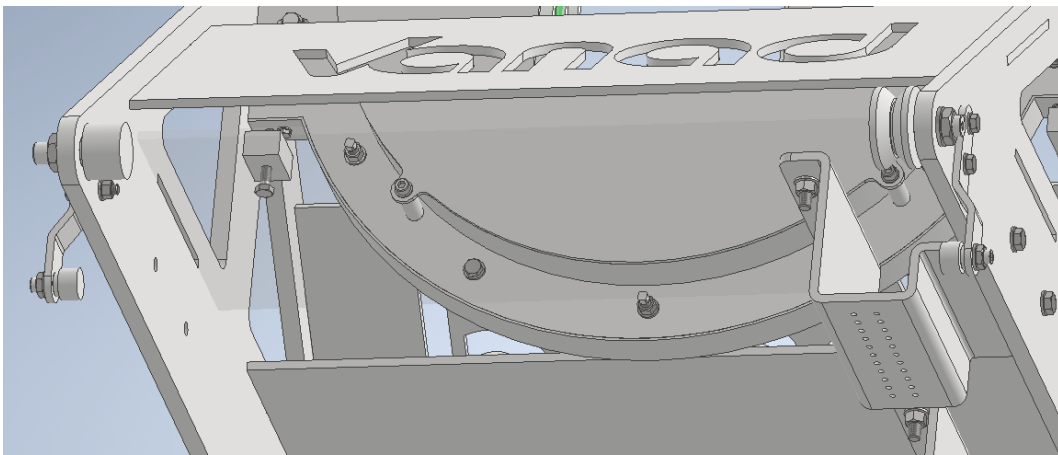


Obrázek 42 Luneta.

Nosnou částí celé lunety jsou dvě bočnice, které jsou staženy přes upínací blok k obručovému uchycení mechanismu. V bočnicích jsou pro upnutí drážky, sloužící pro možné donastavení výšky lunety vůči ose sklíčovla rotátoru. Pozici šroubu v drážce, a tedy i výšku lunety je možné nastavovat pomocí odtlačovacího šroubu působícího na spodní část obručového uchycení. Celá konstrukce je zároveň zpevněna čtyřmi příčnými vzpěrami. Ve spodní části bočnic jsou uloženy vodící rolny, kde na jedné straně jsou s tvarovým stykem, které slouží k zamezení možného pohybu do boku a na druhé straně

pouze podpěrné rolny, aby soustava nebyla převazbená. Aby nemohlo dojít k vyskočení lunety z vodících kolejnic je luneta vybavena podpěrnými rolnami, které zabraňují případnému pohybu ve vertikálním směru. Tyto rolny jsou od firmy T.E.A Technik. Tvarovaná rolna nese označení HPV62, vodící rolna HPC62 a podpěrná rolna HPC35 [19].

Pohon lunety je realizován pomocí řetězového pohonu nataženého po celé délce lože. Řetěz je modifikován pomocí přichycovacích článků, pomocí kterých je připevněn k samotné lunetě a umožňuje tedy její řízený pohyb ve směru osy řezané trubky.



Obrázek 43 Uchycovací plech řetězu a ladící šroub výšky lunety.

21.1 Detekce polohy lunety

Umístění lunety, respektive její pohyb je zapotřebí hlídat vůči pohybu pálicího ramena, a především samotné pálicí hlavy. Důvodem je případná kolize lunety právě s pálicí hlavou. Je tedy nutné určit, kdy se pálicí hlava nebezpečně blíží lunetě a dát signál řídicímu systému, ať na to adekvátně zareaguje. Tedy zpomalí a následně i zastaví. Pokud je zapotřebí dostat se s pálicí hlavou za lunetu, je nutné pálicí hlavou odjet v příčném směru a poté teprve konat pohyb za lunetu.

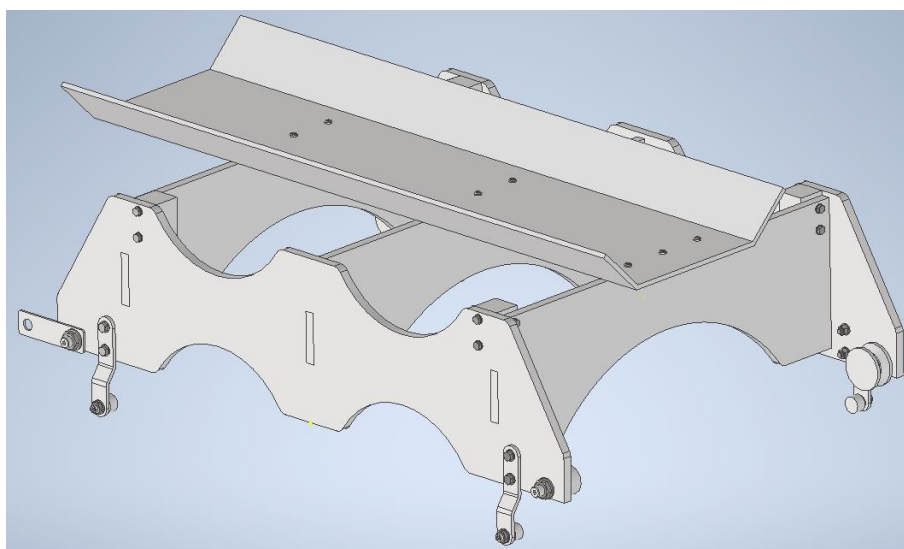
Určení pozice lunety je provedeno pomocí detekčního plechu umístěného na lunetě a kapacitními snímači polohy umístěnými na konstrukci pálicího stroje. Plech má dvě délky. Pokud první snímač najeden na delší plech, tak řídicí systém dostane informaci, že se pálicí hlava blíží k lunetě a je zapotřebí zpomalit a přestat se přibližovat vůči sobě. V případě, že by se pálicí hlava z nějakého důvodu přiblížila více, dostane se druhý senzor nad kratší plech a vyšle signál do řídicí jednotky, aby ihned zastavila vzájemný pohyb pálicího ramena vůči lunetě.



Obrázek 44 Detekční plech polohy lunety.

22 Vozík na výpalky

Vozík na výpalky je důležitou součástí celého zařízení a slouží k zabránění vpádu výpalku do prostoru rámu, v horším případě do prostoru řetězového pohonu či pohonu podpěr. Vozík je tvořen dvěma bočnicemi spojenými rozpěrnými plechy. Tyto plechy jsou vytvarovány, aby nemohlo dojít ke kolizi se zasunutou podpěrrou. Do těchto plechů je přišroubována korba vozíku. Vozík má stejným způsobem rozmístěné vodící i přidržovací rolny jako luneta. V přední části vozíku jsou umístěny připojovací plechy k lunetě.



Obrázek 45 Vozík na výpalky.

23 Pohon lunety

Pohon bude realizován pomocí řetězového převodu, poháněného servomotorem. Servomotor musí mít výkon takový, aby dokázal v každém okamžiku pohnout s lunetou potřebnou rychlostí a zrychlením. Pohon musí tedy překonat dynamickou sílu od lunety,

dále třecí sílu vyvolanou sevřením mezi čelistmi lunety a trubkou a sílu vyvozenou valivým odporem mezi rolkami lunety a kolejkami.

Jako dodavatele řetězových kol i řetězu a potřebného příslušenství jsem zvolil firmu Haberkorn. Řetězové kolo jsem volil tak, aby bylo určeno pro svěrné upínací pouzdro Taper Lock, pro jeho snadnou montáž. Vybrané řetězové kolo je jednořadé s označením 3/8" x 7/32", jehož výpočtový průměr je 115,34 mm, má 38 zubů a je určen pro pouzdro typu TL1210. Potřebný řetěz je jednořadý válečkový s označením 06 B-1 dle DIN ISO a s obchodním označením 3/8" x 7/32" [20].

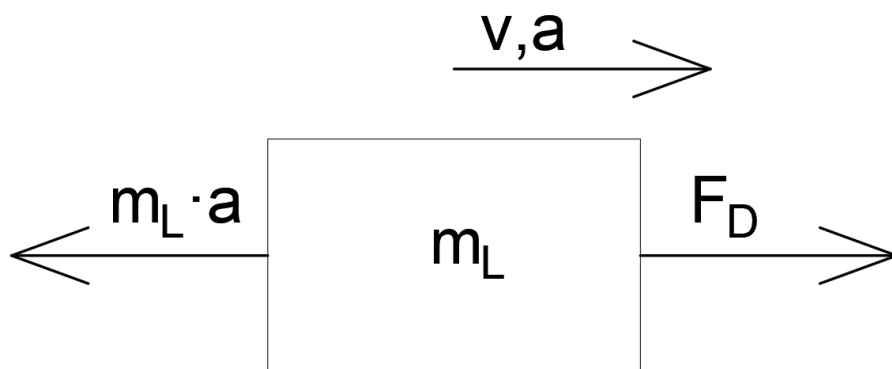


Obrázek 46 Řetězové kolo [20].

Obrázek 47 Pouzdro Taper Lock [20].

23.1 Výpočet pohonu

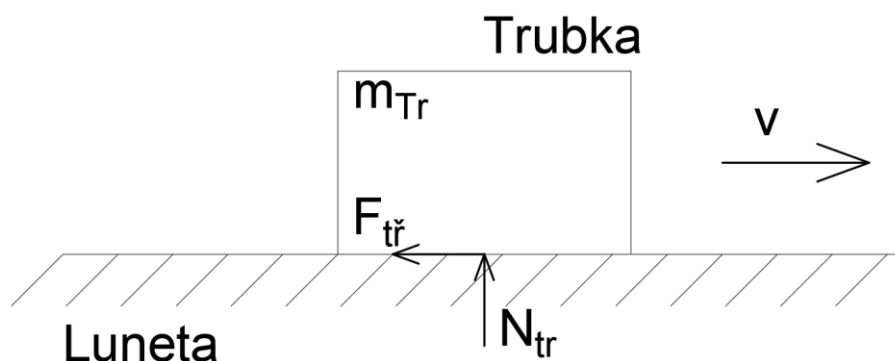
První sílu, kterou určuji je dynamická síla. K tomu využívám schéma znázorněné na obrázku 48. Dynamická síla je síla působící proti směru zrychlení. Je dána právě tímto zrychlením a hmotností zrychlované hmoty. Touto hmotou je pro mě hmotnost lunety, s kterou má být pohybováno. Její hmotnost je cca. 475 Kg a je nutné k ní ještě přičíst hmotnost stolu na výpalky, který je s lunetou spřažen a jehož hmotnost dle 3D modelu je cca 310 Kg. Celkem by tedy mělo být pohybováno s hmotností přibližně 785 Kg. Co se zrychlení týče, zde počítám s maximálním zrychlením, kterým se pohybuje samotný pálicí stroj Bluester, které je $1,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$. Tohoto zrychlení na lunetě pravděpodobně nebude dosahováno, protože luneta se nebude vždy pohybovat společně s portálem pálicího stroje, ale bude mít určité rozpětí, v němž pokud se bude pálicí hlava pohybovat tak bude luneta stát nebo se pouze pomalu přibližovat.



Obrázek 48 Schéma pro určení dynamické síly.

$$F_D = m_L \cdot a_s = 785 \cdot 1,5 = 1178 \text{ N.} \quad (33)$$

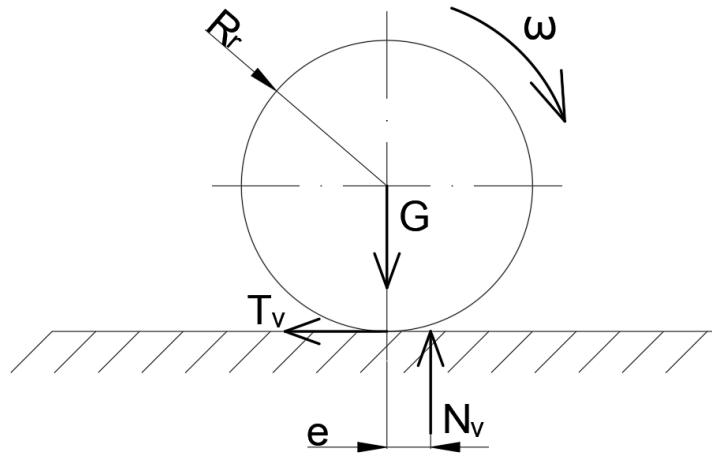
Další sílu, kterou bude muset pohon být schopen přenášet je třecí síla mezi lunetou a trubkou. Ta je dána tíhou trubky v daném místě, respektive zatížením lunety, které jsem určoval dříve v této práci. Bylo zjištěno, že nejvyšší zatížení je 2949 N, kde pro naddimenzování pohonu zaokrouhluji sílu na 3000 N. Druhým parametrem nutným pro určení třecí síly je koeficient tření. Čelisti upínacího mechanismu lunety jsou vyrobeny z materiálu od firmy Murtfeld, přičemž konkrétně se jedná o materiál nazvaný jako „S“ zelený, jehož koeficient tření, dle jeho technického listu, vůči oceli je 0,2 [21].



Obrázek 49 Schéma pro určení třecí síly mezi lunetou a trubkou.

$$F_{tř} = f_M \cdot N_{tr} = 0,2 \cdot 3000 = 600 \text{ N.} \quad (34)$$

Poslední síla, která by mohla mít nějaký nezanedbatelný vliv a působí proti směru pohybu lunety je síla způsobená odporem proti valení rolny po kolejnici. Při určování této síly vycházím ze schématického obrázku 50. Nejprve je nutné si určit působící normálovou sílu. Následně z rovnováhy momentů sil si mohu vyjádřit tečnou sílu a tu dopočítat. Tímto způsobem získávám sílu od jedné rolny a musím tedy tuto sílu vynásobit počtem rolem. Rameno valivého odporu e je dle strojnických tabulek 0,5 pro kontakt ocelového kola a kolejnici [22].



Obrázek 50 Schéma pro určení síly způsobené odporem proti valení.

$$N_v = \frac{N_{tr} + m_L \cdot g}{4} = \frac{3000 + 785 \cdot 9,81}{4} = 2675 \text{ N.} \quad (35)$$

$$M_v = N_v \cdot e = T_v \cdot R_r. \quad (36)$$

$$T_v = \frac{N_v \cdot e}{R_r} = \frac{2675 \cdot 0,5}{50} = 26,8 \text{ N.} \quad (37)$$

$$T_{v4} = 4 \cdot T_v = 4 \cdot 26,8 = 107,2 \text{ N.} \quad (38)$$

Poté co jsem určil všechny síly působící proti pohybu lunety je sečtu a tím určím celkovou sílu. Následně určím přenášený moment řetězovým kolem a poté již na základě úhlové rychlosti určím přenášený výkon. Úhlová rychlost vychází z rychlosti pálicího stroje, která je $0,71 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ a poloměru řetězového kola, který je $57,5 \text{ mm}$.

$$F_C = F_D + F_{tř} + T_{v4} = 1178 + 600 + 107,2 = 1885,2 \text{ N.} \quad (39)$$

$$M_C = F_C \cdot R_{\check{R}K} = 1885,2 \cdot 0,0575 = 108,4 \text{ N} \cdot \text{m.} \quad (40)$$

$$\omega_{\check{R}K} = \frac{v_s}{R_{\check{R}K}} = \frac{0,71}{0,0575} = 12,3 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}. \quad (41)$$

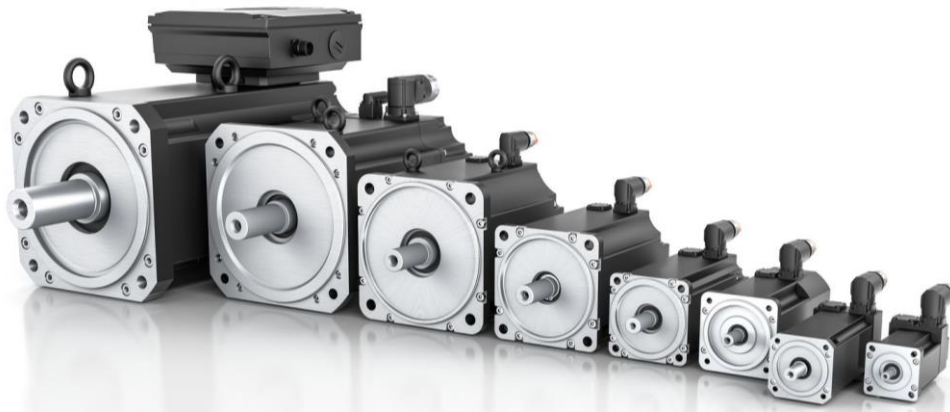
$$n_{\check{R}K} = \frac{\omega_{\check{R}K}}{2 \cdot \pi} = \frac{12,3}{2 \cdot \pi} = 2 \text{ s}^{-1} = 120 \text{ min}^{-1}. \quad (42)$$

$$P_p = M_C \cdot \omega = 108,4 \cdot 12,3 = 1338 \text{ W} = 1,34 \text{ kW.} \quad (43)$$

Z výpočtu vyplývá, že navržený servopohon musí mít příkon vyšší než $1,34 \text{ kW}$. Dále je z výpočtů patrné, že moment, který je nutné přenést na řetězové kolo je celkem vysoký a zároveň otáčky tohoto kola jsou velice nízké, a proto je dobré zařadit mezi samotný servomotor a řetězové kolo převodovku. Výhodou tohoto řešení je, že jsou mnohem lépe využity parametry daného servomotoru, bude se provozovat při vyšších otáčkách a zároveň nebude muset přenášet tak vysoký kroutící moment, tedy bude využit výrazně menší servomotor.

23.2 Volba servopohonu

Po domluvě s firmou Vanad vybírám pohon i převodovku od firmy B&R, jejichž pohonné jednotky již využívají, a proto je vhodné v návrhu využít pohon stejného výrobce. Nejčastěji využívají servomotory řady 8LSA, ze kterých budu výběr také provádět. Návrh jsem započal tak, že jsem v katalogu planetových převodovek prozkoumal, v jakých převodových poměrech převodovky nabízí. Poté jsem zjistil, v jakých hodnotách se pohybují nominální otáčky nabízených servomotorů a následně na základě vypočtených otáček řetězového kola a převodových čísel jsem se pokoušel přiblížit do daného rozsahu nominálních otáček.



Obrázek 51 Servopohony řady 8LSA [23].

$$i_p = \frac{n_{SP}}{n_{\check{R}K}}. \quad (44)$$

$$n_{SP} = i_p \cdot n_{\check{R}K} = 25 \cdot 120 = 3000 \text{ min}^{-1}. \quad (45)$$

Jako nejlepší převodový poměr mi vyšel převod $i=25$, díky němuž budou maximální otáčky servomotoru přibližně 3000 min^{-1} a tedy hledám motor s nominálními otáčkami 3000 min^{-1} , kde tyto motory mají výrazně větší maximální otáčky, a tedy i případné vyšší otáčky by byly splnitelné. Následně je nutné si určit potřebný kroutící moment na výstupu servomotoru a poté již mohu zvolit konkrétní pohon.

$$M_{SP} = \frac{M_C}{i_p} = \frac{108,4}{25} = 4,3 \text{ N} \cdot \text{m}. \quad (46)$$

Nejlépe mi vyšel servomotor 8LSA44.DA030D200-3, jehož technické parametry jsou uvedeny v tabulce 4 a splňují požadované parametry i s určitou rezervou.

Tabulka 4 Servopohon 8LSA44.DA030D200-3 [23].

Motor		
Nominální otáčky	n_N [min^{-1}]	3000
Nominální moment	M_N [$\text{N}\cdot\text{m}$]	4,62
Nominální výkon	P_N [W]	1451
Nominální proud	I_N [A]	2,8
Maximální otáčky	n_{max} [min^{-1}]	12000
Maximální moment	M_{max} [$\text{N}\cdot\text{m}$]	22,8
Maximální proud	I_{max} [A]	21,9
Moment setrvačnosti	J [$\text{Kg}\cdot\text{cm}^2$]	2,73
Hmotnost bez brzdy	m [Kg]	5,4
Brzda		
Přídržný moment	M_{Br} [$\text{N}\cdot\text{m}$]	8
Moment setrvačnosti brzdy	J_{BR} [$\text{Kg}\cdot\text{cm}^2$]	0,69
Hmotnost brzdy	m [Kg]	1
Příslušenství		
Encoder	DA 2.2 inductive 32-line single turn	

23.3 Volba převodovky

Podle zvoleného převodového čísla hledám převodovky s touto hodnotou a následně je porovnávám mezi sebou tak, aby zároveň splňovali zvolené parametry, kterými jsou kroutící moment a otáčky. Z katalogu tedy volím planetovou převodovku 8GP40-080--025S2L4, jejichž technické parametry jsou uvedeny v tabulce 5.

Tabulka 5 Převodovka 8GP40-080--025S2L4 [23].

Převodovka		
Převodový poměr	i	25
Nominální výstupní moment	T_{2N} [N·m]	110
Maximální výstupní moment	T_{2max} [N·m]	176
Max. průměrné otáčky při 50 % T_{2N}	$n_{1N50\%}$ [min ⁻¹]	4000
Max. průměrné otáčky při 100 % T_{2N}	$n_{1N100\%}$ [min ⁻¹]	4000
Max. radiální síla při 20000 h.	F_{r20max} [N]	750
Max. axiální síla při 20000 h.	F_{a20max} [N]	1000
Maximální otáčky	n_{1max} [min ⁻¹]	7000
Moment setrvačnosti	J_1 [Kg·cm ²]	0,44
Hmotnost	m [Kg]	2,6

23.4 Řetězový pohon

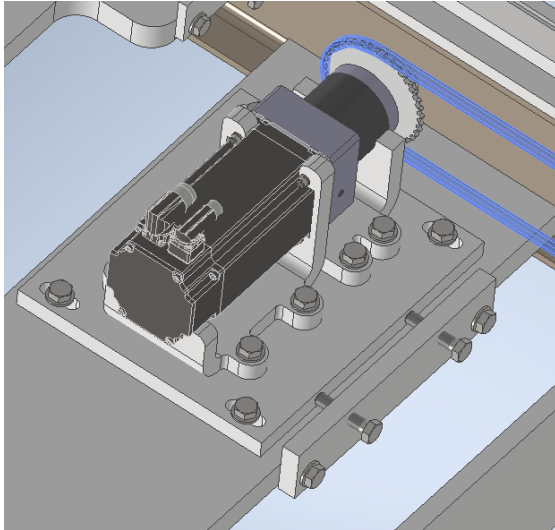
Tím, že není důvodem přenést a změnit vstupní parametry, tedy otáčky a moment z hnacího na hnané řetězové kolo, ale pomocí řetězu pohybovat s připnutým komponentem, tedy lunetou, není nutné a ani výhodné využívat jiný převodový poměr než 1:1. Důležitými parametry pro případné objednání řetězu je jeho délka L_p , popřípadě počet článků řetězu j_p .

$$a_p = 6620 \text{ mm.} \quad (47)$$

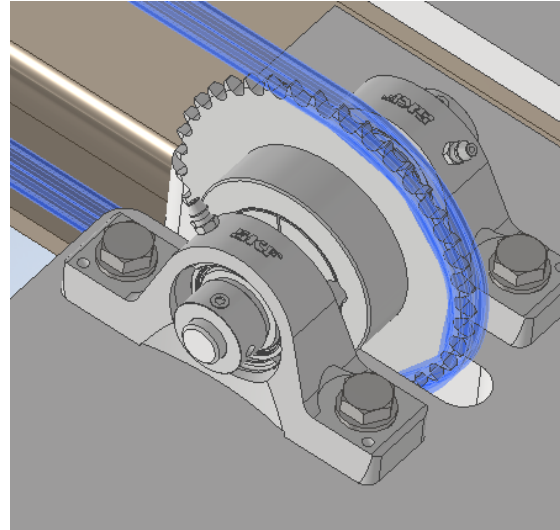
$$L_p = 2 \cdot a_p + 2 \cdot \pi \cdot R_{\check{R}K} = 2 \cdot 6620 + 2 \cdot \pi \cdot 57,5 = 13602 \text{ mm.} \quad (48)$$

$$j_p = \frac{L_p}{p_p} = \frac{13602}{9,525} = 1428 \text{ článků.} \quad (49)$$

Hnací řetězové kolo je uchyceno přímo na hřídel servopohonu, resp. planetové převodovky za pomoci těsného pera. Samotný pohon je uchycen přes upínací stojany k napínací desce. Ta slouží k napnutí řetězu, čehož je docilováno pomocí odtlačovacích šroubů. Samotná deska je přes drážky chycena k rámu. Hnané řetězové kolo je uchyceno přes hřídel v ložiskových domcích. Ty jsem zvolil od firmy SKF, kde se jedná konkrétně o typ SKF SY 15 [24].

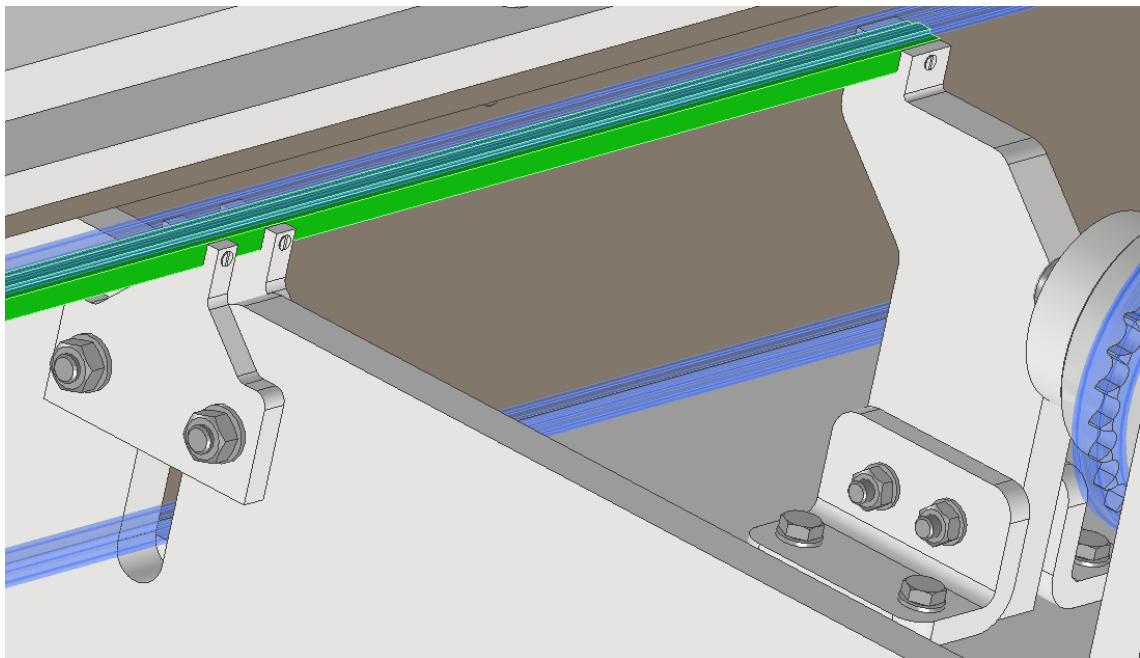


Obrázek 52 Uchycení hnacího kola a pohonu.



Obrázek 53 Uchycení hnaného kola.

Řetěz se pohybuje na velké délce, a proto je nutné tažnou větev podepřít podpěrnými lištami. Ty lze pořídit také od firmy Haberkorn, kde je dodávají v délce dvou metrů [20]. V konstrukci využívám dvou těchto podpěrných vedení, které jsou uchyceny přes podpěrné plechy ke vzpěrám rámu. Každá lišta je chycena na čtyřech místech.



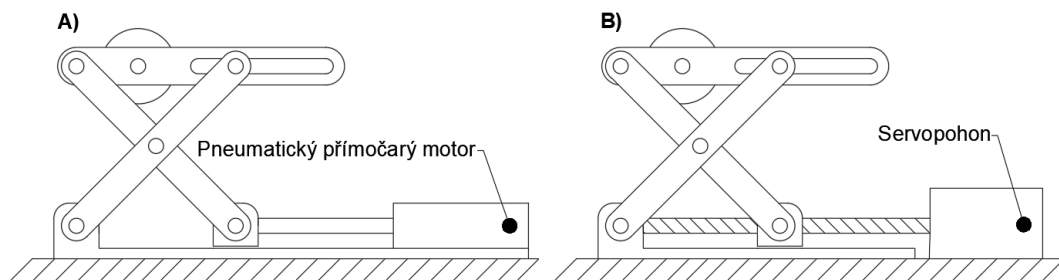
Obrázek 54 Vodicí lišty a jejich uchycení.

24 Sklopné podpěry

Jak bylo ověřeno v dřívější kapitole, podpěry jsou nutnou součástí celé konstrukce. Problém nastává v tom, že je nutné tyto podpěry sklopit tak, aby luneta byla schopna nad nimi přejet. Je tedy zapotřebí, aby podpěra byla uložena v prostoru uvnitř rámu, mezi bočnicemi a určitým pohonem či mechanismem sklápěna do potřebné polohy.

Způsobů sklápění je celá řada, ale každá má určité své výhody a nevýhody. Z možných řešení jsem vybral čtyři způsoby, resp. dvě principiální varianty, kde každá má dvě variace pohonu.

Prvním typem je nůžkový způsob zvedání. Zde jsem se inspiroval v nůžkových zvedacích automobilů. Princip je takový, že zvedák má dvě ramena uprostřed spojené čepem, a následně je jedno rameno na spodní části rotačně uloženo a druhé rameno posuvně. V horní části je zvedací rám, ke kterému jsou ramena připevněna stejným způsobem, ale tentokrát opačně. Tedy každé rameno je chyceno na jedné straně rotačně a na opačné straně posuvně. Součástí zvedacího rámu je podpěrný válec sloužící k podepírání trubky. Toto řešení je možné pohánět různými způsoby. Ze všech možných způsobů zde uvádím dva, a to konkrétně pohon pomocí pneumatického přímočarého motoru a využití servopohonu a pohybového šroubu.

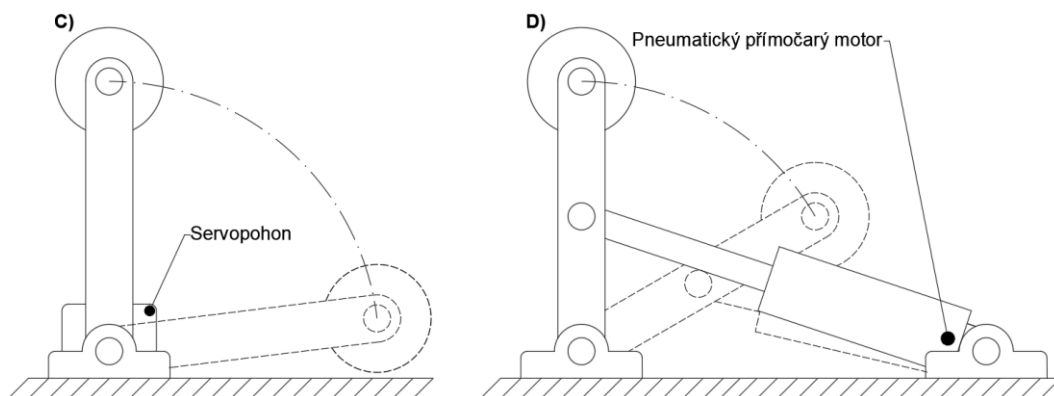


Obrázek 55 Nůžkový způsob zvedání.

Druhý typ sklápění je v principu výrazně jednodušší. Jedná se pouze o jedno rameno, které je na jednom konci rotačně uchyceno v ložiskových domcích a na druhém konci ramena je upevněn podpěrný válec. Hlavním problémem tohoto řešení je udržet rameno při vysunutí ve svislé poloze.

První možný způsob natáčení ramena je pomocí servopohonu. Zde je problém udržení horní pozice ramena nejvýraznější. U tohoto řešení je nutné využít servopohon s brzdou, aby s jejím využitím bylo možné tuto horní pozici udržet. Dále zde jsou velké nároky na daný servopohon, především na moment, který především při rozjezdu ze spodní pozice bude veliký.

Druhý způsob sklápění ramena je využití pneumatického přímočarého motoru uchyceného k tělu ramena. Zde problém s držením horní pozice prakticky odpadá. Hlavním nedostatkem tohoto řešení je nemožnost sklopení ramena do nižších poloh. Úhel sklopení je dán konstrukcí a uchycením pneumatického přímočarého motoru a pod určitý úhel se podpěra nedokáže sklopit.



Obrázek 56 Sklopné rameno.

24.1 Volba způsobu sklápění

Nůžkový způsob zvedání má složitější konstrukci oproti sklopnému ramenu, a zároveň má horší zástavbový prostor. Především z důvodu zástavbového prostoru je pro mé řešení výhodnější využít sklápění pomocí rotačně uloženého ramena.

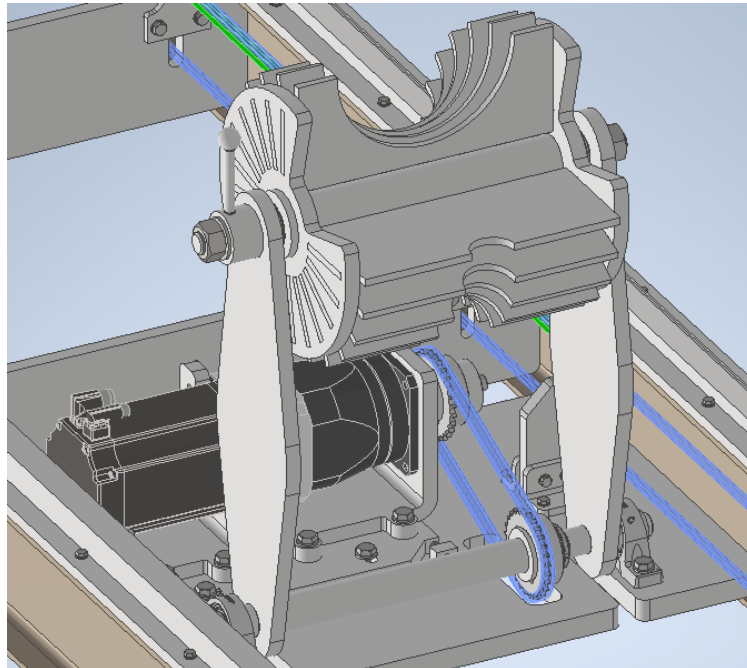
Z pohledu pohonu je výhodnější využít k polohování podpěry pneumatický píst. Tím, že nastavení velikosti podepírané trubky je dáno podpěrným válečkem, je zapotřebí polohovat podpěru pouze ve dvou pozicích, a to zasunutá a vysunutá. Pozicování pístem je rychlejší, konstrukce jednodušší a levnější. Výraznou nevýhodou v tomto případě je zástavbový prostor. Při využití sklopného ramena polohovaného pneumatickým pístem nelze rameno sklopit do nulové polohy, tedy bude ve spodní poloze pod určitým úhlem daným konstrukcí podpěry. Z tohoto důvodu pro sklápění volím pohon pomocí servopohonu, jehož hlavní nevýhodou je jeho vyšší cena.

24.2 Koncept sklopné podpěry

Podpěrný válec sklopné podpěry je inspirován průzkumem možných řešení, který je popsán v dřívější části této práce. Pro výrazné zjednodušení je válec tvořen plechovými segmenty s postupně zmenšujícím se průměrem dosedacího místa. K tomuto konceptu došlo na základě spolupráce s firmou Vanad, kde nad podobným způsobem řešení také přemýšlejí. Rozsah možných podpíraných trubek je od průměru 60 mm do průměru 250 mm a tento rozsah platí i pro profily, kdy jejich úhlopříčka musí být v tomto rozsahu.

Tyto segmenty jsou uloženy do bočnic, která je přes drážkování spojena s hřídelí. Celý válec je pomocí hřídele a pojistných matic stažen. Tato hřídel podpěrného válce je poté uložena do ramen sklopné podpěry, ve kterých je možné pomocí páky polohovat daný válec a poté maticemi danou polohu zajistit. Spodní část ramen je přes drážkování spojena s hřídelí uloženou v ložiskových domcích od firmy SKF. Konkrétně se jedná o

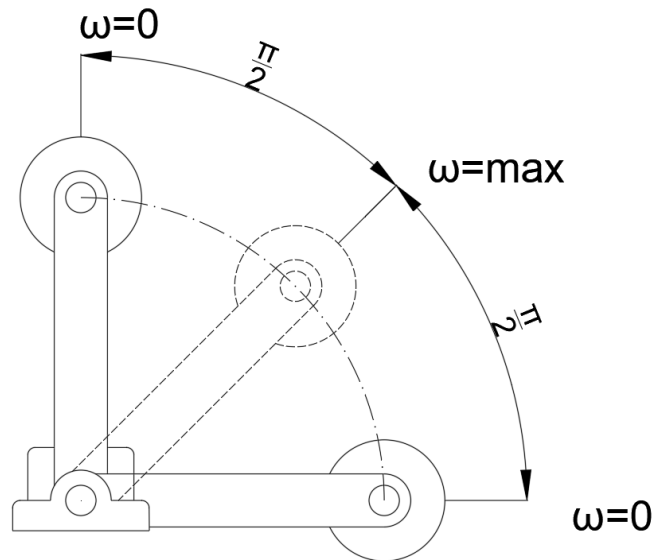
typ SKF SY 30 [24]. Tato hřídel má na sobě přes pero a pouzdro Taper Lock uchyceno řetězové kolo. Jedná se o řetězové kolo a pouzdro od firmy Haberkorn. Konkrétně se jedná o řetězové kolo s obchodním označením 1/2" x 5/16", jehož počet zubů je 28 a výpočtový průměr je 113,42 mm. Toto kolo je určeno pro pouzdro Taper Lock TL2012 [20]. Přes řetěz je toto řetězové kolo poháněno dostatečně naddimenzovaným servopohonom. Tento pohon je uložen na napínací desce, která slouží k napnutí řetězu a je odtlačována pomocí šroubů. Deska je přes drážky chycena k rámu.



Obrázek 57 Sklopná podpěra.

24.3 Výpočet pohonu sklápění

Pro určení potřebného pohonu je zapotřebí si v první řadě určit kinematiku pohybu ramene s opěrným válcem. Jedná se o rotační pohyb, jehož rozsah je 90° . Pohyb bude takový, že v dolní pozici bude úhlová rychlost nulová a postupně bude narůstat konstantním zrychlením, až v polovině pohybu, tedy při úhlu 45° , dojde k maximální rychlosti a odtud se začne pohyb rovnoměrně zpomalovat až do horní pozice kde bude úhlová rychlost znovu nulová. Úhlové zrychlení bude v prvním úseku konstantní a v druhém bude totožné, ale s opačným znaménkem, tedy nebude docházet ke zrychlování pohybu, ale ke zpomalování.



Obrázek 58 Kinematika sklápění podpěry.

$$\alpha_p = konst. \quad (50)$$

$$\omega_p = \int_0^t \alpha_p \cdot dt = \alpha_p \cdot t \quad (51)$$

$$\varphi_p = \int_0^t \alpha_p \cdot t \cdot dt = \frac{1}{2} \alpha_p \cdot t^2. \quad (52)$$

$$\alpha_p = \frac{2 \cdot \varphi_p}{t^2}. \quad (53)$$

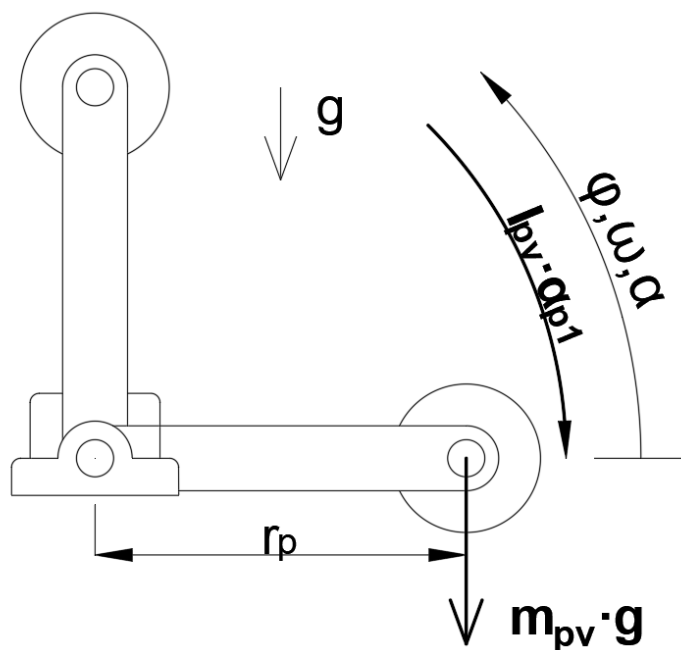
$$\alpha_{p1} = \frac{2 \cdot \pi}{4 \cdot t^2} = \frac{\pi}{2 \cdot t^2} = \frac{\pi}{2 \cdot 1,5^2} = 0,70 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2}. \quad (54)$$

$$\alpha_{p2} = -0,70 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2}. \quad (55)$$

$$\omega_{max} = \alpha_{p1} \cdot t = 0,7 \cdot 1,5 = 1,05 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}. \quad (56)$$

$$n_{max} = \frac{\omega_{max}}{2 \cdot \pi} = \frac{1,05}{2 \cdot \pi} = 0,17 \text{ s}^{-1} = 10 \text{ min}^{-1}. \quad (57)$$

Poté co je vyřešena kinematika systému, je nutné určit momenty, které bude muset pohon přenášet a následně určit i potřebný výkon. Největší problém je, že mechanismus je ve svislé rovině, a proto je nutné počítat i s momentem vyvolaným tíhou podpěrného válce na rameně podpěry. Tento moment bude největší právě při rozběhu z nulové polohy a postupně se bude zmenšovat. Při návrhu je tedy nutné počítat s nejhorsím stavem. Druhý moment, který bude nutné překonat je dynamický moment, působící proti směru úhlového zrychlení.



Obrázek 59 Zatížení pohonu podpěry.

$$M_{Gpv} = m_{pv} \cdot g \cdot r_p = 92 \cdot 9,81 \cdot 0,575 = 519 \text{ N} \cdot \text{m}. \quad (58)$$

$$I_{pv} = m_{pv} \cdot r_p^2 = 92 \cdot 0,575^2 = 30,42 \text{ Kg} \cdot \text{m}^2. \quad (59)$$

$$M_{Dpv} = I_{pv} \cdot \alpha_{p1} = 30,42 \cdot 0,7 = 21,2 \text{ N} \cdot \text{m}. \quad (60)$$

$$M_{Cp} = M_{Gpv} + M_{Dpv} = 519 + 21,2 = 540,2 \text{ N} \cdot \text{m}. \quad (61)$$

Maximální moment je ve spodní poloze, přičemž maximální úhlová rychlost v polovině pohybu, tedy v pozici, kdy rameno se základnou svírá úhel 45° . Při určování výkonu vycházím z maximálních hodnot i přesto, že to není úplně přesné, ale dostávám se do oblasti navýšení výkonu, což je výhodné.

$$P_{SP} = M_{Cpv} \cdot \omega_{max} = 540,2 \cdot 1,05 = 565,7 \text{ W} \doteq 0,57 \text{ kW}. \quad (62)$$

24.4 Volba servopohonu

Celkový moment potřebný k přenesení je příliš vysoký na to, aby to přenášel přímo servomotor, a proto je nutné využít převodovku, která umožní využít motor s nižším přenášeným momentem, který bude přes převodovku zvýšen na potřebnou hodnotu, při stejném výkonu pohonu. Z nabídky převodovek od firmy B&R se nabízejí převodovky s převodovým poměrem 64, při jejichž využití bude zapotřebí mít servomotor s přenášeným momentem $8,5 \text{ N} \cdot \text{m}$, což už je reálné. Z katalogu mi jako nejbližší možná varianta vyšel pohon 8LSA55.DA030D200-3, který bez problémů splňuje potřebný výkon a zároveň splňuje i nominální moment, který činí $11,6 \text{ N} \cdot \text{m}$.

Tabulka 6 Servopohon 8LSA55.DA030D200-3 [23].

Motor		
Nominální otáčky	n_N [min^{-1}]	3000
Nominální moment	M_N [$\text{N}\cdot\text{m}$]	11,6
Nominální výkon	P_N [W]	3644
Nominální proud	I_N [A]	7,1
Maximální otáčky	n_{max} [min^{-1}]	9000
Maximální moment	M_{max} [$\text{N}\cdot\text{m}$]	41,4
Maximální proud	I_{max} [A]	33
Moment setrvačnosti	J [$\text{Kg}\cdot\text{cm}^2$]	8,19
Hmotnost bez brzdy	m [Kg]	10,4
Brzda		
Přídržný moment	M_{Br} [$\text{N}\cdot\text{m}$]	15
Moment setrvačnosti brzdy	J_{BR} [$\text{Kg}\cdot\text{cm}^2$]	1,66
Hmotnost brzdy	m [Kg]	1,47
Příslušenství		
Encoder	DA 2.2 inductive 32-line single turn	

24.5 Volba převodovky

Podle zvoleného převodového čísla hledám převodovky s touto hodnotou a následně je porovnávám mezi sebou tak, aby zároveň splňovali zvolené parametry, kterými jsou kroutící moment a otáčky. Z katalogu volím planetovou převodovku 8GP60-142—064S2L5, jejíž technické parametry jsou uvedeny v tabulce 7. Tato převodovka by měla být schopna přenést na výstup maximální moment $720 \text{ N}\cdot\text{m}$. Tedy s dostatečnou rezervou dokáže přenést potřebný moment. Přičemž po natočení podpěry do cca. 30° je celkový moment potřebný na výstupu nižší jak nominální výstupní moment převodovky a po zbytek pohybu je převodovka provozována pod touto nominální hodnotou. Přičemž ze zastavbových důvodů není sklopená pozice lunety v 0° , ale přibližně ve 12° .

Tabulka 7 Převodovka 8GP60-142—064S2L5 [23].

Převodovka		
Převodový poměr	i	64
Nominální výstupní moment	T_{2N} [N·m]	450
Maximální výstupní moment	T_{2max} [N·m]	720
Max. průměrné otáčky při 50 % T_{2N}	$n_{1N50\%}$ [min ⁻¹]	3000
Max. průměrné otáčky při 100 % T_{2N}	$n_{1N100\%}$ [min ⁻¹]	2900
Max. radiální síla při 20000 h.	F_{r20max} [N]	12500
Max. axiální síla při 20000 h.	F_{a20max} [N]	15000
Maximální otáčky	n_{1max} [min ⁻¹]	6500
Moment setrvačnosti	J_1 [Kg·cm ²]	9,39
Hmotnost	m [Kg]	20,5

24.6 Řetězový pohon

Tím, že se motor s převodovkou nevejde do prostoru přímo pod sklopnou podpěrou, je nutné kroutící moment přenést pomocí řetězového převodu. Důležitými parametry, kromě typu řetězu, jsou délka a počet článků řetězu. Hodnoty tohoto řetězu jsou:

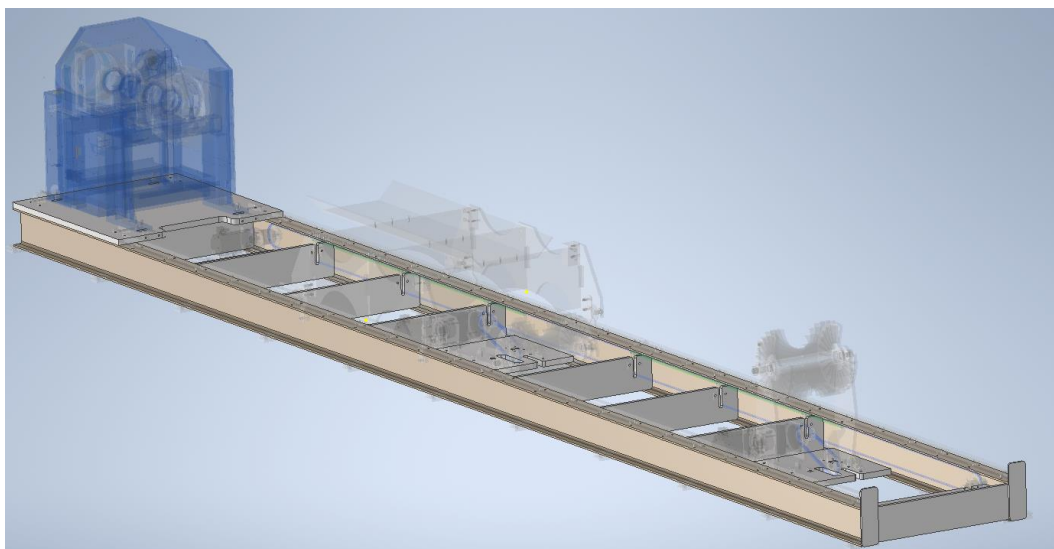
$$a_{sp} = 280 \text{ mm.} \quad (63)$$

$$L_{sp} = 2 \cdot a_{sp} + 2 \cdot \pi \cdot R_{\check{R}Ksp} = 2 \cdot 280 + 2 \cdot \pi \cdot 56,7 = 916 \text{ mm.} \quad (64)$$

$$j_{sp} = \frac{L_{sp}}{p_{sp}} = \frac{916}{12,7} = 72 \text{ článků.} \quad (65)$$

25 Rám zařízení

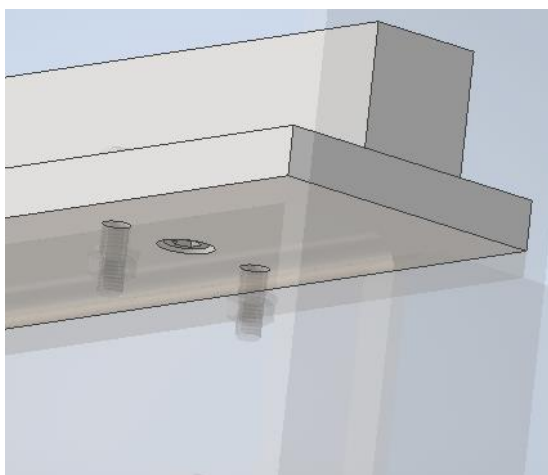
Tělo rámu je tvořeno dvěma profily průřezu IPE. Jedná se o profily IPE200 o délce 8000 mm. Označení tohoto profilu je: IPE 200 ČSN 42 5553–11.373.0–ČSN 42 0135.00. Dosedací plochy by bylo nutné obrobit, aby byla zajištěna rovinnost a požadovaná přesnost. Celý rám je spojen spojnicemi, vypálenými z plechu o potřebném tvaru. Zároveň na rám jsou připevněny dosedací plochy pro rotátor, pro uložení motoru, pro uložení hnaného řetězového kola a podpěr. Také je rám vybaven zarážkami zabraňujícími případné vyjetí lunety z kolejnic. Celý rám je svařen. Rám je následně přes patky upevněn do podlahy dané výrobní haly.



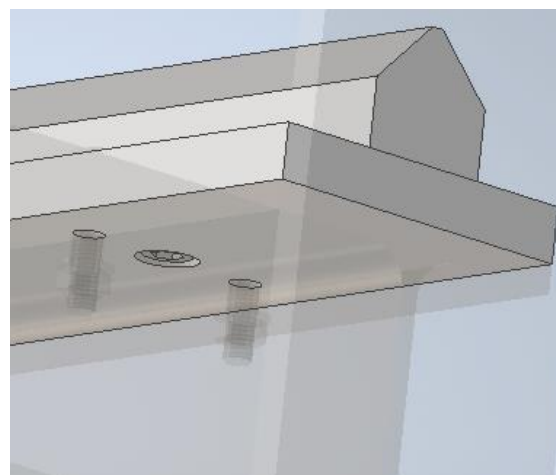
Obrázek 60 Rám zařízení.

25.1 Kolejnice

Tvarovaná kolejnice je od firmy T.E.A Technik a jedná se o typ L-TPV-1-3500 [19]. Ze spodní části jsou do ní vyvrtány otvory se závity a přes ně je k ní upevněno podstavné tělo kolejnice. Přes toto tělo je následně kompletní kolejnice montována k rámu. Druhá kolejnice je průřezu 40x40 mm a je připevněna stejným způsobem jako kolejnice tvarovaná. Kolejnice jsou dvě za sebou, tedy pokrývají délku 7 metrů.



Obrázek 61 Rovinná kolejnice.

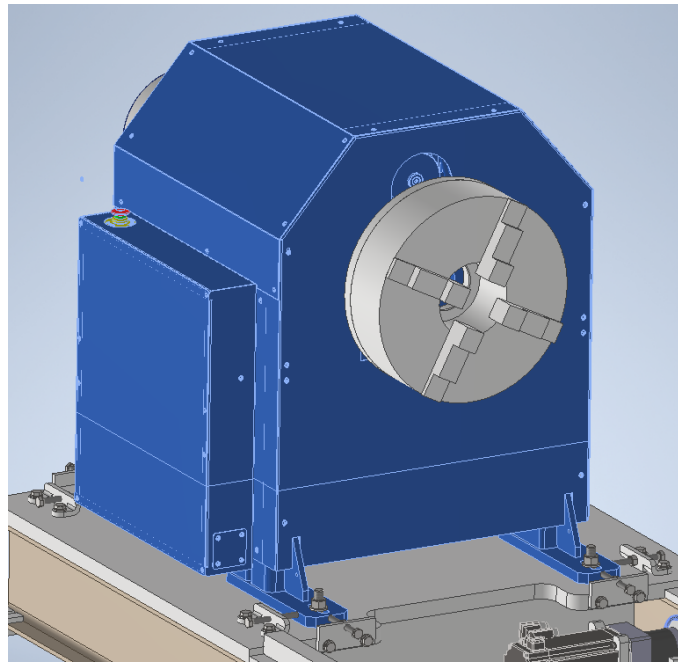


Obrázek 62 Tvarovaná kolejnice.

26 RotCut

Zařízení pro otáčení trubkou nevyvíjím, ale využívám již hotové řešení od firmy Vanad nesoucí název RotCut, které jen mírně upravuji. Toto zařízení je na rám připevněno přes šrouby, kdy na rámu jsou drážky v příčném směru a na RotCutu v podélném směru. Je tedy možné nastavit přesnou požadovanou polohu. Tuto polohu je možné

nastavovat pomocí stavících plechů se šrouby, které jsou umístěny vždy v každém rohu v obou směrech. Výhodou tohoto nastavení je to, že je možné si ve výrobě firmy Vanad nastavit přesnou polohu zařízení, stavící šrouby zafixovat pomocí matek a poté pro převoz k zákazníkovi Rotcut odmontovat a následně u zákazníka již jen připevnit zpět na danou pozici pomocí stavících šroubů, čímž odpadá složité donastavování u zákazníka.



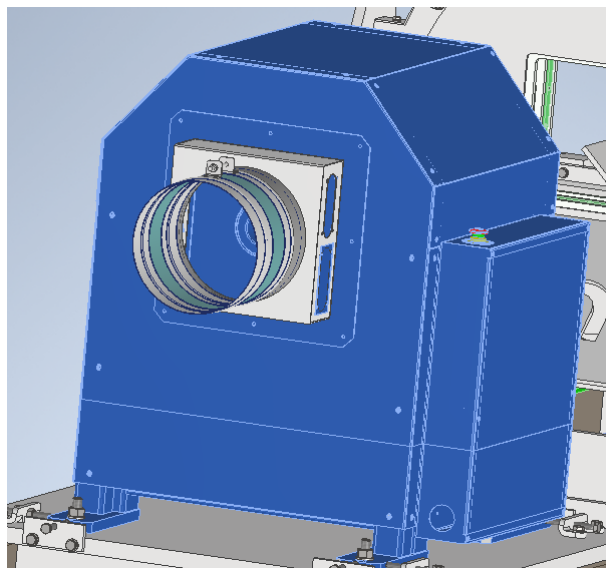
Obrázek 63 RotCut.

27 Odsávání

V základu jsou dvě možnosti, jak odsávat spaliny z místa pálení. První variantou je odsávat tyto spaliny skrz pálenou trubku, kde se využívá především odsávání skrze sklíčidlo rotátoru. Problematický stav tohoto řešení může nastat ve chvíli, kdy by byla trubka hodně prořezána a docházelo by k velkému úniku a v místě pálení by nebyl dosažen potřebný tah. Druhá varianta je vést odsávací potrubí/hadice přes rameno pálícího stroje k místu pálení. Nevýhodou tohoto řešení je problematická manipulovatelnost s odsávacími hadicemi, kde je nutné zajistit správné skladování hadic a vedení hadic tak, aby nemohly kolidovat s ostatními pohybujícími se prvky zařízení.

Po zvážení obou variant jsem došel k názoru, že výhodnějším řešením je odsávat spaliny skrze pálenou trubku. Důvod je takový, že při délce šesti metrů řezané trubky, je problematické správně vést odsávací hadice tak, aby nedocházelo ke kolizi s pohybujícími se prvky stroje. Zároveň ve většině případů se trubka postupně odřezává od zadní části, a tedy nedochází k prořezání trubky do té míry, že by vzniklými otvory byl vyvozen

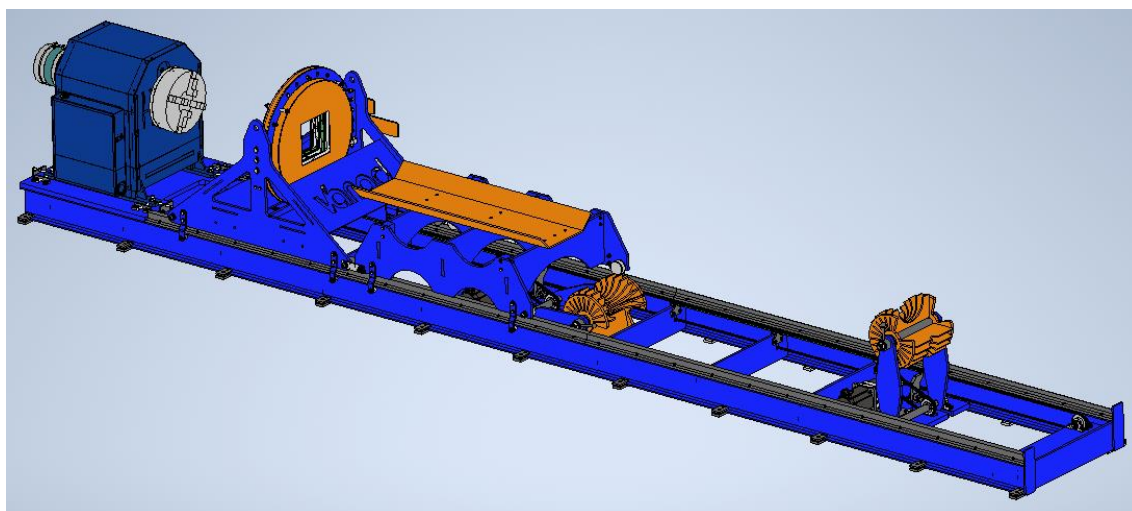
takový únik, že by v místě pálení nebyl potřebný tah. Řešení je takové, že na zadní straně RotCutu je upevněna příruba sloužící k uchycení odsávacího potrubí a skrze průchozí sklíčidlo a pálenou trubku jsou odsávány spaliny vznikající při pálení.



Obrázek 64 Způsob odsávání spalin.

28 Finální podoba zařízení

Celá konstrukce se tedy skládá z nosného rámu, na kterém jsou uchyceny vodící kolejnice a samotný RotCut. Na požadovaných pozicích jsou umístěny sklopné podpěry poháněné servopohonem s brzdou, která zajišťuje udržení požadované polohy. Na kolejnicích je umístěna pojízdná luneta, sloužící k podepření pálené trubky a je spřažená s vozíkem na výpalky, který slouží k zabránění vpádu výpalku do prostor rámu a vzniku možné kolize. Po délce rámu je veden řetěz poháněný servopohonem a uchycený k lunetě, čímž zajišťuje její pohyb v rámci stroje.



Obrázek 65 Finální podoba zařízení.

29 Závěr

Teoretická část je věnována základním informacím o řezání plazmou a plamenem a principům fungování těchto technologií. Podrobněji se zaměřuje na problematiku pálení do trubek a profilů. Zároveň shrnuje základní informace o stroji Vanad BLUESTER a dále se věnuje průzkumu konkurenčního řešení dané problematiky a patentovému průzkumu.

Praktická část začíná návrhem konceptů řešení. Tyto návrhy jsou celkem dva, kde každý má své výhody a nevýhody. První konstrukční uspořádání je takové, že trubka je pevně upnuta do sklíčidla rotátoru a podepřena lunetou, tedy trubka se nepohybuje a koná pouze rotaci. Pálicí pohyb koná pálicí hlava upevněná na ramenu pálicího stroje. Společně s pálicí hlavou se pohybuje pojezdová luneta, která udržuje uspokojivý průhyb trubky v místě řezu. Druhé konstrukční uspořádání je takové, že trubka je sevřena v rotátoru přes odvalovací rolny, a je tedy umožněn její pohyb v axiálním směru. Druhý konec trubky je sevřen podpěrnou lunetou, která se společně s trubkou pohybuje v axiálním směru po kolejnicích. Pálicí hlava je v tomto případě umístěna za rotátorem a je v axiálním směru statická. Tato varianta řešení má více výhod oproti prvnímu konceptu, ale má jednu zásadní nevýhodu, kterou je zástavbový prostor, který je daný pohybem trubky a je skoro dvojnásobný. Z tohoto důvodu byl vybrán pro konstrukční návrh přídatného rotačního zařízení první koncept.

Důležitou součástí celého zařízení je podpěrná luneta. Zde byl požadavek, aby byla vybavena zařízením na středění profilů vyvinuté firmou Vanad. Toto zařízení je možné na lunetu přichytit v základu dvěma způsoby, tzv. na obruč a na válec. Zde zásadně výhodnější se zdá být uchycení na obruč, a proto je ho v konceptu využito.

Tím, že délka pálené trubky by měla smět dosahovat šesti metrů je dobré ověřit, zda uchycení pouze v rotátoru a v lunetě je dostatečné nebo je zapotřebí využít další podpěrné prvky. Z tohoto důvodu je vytvořen potřebný výpočtový model a je zjištěno, že při určitém umístění lunety vůči rotátoru je zatížení těchto komponent natolik veliké, že je nutné využít další podpěrné prvky. Problematická situace nastává ve chvíli, kdy je luneta v blízkosti rotátoru. Jako dostatečné podepření se zdá být využití dvou přídatných podpěrných prvků, a proto je vytvořen nový výpočtový model pro toto rozložení stroje. Výsledkem je několik možných řešení rozložení podpěr vůči sobě, z kterého je zvoleno nejvýhodnější řešení. Tím, že luneta se pohybuje po rámu stroje je nutné, aby podpěry

byly sklopné a bylo zabráněno případné kolizi lunety s podpěrou. To zapříčiňuje to, že je možné, aby v jeden okamžik byla trubka podepřena pouze v lunetě a na jedné podpěře, a proto je ověřena ještě tato varianta.

Další možná kolize, kterou je nutné zabezpečit je srážka lunety s pálicí hlavou. Tento problém je dán zástavbovým prostorem, a především výškou ramena pálicího stroje a umístěním pálicí hlavy. Pálicí hlava nemůže vyjet nad úroveň lunety, a proto je nutné detekovat pozici pálicí hlavy vůči lunetě. K tomuto účelu slouží detekční plech umístěn na těle lunety. Tento plech má dvě úrovně, kde při najetí jednoho kapacitního senzoru polohy na první polohu dojde k vyslání signálu do řídicí jednotky, že je vzájemná vzdálenost lunety a pálicí hlavy nízká, a že je nutné pohyb zastavit a již se nepřibližovat. V případě poruchy a najetí druhého senzoru na druhou úroveň plechu je vyslán signál na totální stop a dojde k akutnímu zastavení pohybů.

Pojezdová luneta je poháněna pomocí řetězu nataženého po celé délce rámu přes řetězová kola. Jedno z kol je hnací a je poháněno pomocí servomotoru s převodovkou. Tento pohon je navržen na základě sil vyvolaných pohybem lunety po dráze stroje. Osová vzdálenost řetězových kol je velká a je nutné zajistit napínání řetězu, což je provedeno přes napínací desku umístěnou pod servopohonem. Pro zamezení průhybu řetězu je využito vedení řetězu v horní části větve. Řetěz je s lunetou spřažen pomocí upínacích článků a je tedy možné uskutečnit polohování lunety do potřebných pozic.

Pojezdová luneta je zároveň spřažena s vozíkem na výpalky. Důvod jeho využití je takový, že pokud by nebyl použit, výpalky by padaly do prostor rámu, v horším případě do mechanismu sklopných podpěr a mohlo by dojít k různým havarijním stavům.

Pojezdová luneta i vozík na výpalky jsou vedeny přes vodící rolny po vodící kolejnici a zároveň na druhé straně konstrukce podepřeny pomocí podpěrných roln na podpěrné kolejnici. Aby nemohlo dojít k vyskočení lunety, či vozíku z kolejnic, je případný pohyb ve vertikálním směru zachycen přídržnými rolnami.

Jak bylo zjištěno, další důležitou komponentou zařízení je sklopná podpěra. Základním prvkem sklopné podpěry je podpěrný válec, který je možné přenastavovat, a tím nastavit podepíraný průměr/rozměr profilu. Tento válec je sestaven z plechových výpalků. Problémem sklopné lunety je její zástavbový prostor, tedy aby se celá, včetně podpěrného válce, vešla pod pojezdovou lunetu. Způsobů sklápění je celá řada a některé varianty jsou v práci nastíněny. Na základě především zástavbového prostoru vyšla jako

nejvýhodnější varianta, využití sklopného ramene poháněného servopohonem s brzdou, aby bylo možné v potřebné poloze podpěru zafixovat. Ke zvednutí podpěry do potřebné polohy je zapotřebí vynaložit velký moment, a tedy je potřebný servopohon s převodovkou s velkým výstupním momentem. Moment z pohonu na podpěru je přenášen pomocí řetězového převodu. Tento převod je pomocí napínací desky umístěné pod pohonem napínán.

Nedílnou součástí celého zařízení je samotný rám. Ten je po délce tvořen dvěma IPE profily spojenými vzpěrnými plechy. Zároveň je rám osazen dosedacími plechy pro rotátor, pohon, podpěru apod. Celá tato konstrukce je svařená. Přes šroubové spoje je k rámu uchyceno vedení lunety, rotátor či podpěry. V přední části rámu jsou navářeny zarážky, aby nebylo možné vyjetí lunety/vozíku z dráhy stroje. Celý rám je možné uchytit k podlaze přes kotvící patky.

Poslední důležitou součástí stroje je rotátor. Využit je již hotový rotátor od firmy Vanad nesoucí název RotCut. Toto zařízení je usazeno na rám a potřebná poloha nastavena pomocí polohovacích bloků. Je tedy myšleno i na snadnost montáže a přívětivost při převozu stroje z výroby k zákazníkovi. Zároveň je rotátor vybaven přírubou pro odsávání spalin skrze pálenou trubku.

Cílem mé práce bylo vytvořit funkční návrh přídavného zařízení pro pálení do trubek a profilů pro stroj Vanad BLUESTER a zároveň se pokusit minimalizovat škodlivé stavy a co nejlépe vyřešit problematické části konstrukce. Výsledkem práce je tedy kompletní konstrukční návrh tohoto zařízení, podložený potřebnými výpočty, přičemž je brán důraz na rizikové stavy, které jsou řešeny se snahou je maximálně eliminovat a problematické části vyřešit nejlepším možným způsobem. Toto zařízení je však velice komplexní a je obtížné v prvotním návrhu zamezit všem problémovým vlivům dokonale. Nejproblémovější částí konstrukce je sklopná podpěra, jejíž vyřešení bylo nejkomplicovanější. Aktuální řešení je funkční, ale není ideální. Hlavní nevýhodou řešení je využití silného servopohonu, což přináší případnou vyšší cenu tohoto řešení. Vhodnější vyřešení sklápění podpěr by mohlo být případným dalším krokem při inovaci tohoto řešení, společně s řešením motorického otáčení podpěrného válce.

Seznam použité literatury

- [1] *Plasma, waterjet and laser cutting systems / Hypertherm* [online]. [vid. 2022-07-12]. Dostupné z: <https://www.hypertherm.com/>
- [2] ŘASA, CSC., Ing. Jaroslav a doc. Ing. Vladimír GABRIEL, CSC. *STROJÍRENSKÁ TECHNOLOGIE 3 - 1 díl*. 2. Radimova 37/50, 169 00 Praha 6 - Břevnov: Scientia, nedatováno. ISBN 80-7183-337-1.
- [3] Řezání plamenem. *SSAB* [online]. [vid. 2022-07-28]. Dostupné z: <https://www.ssab.com/cs-cz/services/processing-services/flame-cutting>
- [4] *Vanad - Plazmové a autogenní stroje* [online]. [vid. 2022-07-11]. Dostupné z: <https://vanad.cz/cs>
- [5] ŘASA, CSC., Ing. Jaroslav, doc. Ing. Přemysl POKORNÝ, CSC. a doc. Ing. Vladimír GABRIEL, CSC. *STROJÍRENSKÁ TECHNOLOGIE 3 - 2. díl, Obrábění stroje pro automatizovanou výrobu, fyzikální technologie obráběné*. 2. Radimova 37/50, 169 00 Praha 6 - Břevnov: Scientia, nedatováno. ISBN 80-7183-336-3.
- [6] PIPES, Cutting Of, James N. KERAITA a Kyo-hyoung KIM. *Pc-Based Low-Cost Cnc Automation of Plasma Profile*
- [7] DOLEJSKÝ, Ing. Tomáš. *Tepelné dělení materiálu, Řezání plazmou*. 1. Ostrava: ZEROSS, 2018.
- [8] SEDLÁK, Bc. Ondřej. *TECHNOLOGIE ŘEZÁNÍ PLAZMOVÝM PARSKEM*. Brno, 2011. Diplomová práce. VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ.
- [9] *TRUMPF laser tube cutting: TruLaser Tube 7000 - Producing short runs* [online]. 2014 [vid. 2022-07-27]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=iReU2VhFZ5Y>
- [10] BLACKBURN, James. *advancements in pipe cutting operations*. 1994, 4.
- [11] *MicroStep* [online]. [vid. 2022-07-14]. Dostupné z: <https://www.microstep.sk/>
- [12] *MESSER Cutting Systems* [online]. [vid. 2022-07-14]. Dostupné z: <https://uk.messer-cutting.com/>

- [13] *ESAB* [online]. [vid. 2022-07-14]. Dostupné z: <https://www.esab.cz/cz/cz/index.cfm>
- [14] *ALFA IN* [online]. [vid. 2022-07-14]. Dostupné z: <https://www.alfain.eu/>
- [15] *TECHFORCUT s.r.o.* [online]. [vid. 2022-07-14]. Dostupné z: <https://www.techforcut.com>
- [16] WERNER, Dilger a Karrasch IVO. Machine arrangement for machining bar-like workpieces having a device for workpiece support. CN101754827A. 23. červen 2010.
- [17] THOMAS, Haug. Holding and drive device for a tube support element. CN102728959A. 17. říjen 2012.
- [18] *Umakov - Nerezové a skleněné zábradlí, příslušenství a pohony bran* [online]. [vid. 2023-05-24]. Dostupné z: <https://umakov.cz/>
- [19] *T.E.A. TECHNIK s.r.o. - lineární vedení a pohony* [online]. [vid. 2023-05-24]. Dostupné z: <https://www.teatechnik.cz/>
- [20] *Eshop s komponenty pro stavbu strojů - Haberkorn* [online]. [vid. 2023-05-24]. Dostupné z: <https://eshop.haberkorn.cz/>
- [21] GMBH, Murtfeldt Kunststoffe. *Originální Materiál „S“ zelený® / přírodní / Murtfeldt - Výkon v oblasti plastů.* [online]. [vid. 2023-04-29]. Dostupné z: <http://www.murtfeldt.cz/produkty/materialy/technicke-materialy-1/originalni-material-s-zeleny-prirodni/>
- [22] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky.* Úvaly, Havlíčková 197: Albra, 2011. páté vydání. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [23] Průmyslová automatizace | B&R Industrial Automation. *B&R: Perfection in Automation* [online]. [vid. 2023-05-11]. Dostupné z: <https://www.br-automation.com/>
- [24] *SY 15 TF - Ball bearing units / SKF* [online]. [vid. 2023-05-24]. Dostupné z: <https://www.skf.com/group/products/mounted-bearings/ball-bearing-units/pillow-block-ball-bearing-units/productid-SY%2015%20TF>

Seznam vložených příloh

- Hlavní sestavný výkres: 2-KSA-21000238-00 Rotační zařízení
- Kusovník hlavní sestavy list 1: 2-KSA-21000238-00-KS-L1
- Kusovník hlavní sestavy list 2: 2-KSA-21000238-00-KS-L2
- Výkres podsestavy: 3-KSA-21000238-01 Luneta
- Kusovník podsestavy lunety: 3-KSA-21000238-01-KS
- Výkres podsestavy: 3-KSA-21000238-02 Vozík na výpalky
- Kusovník podsestavy vozíku na výpalky: 3-KSA-21000238-02-KS
- Výkres podsestavy: 3-KSA-21000238-03 Podpěra
- Kusovník podsestavy podpěry: 3-KSA-21000238-03-KS
- Výkres podsestavy: 3-KSA-21000238-04 Obručové uchycení mechanismu