

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: B 2301 Strojní inženýrství
Studijní zaměření: Dopravní a manipulační technika

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Pohybový modul robotické platformy

Autor: **Jiří KANTA**

Vedoucí práce: **Ing. Roman ČERMÁK, Ph.D.**

Akademický rok 2017/2018

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Jiří KANTA**

Osobní číslo: **S15B0112P**

Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**

Studijní obor: **Dopravní a manipulační technika**

Název tématu: **Pohybový modul robotické platformy**

Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Základní požadavky:

Navrhňte pohybový modul pro použití na robotické modulární platformě. Modul by měl umožňovat pohyb manipulátoru pro NDT inspekce v prostředí energetických bloků. Pohon modulu bude realizován pomocí dvou hřídelí převodovek, které jsou součástí pohonné jednotky, kterou modul ponese. Modul by měl být schopen pohybu po svislé stěně z feromagnetických ocelí, umožňovat snadnou montáž a dekontaminaci. Vypracovat výrobní výkresovou dokumentaci a ověřit prototyp v provozu.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova bakalářské práce:

1. Rešerše, specifikace požadavků.
2. Konstrukční návrh.
3. Ověření navržené konstrukce na vyrobeném prototypu.
4. Zhodnocení práce, závěr.

Rozsah grafických prací: **dle potřeby**
Rozsah kvalifikační práce: **30-40 stran A4**
Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**
Seznam odborné literatury:

HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. Příručka strojního inženýra 1. Brno: Computer Press, 1999

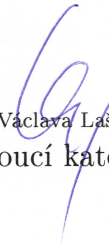
HOSNEDL, S., KRÁTKÝ, J. Příručka strojního inženýra 2. Brno: Computer Press, 1999

Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Roman Čermák, Ph.D.**
Katedra konstruování strojů
Konzultant bakalářské práce: **Bc. Vlastimil Habrcetl**
Centrum výzkumu Řež s.r.o., Plzeň
Datum zadání bakalářské práce: **19. září 2017**
Termín odevzdání bakalářské práce: **21. května 2018**



Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan



Doc. Ing. Václava Lašová, Ph.D.
vedoucí katedry

V Plzni dne 19. září 2017

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě bakalářskou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této bakalářské práce.

V Plzni dne:

.....

Poděkování

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu mé bakalářské práce Ing. Romanovi Čermákovi, Ph.D. za cenné rady a odbornou pomoc při zpracování této práce. Zároveň bych chtěl poděkovat mému konzultantovi Bc. Vlastimilovi Habrcetlovi a jeho kolegovi Ing. Jindřichovi Jansovi z Centra výzkumu Řež s.r.o. za cenné rady, seznámení s praxí v jaderném průmyslu a časté konzultace. Dále mé poděkování patří všem zaměstnancům Centra výzkumu Řež s.r.o., kteří se jakkoliv podíleli na mé práci, mým spolužákům za pomoc při řešení problémů a mé rodině za cenné rady a podporu po celou dobu mého studia.

ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Kanta	Jméno Jiří	
STUDIJNÍ OBOR	B 2301 „Dopravní a manipulační technika“		
VEDOUcí PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Ing. Čermák, Ph.D.	Jméno Roman	
PRACOVIŠTĚ	ZČU - FST - KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Pohybový modul robotické platformy		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2018
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	85	TEXTOVÁ ČÁST	73	GRAFICKÁ ČÁST	12
---------------	----	---------------------	----	----------------------	----

<p style="text-align: center;">STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</p> <p>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</p>	<p>Tato bakalářská práce obsahuje rešerši robotického NDT testování v energetice, výběr vhodné varianty podvozku pro manipulátor určený k NDT inspekcím, konstrukční návrh zadní nápravy. Dále pak konstrukční návrh přední nápravy s pevnostními výpočty hřídelí a kontrolou ložisek na trvanlivost. Závěr práce je věnován odzkoušení prototypu v provozu.</p>
<p style="text-align: center;">KLÍČOVÁ SLOVA ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</p>	<p style="text-align: center;">NDT inspekce, robotika, ozubená kola, návrh, prototyp, ložisko, hřídel, konstrukce.</p>

SUMMARY OF BACHELOR SHEET

AUTHOR	Surname Kanta	Name Jiří	
FIELD OF STUDY	B 2301 “Transport and handling machinery“		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Ing. Čermák, Ph.D.	Name Roman	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Motion module for robotic platform		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2018
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	85	TEXT PART	73	GRAPHICAL PART	12
----------------	----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	This bachelor thesis contains the literature review of robotic NDT testing in power engineering; the selection of a suitable kind of chassis for the manipulator designed for the NDT testing; the design of the rear axle of the robot. The text continues with the design of the front axle with calculation of the shaft strength and bearing durability. The conclusion of the thesis is devoted to the testing of the prototype in operation.
KEY WORDS	NDT inspection, robotics, gears, design, prototype, bearings, shaft, construction

Obsah

Úvod.....	11
Teoretická část.....	12
1 Jaderná energetika.....	12
1.1 Jaderná energie.....	12
1.2 Elektrická energie.....	12
1.3 Bezpečnost.....	13
2 Defektoskopie.....	14
3 Robotika.....	15
3.1 Robot.....	15
3.2 Historie robotiky.....	15
3.3 Robotika v NDT.....	15
4 Existující roboti.....	17
4.1 BIKE PLATFORM firmy GE Inspection Robotics.....	17
4.1.1 GE Inspection Robotics.....	17
4.1.2 BIKE PLATFORM.....	17
4.1.3 Výhody a nevýhody.....	19
4.2 FAST PLATFORM firmy GE Inspection Robotics.....	19
4.2.1 FAST RVI.....	20
4.2.2 FAST CLEANING.....	20
4.2.3 FAST UT.....	21
4.2.4 Výhody a nevýhody.....	21
4.3 SCORPION 2 firmy Silverwing.....	21
4.3.1 Silverwing.....	21
4.3.2 SCORPION 2.....	22
4.3.3 Výhody a nevýhody.....	22
Praktická část.....	24
5 Specifikace požadavků.....	24
6 Návrh podvozku ve variantách.....	25
6.1 Varianta 1.....	25
6.2 Varianta 2.....	26
6.3 Varianta 3.....	26
6.4 Varianta 4.....	27
6.5 Varianta 5.....	28

6.6	Varianta 6	28
6.7	Varianta 7	28
6.8	Zhodnocení a výběr jedné z variant.....	29
7	Zadní náprava.....	30
7.1	Magnetická kola	30
7.2	Otočný držák.....	33
7.2.1	Uchycení kola.....	33
7.2.2	Uchycení otočného držáku	33
7.3	Vahadlo.....	35
8	Přední náprava.....	38
8.1	Výpočet parametrů přídavných převodovek.....	38
8.1.1	Požadovaný celkový převodový poměr	38
8.1.2	Návrh ozubených kol	39
8.2	Rozmístění ozubených kol.....	43
8.3	Kontrola hřídelí a ložisek	43
8.3.1	Výpočet točivých momentů na hřídelích	43
8.3.2	Výpočet sil působících na ložiska	44
8.3.3	Kontrola trvanlivosti ložisek	49
8.3.4	Kontrola předlohové hřídele.....	50
8.3.5	Kontrola hnané hřídele	53
8.4	Přenos točivého momentu na magnetické kolo	55
8.5	Konstrukce přídavné převodovky.....	58
8.5.1	Skříň přídavné převodovky	58
8.5.2	Předlohová hřídel	60
8.5.3	Hnaná hřídel	60
9	Prototyp	62
9.1	Odzkoušení prototypu v provozu	62
10	Závěr.....	63
11	Seznam použité literatury	64
	Seznam příloh.....	66

Seznam obrázků

Obrázek 1 - Schéma nejběžnějšího typu jaderné elektrárny s tlakovodním reaktorem [5].....	12
Obrázek 2 - Android - písař Piera a Henry Drozů [8].....	15
Obrázek 3 - BIKE PLATFORM firmy GE Robotics Inspection [12].....	17
Obrázek 4 - BIKE PLATFORM firmy GE Robotics Inspection (překonávání překážek) [12]	18
Obrázek 5 - BIKE PLATFORM firmy GE Robotics Inspection (umístění ultrazvukové sondy) [12].....	18
Obrázek 6 - BIKE PLATFORM firmy GE Robotics Inspection (převodový mechanismus pohonu) [12].....	18
Obrázek 7 - Schéma FAST PLATFORM firmy GE Robotics Inspection [14]	19
Obrázek 8 - FAST RVI firmy GE Robotics Inspection [15].....	20
Obrázek 9 - FAST CLEANING firmy GE Robotics Inspection [16]	20
Obrázek 10 - FAST UT s tvarovým držákem sondy firmy GE Robotics Inspection [14].....	21
Obrázek 11 - SCORPION2 firmy Silverwing [18]	22
Obrázek 12 - SCORPION2 firmy Silverwing (ultrazvuková sonda) [18]	22
Obrázek 13 - Skříň pohonné jednotky.....	25
Obrázek 14 - Návrh podvozku: Varianta 1	26
Obrázek 15 - Návrh podvozku: Varianta 2	26
Obrázek 16 - Návrh podvozku: Varianta 3	27
Obrázek 17 - Návrh podvozku: Varianta 4	27
Obrázek 18 - Návrh podvozku: Varianta 5	28
Obrázek 19 -- Návrh podvozku: Varianta 6	28
Obrázek 20 - Návrh podvozku: Varianta 7	29
Obrázek 21 - Návrh podvozku: Konečná varianta	29
Obrázek 22 - Axiální magnetizace (vlevo) a diametrální magnetizace (vpravo).....	30
Obrázek 23 - Magnetické pole (indukční čáry) [22]	31
Obrázek 24 - Magnetické pole samostatného magnetu.....	31
Obrázek 25 - Magnetické pole s pólovými nástavci	32
Obrázek 26 – Vizualizace magnetického kola	32
Obrázek 27 - Řez zadním magnetickým kolem	33
Obrázek 28 - Otočný držák zadního kola.....	34
Obrázek 29 - Řez uložením ve vahadle.....	35
Obrázek 30 - Řez uchycením vahadla.....	37
Obrázek 31 - Vizualizace zadní nápravy.....	37

Obrázek 32 - Rozmístění ozubených kol	43
Obrázek 33 - Síly působící na předlohovou hřídel.....	44
Obrázek 34 - Síly působící na hnanou hřídel	47
Obrázek 35 - Označení průřezů a zatěžujících sil na předlohovou hřídel.....	51
Obrázek 36 - Označení průřezů a zatěžujících sil na předlohovou hřídel.....	53
Obrázek 37 - Spodní část skříně přídatné převodovky.....	58
Obrázek 38 - Vrchní část skříně přídatné převodovky.....	59
Obrázek 39 - Víko skříně přídatné převodovky	59
Obrázek 40 - Řez předlohovou hřídelí	60
Obrázek 41 - Řez hnanou hřídelí.....	61
Obrázek 42 - Vizualizace přídatné převodovky	61
Obrázek 43 - Pneumatika na magnetickém kolečku	62

Seznam tabulek

Tabulka 1 - Parametry magnetu [20].....	30
Tabulka 2 - Rozměry kluzného pouzdra [23].....	33
Tabulka 3 - Základní rozměry ozubených kol získaných pomocí optimalizace v programu Excel	39
Tabulka 4 - Ložiska přídatné převodovky a jejich základní parametry [31] [32].....	49

Seznam použitých veličin

Název veličiny	Značka veličiny	Jednotky
Průměr	D, d, Ø	mm
Poloměr	R, r	mm
Délka	L, l	mm
Tloušťka	t	mm
Hmotnost	M	g, kg
Celsiova teplota	t	°C
Kartézské souřadnice	x, y, z	mm
Síla	F	N
Radiální síla	F _r	N
Axiální síla	F _a	N
Statická únosnost	C ₀	N
Součinitel statické únosnosti	s ₀	-

Ekvivalentní statické zatížení	P_0	N
Součinitel radiálního zatížení	X_0	-
Součinitel axiálního zatížení	Y_0	-
Otáčky	n	ot/min
Rychlost	v	m/s, mm/s
Úhlová rychlost	ω	rad/s
Převodový poměr	i	-
Modul ozubeného kola	m	mm
Počet zubů	z	-
Osová vzdálenost	a	mm
Úhel	α, β, δ	°
Výška hlavy zubu	h_a	mm
Hlavová vůle	c_a	mm
Rozteč ozubeného kola	p	mm
Tloušťka zubu	s	mm
Šířka zubové mezery	e	mm
Točivý moment	M_k	Nm, Nmm
Normálová síla	F_n	N
Normálová síla ve směru osy x	F_{nx}	N
Normálová síla ve směru osy y	F_{ny}	N
Reakce ve vazbách	R	N
Trvanlivost ložiska	L_{hod}	hod
Dynamická únosnost	C	N
Ekvivalentní dynamické zatížení	F_e	N
Součinitel radiálního zatížení	X	-
Součinitel axiálního zatížení	Y	-
Dovolené napětí	σ_D	MPa
Mez kluzu	R_e	MPa
Bezpečnost	k	-
Ohybové napětí	σ_O	MPa
Ohybový moment	M_O	Nm, Nmm
Ohybový moment ve směru osy x	M_{Ox}	Nm, Nmm
Ohybový moment ve směru osy y	M_{Oy}	Nm, Nmm
Průřezový modul v ohybu	W_O	mm ³

Napětí v krutu	τ_k	MPa
Průřezový modul v krutu	W_k	mm ³
Redukované napětí	σ_{red}	MPa
Průřez jádra šroubu	S_j	mm ²
Tlak v závitu	p_z	MPa
Dovolený tlak v závitu	p_D	MPa
Plocha závitu	S_z	mm ²
Styková výška závitu	H_1	mm
Výška matice	L_m	mm
Stoupání závitu	p_h	mm
Utahovací moment	M_u	Nm, Nmm
Moment třecího odporu v závitu	M_z	Nm, Nmm
Moment třecího odporu v dosedací ploše hlavy šroubu	M_h	Nm, Nmm
Součinitel tření v závitu	f_z	-
Součinitel tření pod hlavou šroubu	f_h	-
Střední průměr	$d_s, d_{stř}$	mm
Vnitřní průměr podložky pod šroubem	D_0	mm
Průměr hlavy šroubu	s	mm
Vnější průměr	d_{max}	mm
Vnitřní průměr	d_{min}	mm
Součinitel tření	f	-

Úvod

Tato práce je věnována návrhu pohybového modulu robotické platformy určeného, na NDT (non destructive testing – nedestruktivní testování) inspekce pro Centrum výzkumu Řež s.r.o.. Konkrétně je zaměřena na návrh podvozku, který bude umožňovat pohyb modulu po feromagnetických stěnách energetických bloků v jaderné energetice. Tudíž je zapotřebí navrhnout takový podvozek, který udrží modul na feromagnetické svislé stěně a je schopen překonávat mírné nerovnosti a terénní překážky, jako je zaoblená stěna energetického bloku nebo svary. Jsou to převážně svary, nad které musí robotický modul najet a pomocí ramene na ně přiložit například ultrazvukovou sondu a nalézt případné defekty.

Toto téma bylo zvoleno pro zájem autora bakalářské práce zkonstruovat něco vlastního, do čeho se budou moci vložit vlastní nápady a poznatky. Téma provádění NDT inspekce v jaderné energetice je aktuální především z důvodu rostoucí sítě jaderných elektráren ve světě (cca 75% energie vyrobené ve Francii v roce 2015 byla pomocí jaderných elektráren) [1] a neoddelitelně s tím rostoucí riziko poruch energetických bloků, v důsledku například nekvalitního svaru nebo vadou materiálu ve stěně energetického bloku. Právě pro to, aby se předešlo poruchám způsobeným těmito vadami, je zapotřebí energetické bloky kontrolovat. Mezi základní, a v případě energetických bloků nejpoužívanější, metody nedestruktivního zkoušení patří ultrazvuk. Tyto kontroly by se teoreticky daly provádět manuálně, bez pomoci jakéhokoliv robotického modulu. V praxi by to ovšem znamenalo například postavit okolo reaktoru lešení a ručně přiložit ultrazvukovou sondu a prozkoumat celý obvod svaru. To by zabralo mnohem více času a stavba lešení v mnohých případech není možná. Druhým extrémem je nedestruktivní zkoušení ve stísněném prostředí, kde od zkoumaného povrchu mohou vést jiné trubky jen několik centimetrů vzdálené a ručně není možné tento prostor prozkoumat. Proto je dobré použít vhodný robotický modul, který se do těchto míst pomocí dálkového ovládání dostane a danou konstrukci prozkoumá. Modul by měl být schopen nést ultrazvukovou sondu a pomocí robotického ramene tuto sondu v případě potřeby přiložit na zkoušený materiál. Návrh ramene není součástí této bakalářské práce.

Cílem této práce je navrhnout a poté v praxi odzkoušet podvozek pohybového modulu, který bude schopen udržet a pohybovat modulem po feromagnetických stěnách energetických bloků. Podvozek musí být na pohonné jednotce navrhnout tak, aby zbylo místo pro ultrazvukovou sondu a případně jiné zařízení určené k NDT inspekce. Tato práce bude rozdělena do několika částí. První část práce bude teoretická, kde budou uvedeny základní informace o robotice, o NDT inspekcech a o jaderné energetice. V druhé části bude seznámení s již existujícími variantami pohybových modulů různých firem. Další část bude věnována návrhům různých variant podvozků a vybrání té nejvhodnější z pohledu požadavků zadavatele. Předposlední část práce by měla obsahovat konstrukční návrh všech částí podvozku vybrané varianty. Cílem poslední části bude zhodnocení odzkoušeného prototypu a celkové zhodnocení práce.

Teoretická část

1 Jaderná energetika

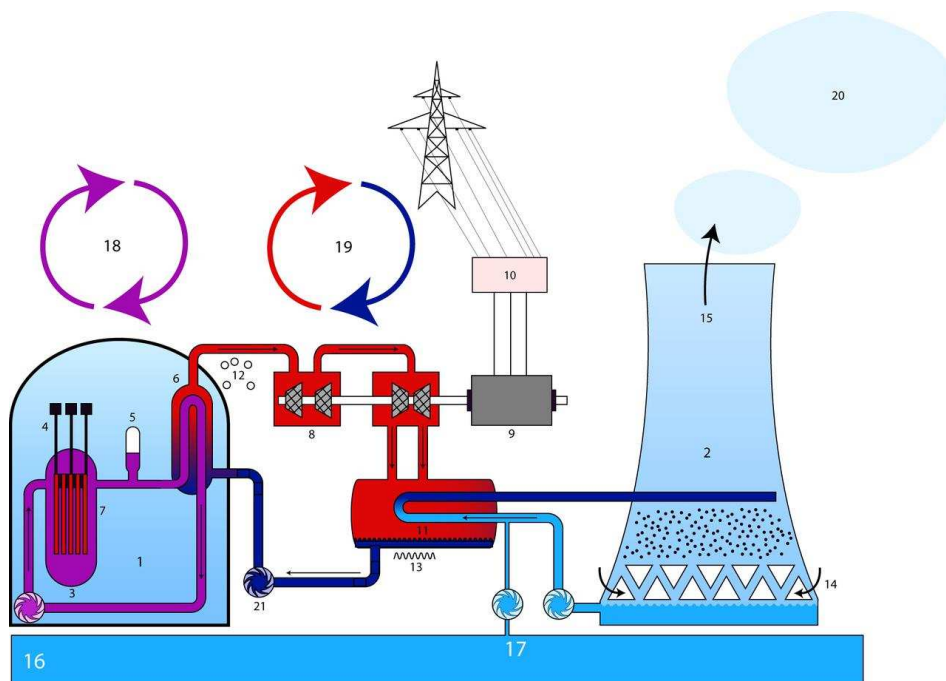
Hlavním, ne však jediným přínosem jaderné energetiky je výroba elektrické energie v jaderných elektrárnách. Značnou výhodou jaderné energetiky je fakt, že oproti tepelným elektrárnám neprodukuje svojí činností oxid uhličitý, jenž přispívá ke skleníkovému efektu a ten má za následek globální oteplování země. Jaderné elektrárny, až na malé množství (vzhledem k množství získané energie) radioaktivního odpadu neuvolňují žádné škodlivé emise. Na druhé straně, nevýhodou jaderných elektráren je velká finanční náročnost a doba likvidace jaderného odpadu. [2] [3]

1.1 Jaderná energie

Jaderná energie se v jaderných elektrárnách získává pomocí štěpných jaderných reaktorů. V těchto reaktorech se štěpí jádra uranu nebo plutonia. Ke štěpení jádra dochází vzájemným působením neutronu a jádra. Po proniknutí neutronu do jádra předá neutron jádru tolik energie, že se rozkmitá a rozdělí se většinou na dvě části, které se od sebe rozletí velkou rychlostí. Po nárazu rozštěpeného jádra s dalšími atomy se kinetická energie přemění na tepelnou. [4]

1.2 Elektrická energie

Teplu vzniklé v jaderném reaktoru ohřívá plyn nebo kapalinu, která se přeměňuje na vysokotlakou páru, ta pohání turbínu, ke které je připojen generátor. Po průchodu turbínou se médium ochlazuje a přivádí se opět do jaderného reaktoru (viz obrázek 1). Na obrázku 1 je schéma tzv. dvouokruhového systému odvodu tepla. Dvouokruhový systém odvodu tepla se používá z toho důvodu, aby látka odvádějící teplo z reaktoru vlivem ozařování neutrony nemohla získat indukovanou radioaktivitu. [2]



Obrázek 1 - Schéma nejběžnějšího typu jaderné elektrárny s tlakovodním reaktorem [5]

Schéma nejběžnějšího typu jaderné elektrárny s tlakovodním reaktorem [5]

1. Reaktorová hala, uzavřená v nepropustném kontejnmentu.
2. Chladicí věž.
3. Tlakovodní reaktor.
4. Řídící tyče.
5. Kompenzátor objemu.
6. Parogenerátor. V něm horká voda pod vysokým tlakem vyrábí páru v sekundárním okruhu.
7. Aktivní zóna.
8. Turbína - vysokotlaký a nízkotlaký stupeň.
9. Elektrický generátor.
10. Transformační stanice.
11. Kondenzátor sekundárního okruhu.
12. Plynný stav
13. Kapalný stav
14. Přívod vzduchu do chladicí věže.
15. Odvod teplého vzduchu a páry komínovým efektem.
16. Řeka
17. Chladicí okruh
18. Primární okruh (voda pouze kapalná pod vysokým tlakem).
19. Sekundární okruh (červeně značena pára, modře voda).
20. Oblaka vzniklá kondenzací vypařené chladicí vody.
21. Pumpa

1.3 Bezpečnost

Provoz jaderné elektrárny je velice úzce spojen s rizikem úniku radioaktivity mimo reaktor. Proto provoz elektrárny doprovází přísná pravidla a opatření. Při jakýchkoliv odchylkách nebo poruchách musí být obsluha elektrárny připravena účinně reagovat. K poruchám nebo odchylkám může v jaderné elektrárně dojít z několika příčin. Pro tuto práci nejdůležitějšími příčinami poruch mohou být stárnutí konstrukčních materiálů, přítomnost vnitřních vad materiálu nebo třeba nedokonalý svar. Právě těmito příčinám se pomocí NDT inspekcím snažíme předejít. [2]

2 Defektoskopie

Defektoskopie nebo také nedestruktivní testování zahrnuje soubor měřících nebo vizuálních metod schopných odhalit vady ve výrobku bez nutnosti jeho porušení nebo poškození. Na rozdíl od zkoušek tahem, ohybem, tlakem, atd... defektoskopická zkouška neprobíhá destruktivně, to znamená, že po defektoskopické kontrole výrobku je možné, pokud výrobek splňuje požadavky na jakost, jej ihned použít.

Úkolem defektoskopie je odhalit vady, které by mohly výrazně ohrozit plynulý a bezporuchový chod výrobku nebo stroje, do kterého je výrobek vložen. Pokud se přijde na vážnou vadu materiálu, je nutno tuto vadu odstranit a to buď opravou dané vady, nebo výměnou celého dílu.

Mezi základní defektoskopické metody patří: vizuální kontrola, kapilární kontrola, magnetická prášková metoda, radiografická metoda, ultrazvuková metoda, metoda vířivých proudů, zkoušení těsnosti, infračervená defektoskopie. [6]

3 Robotika

3.1 Robot

Robot je částečně samostatně pracující stroj, který vykonává předepsané úkoly. Ty jsou buď předem dané a robot je naprogramovaný k vykonávání těchto úkolů, nebo je robot vybaven různými senzory a sám vyhodnocuje situaci, na kterou pak reaguje. [7]

3.2 Historie robotiky

Po celá staletí si většina lidí mohla jen domýšlet, jaké by to bylo, kdyby nemuseli celý život tvrdě dřít, kdyby existovalo něco, co by udělalo práci za ně nebo alespoň usnadnilo jejich dosavadní dřinu. S rozvojem společnosti se tyto představy pomalu stávaly skutečností. V 18. století vznikla jedna z prvních věrných napodobenin robotického člověka. Jednalo se o android (robot podobný člověku) - písáře švýcarských mistrů Piera a Henry Drozů. Tento automat byl schopen napsat přem několik vět a velmi dobře napodoboval člověka. [8]



Obrázek 2 - Android - písář Piera a Henry Drozů [8]

V roce 1920 se poprvé objevilo slovo robot ve hře Karla Čapka R.U.R. Díky tomu se slovo robot stalo nejznámějším českým slovem na světě. Roboti této doby však stále ještě neplnili práci, kterou si lidé vysnili. Plnili spíše funkci atrakce, která měla lidi přilákat na výstavy. Až od roku 1940 se roboti začínali stávat velmi praktickým a užitečným pomocníkem. Používali se například jako teleoperátory pro manipulaci s radioaktivními a jinými nebezpečnými materiály. Poté už šel vývoj robotů velmi rychle. Začali se vyrábět numericky řízené obráběcí stroje, zdokonalovat robotické manipulátory nebo například robot Sojourner, který byl v roce 1997 vysazen na Marsu. [8]

Robotika se postupně vyvíjela až do podoby, jak jí známe v dnešní době. Roboti mají usnadnit lidskou práci ba i dokonce člověka nahradit. V místech kam se člověk nemůže dostat z důvodu malého prostoru nebo by musel stavět velké a složité konstrukce pro dosažení daného místa nebo se prostě k místu nemůže vydat z důvodu ohrožení bezpečnosti, slouží různé pohybové moduly robotické platformy.

3.3 Robotika v NDT

Robotické nedestruktivní testování je metoda kontroly, která slouží k nalezení a případnému posouzení vad v konstrukci. Používá se v nehostinném nebo člověku nepřístupném prostředí, neboť tyto roboti jsou dálkově řízeni vyškoleným technikem nebo analytikem NDT. Informace o zkoušeném materiálu a pokyny k řízení modulu jsou přenášeny buď pomocí kabelu nebo bezdrátově. [9]

Existuje mnoho typů pohybových modulů robotické platformy pro nedestruktivní testování, rozdělit je však do nějakých skupin by bylo značně složité. Tito roboti většinou nejsou sériově vyráběni a firmy je navrhují a konstruují individuálně, s ohledem na požadavky použití. Ve většině případů se jedná o roboty, jež se musí udržet na feromagnetických materiálech, a tak je jejich podvozek většinou doplněn o magnetická kola, která se starají o permanentní spojení s příslušným podkladem.

4 Existující roboti

Jak je psáno výše, existuje mnoho druhů mobilních robotů pro NDT inspekce od různých firem. Tato kapitola je zaměřena na několik robotů, kteří na současném trhu asi nejvíce zaujmou. Roboti jsou zde stručně popsáni a jsou vyzdvížené jejich výhody a nevýhody.

4.1 BIKE PLATFORM firmy GE Inspection Robotics

4.1.1 GE Inspection Robotics

GE Inspection Robotics je společný podnik GE Power services a švýcarského federálního technologického institutu v Zurichu. General Electric (GE) je firma sídlící v americkém městě Fairfield ve státě Connecticut. GE vyniká zejména v dopravní technologii, ale soustředí se i na jiné obory jako jsou finančnictví, energetika, média a další.

Firma GE Inspection Robotics vyvíjí inspekční mobilní roboty pro průzkum a defektoskopické testování v oblasti výroby energie a průmyslových procesů. [10] [11]

4.1.2 BIKE PLATFORM

BIKE PLATFORM je kompaktní robot s magnetickými koly firmy GE Inspection Robotics. Díky magnetickým kolečkům může robot stoupat po vertikálních stěnách a je využíván ke kontrole zařízení v elektrárnách a v ropném a plynárenském průmyslu. [12]



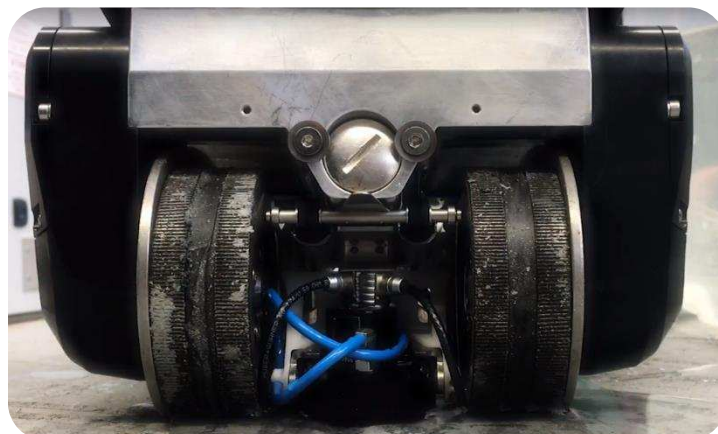
Obrázek 3 - BIKE PLATFORM firmy GE Robotics Inspection [12]

Tento robot je schopen překonat i mnohem náročnější překážky, například si poradí i s 90° konkávním i konvexním přechodem a nedělá mu problém otáčení se v trubce zdánlivě malého průměru. Nejmenší možný průměr trubky, ve které lze robot použít je 300 mm. Volně manévrovat lze v trubce o průměru 400 mm. [12]



Obrázek 4 - BIKE PLATFORM firmy GE Robotics Inspection (překonávání překážek) [12]

Robot BIKE PLATFORM je určený především pro NDT inspekce, proto je nutné na robota přidělat zařízení, které bude k tomuto testování sloužit. GE Robotics Inspection tento problém vyřešil přiděláním ultrazvukové sondy mezi magnetická kola přední nápravy. Pro kvalitnější přechod ultrazvukového vlnění ze sondy do materiálu a zpět se mezi sondu a zkoušený materiál přivádí voda. Kromě této sondy je robot vybaven osvětlením a dvojicí kamer, jedna je umístěna na přední části robota a druhá na zadní.



Obrázek 5 - BIKE PLATFORM firmy GE Robotics Inspection (umístění ultrazvukové sondy) [12]

Pohon robota je realizován pomocí 4 integrovaných jednotek, které jsou napájeny 48 V přes kabel z externího zdroje. Výkon je z integrovaných motorů přenášen na magnetická kola pomocí čtyř převodových mechanismů umístěných pod kryty na bocích robota. Rychlost robota je regulovatelná až do maximální rychlosti 60 mm/s. [12]



Obrázek 6 - BIKE PLATFORM firmy GE Robotics Inspection (převodový mechanismus pohonu) [12]

4.1.3 Výhody a nevýhody

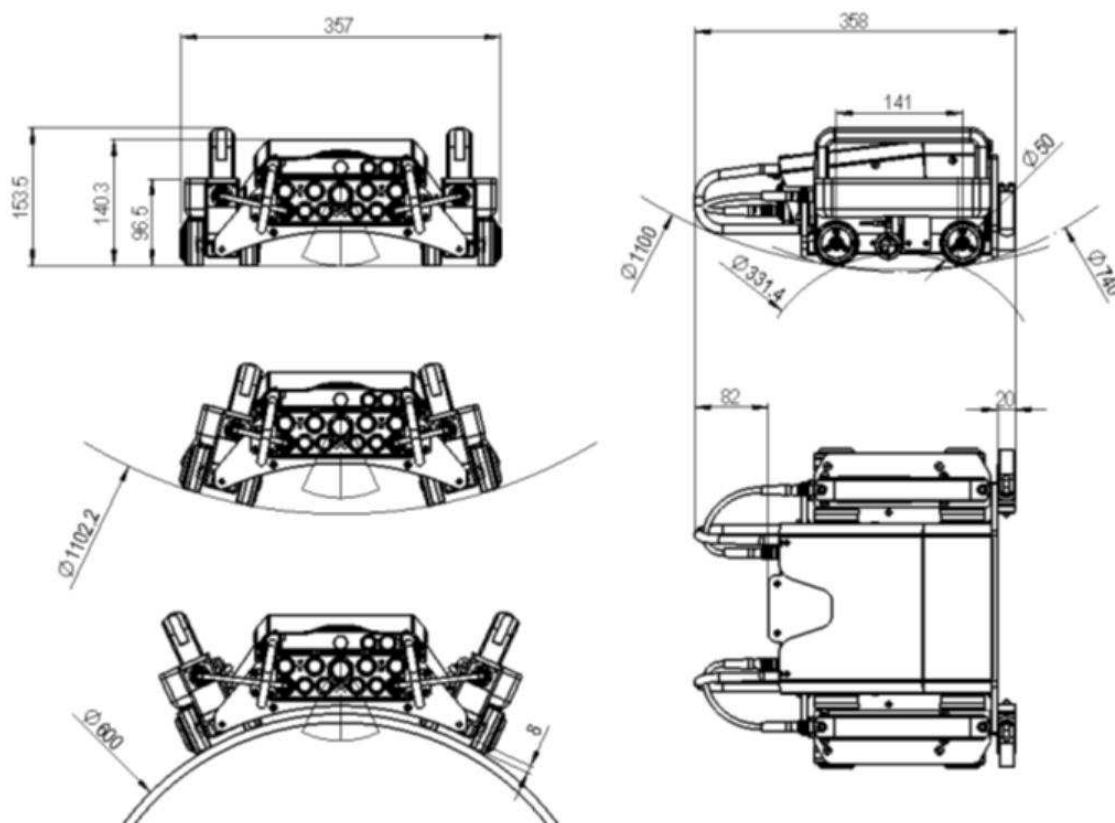
Mezi jednoznačné výhody toho provedení se řadí prostupnost terénem se schopností překonávat konvexní i konkávní až 90° hrany, což u robotů pro NDT inspekce nebývá obvyklé. Samozřejmě záleží na požadavcích zadavatele a prostředí použití robota.

Poměrně diskutabilním kritériem u tohoto robota jsou rozměry. Délka je 264 mm x šířka 190 mm x výška 217 mm. S ohledem na průjezdnost pod některými překážkami může tato výška použití robota limitovat.

4.2 FAST PLATFORM firmy GE Inspection Robotics

FAST PLATFORM je další robot firmy GE Inspection Robotics, který je schopen vykonávat různé operace v kontrolních službách v oblasti ropy, zemního plynu a výroby elektrické energie. Díky použité platformě je robotem možno provádět NDT inspekce (FAST UT), vizuální kontrolu nádrží, nádob a potrubí (FAST RVI), anebo provádět čištění a údržbu v lidem nedostupných prostorech (FAST CLEAN). Díky své výšce 15 cm je použitelný v prostorech, kam se člověk nedostane. Hmotnost kompletního robota je nižší než 14 kg, což usnadňuje přenášení a manipulování s ním. Robot je vybaven silnými magnetickými kolečky, pomocí kterých je schopen jezdit po svislých stěnách i stropech zkoumaného prostředí. [13]

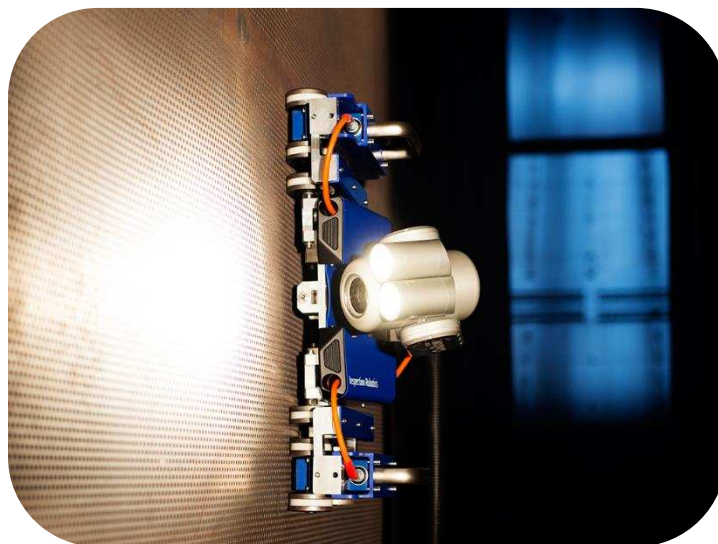
Celkové rozměry platformy FAST jsou: délka 358 mm x šířka 357 mm x výška 153,5 mm (tyto rozměry se mohou lišit s ohledem na použité vybavení). Rychlost robota je stejně jako u platformy BIKE regulovatelná do maximální rychlosti 60 mm/s a pohonem jsou dva integrované stejnosměrné motory napájeny 48 V pomocí kabelu z externího zdroje. [14]



Obrázek 7 - Schéma FAST PLATFORM firmy GE Robotics Inspection [14]

4.2.1 FAST RVI

Jedním z řešení FAST PLATFORM je tzv. RVI (remote visual inspection). Toto řešení umožňuje operátorovi vizuálně zkontrolovat oblasti, do kterých se sám nedostane. Při kontrole se operátor nachází na bezpečném místě a vše sleduje na monitoru a nahrává záznam z kamery. Platformu lze snadno přizpůsobit většině PTZ (mechanismus pro otáčení a naklání) kamerám na trhu. [15]



Obrázek 8 - FAST RVI firmy GE Robotics Inspection [15]

4.2.2 FAST CLEANING

Druhým řešením FAST PLATFORM je tzv. CLEANING. Toto provedení umožňuje operátorovi čistit, leštit, brousit a dokonce i natírat/stříkat plochy v těžko dostupných místech. Díky své výšce může obsluha provádět výše zmíněné operace v oblastech, kde je obvykle nutná demontáž součástí nebo složitá příprava. To vše lze provádět jedním robotem s použitím vhodného ramene, které se většinou připevňuje na vrchní část robota. [16]



Obrázek 9 - FAST CLEANING firmy GE Robotics Inspection [16]

4.2.3 FAST UT

Posledním možným řešením FAST PLATFORM je UT. FAST UT je provedení, ve kterém je na robota připevněna ultrazvuková sonda, která slouží k testování materiálu a hledání defektů. Na robota lze připevnit pevný držák sondy, který sondu drží v přesně dané pozici (tato varianta se používá pro testování svarů), anebo lze použít tvarový držák o přesném poloměru, který kopíruje testovaný povrch, a po kterém se sonda pohybuje pomocí dalšího elektromotoru a ozubených kol (tato varianta se používá pro mapování koroze). [14]



Obrázek 10 - FAST UT s tvarovým držákem sondy firmy GE Robotics Inspection [14]

4.2.4 Výhody a nevýhody

Nezpochybnitelnou výhodou platformy FAST je její flexibilita použití. Nejdříve je z robota pouze sledovací zařízení pomocí kamery, které se však během chvíle dá pomocí modulů předělat na údržbové zařízení, které dokáže čistit, leštit, brousit a natírat/stříkat nebo na NDT manipulátor, který provádí NDT inspekce konstrukcí pomocí ultrazvukové sondy.

Mezi nevýhody se řadí prostupnost terénem, jelikož manipulátor založený na této koncepci má malou světlou výšku, čímž je limitován v překonávání vyšších překážek. Kritérium světlé výšky však závisí na požadavcích použití, což znamená, že pro uživatele toto omezení nemusí být limitující.

4.3 SCORPION 2 firmy Silverwing

4.3.1 Silverwing

Silverwing je firma zabývající se výrobou zařízení pro nedestruktivní zkoušení. Svoje výrobky používá na NDT inspekce pro skladovací nádrže, nádoby a kontrolu potrubí v ropném, plynárenském a petrochemickém průmyslu. Firma Silverwing se navrhování, vývojem, výrobou a prodejem zařízení pro kontrolu NDT zabývá již 30 let. Mezi jejich široké portfolio výrobků patří i robot SCORPION2. [17]

4.3.2 SCORPION 2

Robot SCORPION 2 je určený pro ultrazvukové zkoušení různých konstrukcí. Na rozdíl od BIKE PLATFORM a FAST PLATFORM firmy GE Inspection Robotics je SCORPION 2 napájen bateriemi s výdrží až 4 hodiny, zatímco kabelem se přenášejí pouze pokyny k ovládní pohybu a informace z ultrazvukové sondy. Pohon robota je realizován pomocí čtyř elektromotorů, které jsou přímo připojené ke čtyřem nezávislým magnetickým kolům. Řízení směru pohybu se provádí rozdílným výkonem na jednotlivá kola, tudíž při zatáčení dochází ke smyku kol. [18]



Obrázek 11 - SCORPION2 firmy Silverwing [18]

SCORPION 2 je schopen skenovat rychlostí až 180 mm/s. Ke skenování používá ultrazvukovou sondu, která je k tělu robota připevněna na přední části. V případě že neprobíhá skenování, ultrazvuková sonda se na rameni zvedne, čímž nedochází k jejímu opotřebení. Skenování probíhá tzv. suchou metodou, tudíž není zapotřebí přivádět vodu mezi ultrazvukovou sondu a zkoušený materiál. Sonda je totiž vyrobena jako pevné kolo, ve kterém je umístěn vysílač i přijímač ultrazvukových vln. Funkci vody, tedy přenos vlnění z vysílače do materiálu a zase zpět, zde vykonává speciální pevný materiál, který je v neustálém kontaktu se zkoušeným výrobkem. [18]



Obrázek 12 - SCORPION2 firmy Silverwing (ultrazvuková sonda) [18]

4.3.3 Výhody a nevýhody

Mezi výhody robota SCORPION 2 firmy Silverwing patří jeho napájení. Při skenování totiž není potřeba připojovat robota ani řídicí stanici k elektrické síti, jelikož robot i řídicí stanice jsou napájeny z baterií. Toto řešení umožňuje použít robota i v odlehlejších místech, kde není k dispozici elektrická zásuvka na 230V.

Další nezpochybnitelnou výhodou je fakt, že ultrazvuková sonda nepotřebuje přívod vody. K robotovi se tím pádem nevedou žádné vodovodní hadice, které by navyšovaly hmotnost celé soustavy.

Mezi nevýhody se například řadí, oproti robotovi BIKE PLATFORM firmy GE Inspection Robotics, omezená prostupnost terénem zapříčiněná nízkou světlou výškou. Musí se ale opět podotknout, že toto kritérium závisí na požadavcích zadavatele.

Praktická část

5 Specifikace požadavků

Manipulátor by měl sloužit především pro NDT inspekce v prostředí energetických bloků s možností výskytu radioaktivního záření, tudíž po jeho využití je potřeba celý systém dekontaminovat. Dekontaminační směsi mohou být pevné směsi nebo roztoky. [19] Právě proti vniknutí roztoků kapalné fáze musí být manipulátor a jeho části důkladně utěsněny, aby nedocházelo k případnému poškození součástí manipulátoru.

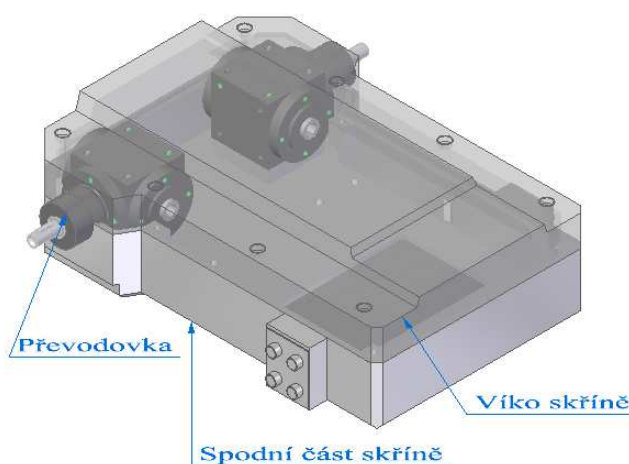
Jak je zmíněno výše, manipulátor by měl sloužit především pro NDT inspekce v prostředí energetických bloků, které jsou vyrobeny z feromagnetických materiálů. Na těchto feromagnetických konstrukcích se kontrolují například svary nebo koroze. Pro jejich důkladnou inspekci je nutno manipulátor s kontrolní sondou dostat do všech míst testované konstrukce. Tato místa se mohou nacházet i ve svislé poloze vůči zemskému povrchu. Proto dalším z požadavků na manipulátor je, se na těchto svislých feromagnetických stěnách udržet a pohybovat se na nich.

Dalším požadavkem Centra výzkumu Řež je 33 mm světlá výška manipulátoru. To znamená, že se pomocí podvozku musí spodní hrana těla manipulátoru vyzdvihnout 33 mm nad plochu, po které robot pojede. Kromě toho se musí dodržet přibližná rychlost pohybu 100 mm/s. Této rychlosti musí být docíleno při 41 ot/min výstupní hřídele z převodovky.

6 Návrh podvozku ve variantách

V této kapitole bude uvedeno několik variant podvozku a každá varianta bude zhodnocena z hlediska možných výhod a nevýhod. Na závěr kapitoly bude vybrána jedna z variant, která se použije pro detailní konstrukční návrh.

V závislosti na požadavcích Centra výzkumu Řež byly zpracovány blokové návrhy podvozku manipulátoru. Všechny návrhy jsou koncipovány pro aplikaci na skříň pohonné jednotky, kterou chtějí v Centru výzkumu Řež pro manipulátor použít. Skříň pohonné jednotky se skládá ze spodní části skříně a z víka skříně. Pro návrh podvozku jsou ještě důležité převodovky, které jsou umístěné v přední části skříně pohonné jednotky a které se budou starat o přenášení výkonu z motoru na kola.

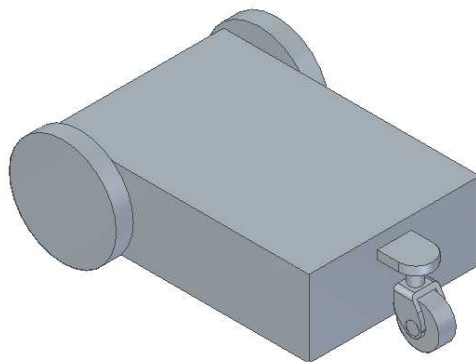


Obrázek 13 - Skříň pohonné jednotky

6.1 Varianta 1

Ve variantě 1 jsou použita tři magnetická kola, tudíž tři styčné plochy, které se starají o udržení manipulátoru na feromagnetických stěnách. Zadní kolečko je uchyceno v otočném držáku, který se natáčí v závislosti na směru jízdy. Toto provedení podvozku manipulátoru umožňuje snadné zatáčení, kdy se v závislosti na požadovaném směru jízdy pošlou rozdílné výkony na přední kola, zatímco zadní kolo se natočí po směru jízdy. Tři styčné plochy také napomáhají při překonávání překážek. V případě, že se například jedním z předních koleček najede na nějakou překážku (např. svar), manipulátor si stále zachová tříbodový dotyk s feromagnetickým materiálem, po kterém jede. To však platí do určité výšky překážky, jelikož když bude překážka příliš vysoká a manipulátor se vychýlí o příliš velký úhel, tak se skříň pohonné jednotky opře o spodní hranu, tím pádem dojde k odtržení zadního magnetického kolečka od feromagnetické stěny a může dojít k pádu manipulátoru.

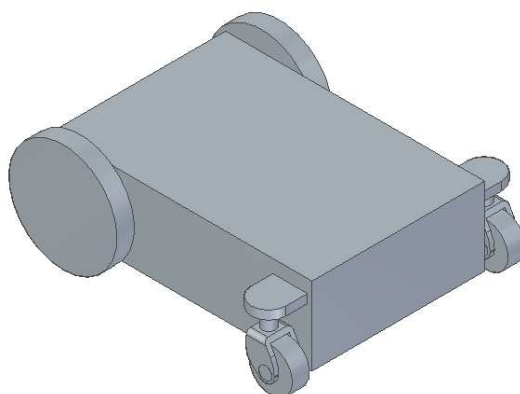
Skutečnost, že se podvozek skládá pouze ze tří magnetických koleček, zvyšuje požadavky na magnetickou sílu jednotlivých magnetů, potřebnou pro udržení manipulátoru na stěnách z feromagnetických materiálů, tím pádem i na velikost magnetů.



Obrázek 14 - Návrh podvozku: Varianta 1

6.2 Varianta 2

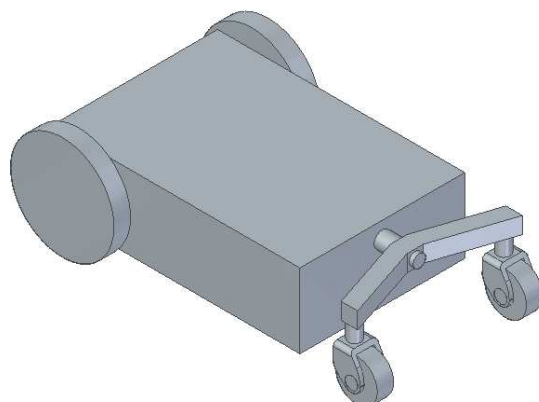
Na rozdíl od varianty 1 jsou v této variantě použita čtyři magnetická kolečka, která se starají o vyvinutí dostatečné magnetické síly. Přední kolečka jsou koncipována stejně jako ve variantě 1 a k určování směru pohybu se využívá stejného principu. Zadní kolečka jsou dvě a obě jsou uchycena v otočném držáku. Ovladatelnost manipulátoru by měla být, stejně jako v případě varianty 1, dobrá, jelikož v závislosti na směru jízdy dojde k natočení zadních koleček v otočném držáku. Problém u této koncepce podvozku by mohl nastat při překonávání překážek, jako jsou např. svary nebo třeba prostý pohyb po válcové stěně. Při překonávání těchto překážek totiž dojde k odtržení jednoho z magnetických koleček a manipulátor bude mít v tento okamžik pouze tři styčné plochy oproti čtyřem. Při tomto odtržení může dojít ke ztrátě potřebné magnetické síly pro udržení manipulátoru na feromagnetické stěně a k následnému pádu.



Obrázek 15 - Návrh podvozku: Varianta 2

6.3 Varianta 3

Ve variantě 3 jsou použita také čtyři magnetická kolečka, tudíž čtyři styčné plochy, ale na rozdíl od varianty 2 je v tomto návrhu použito otočné vahadlo, které je uchyceno přes ložisko na osu, která je vyvedena ze skříně pohonné jednotky. Vahadlo slouží k udržení čtyř styčných ploch při překonávání překážek, tudíž k udržení dostatečné magnetické síly. Stejně jako ve variantě 1 je zde limitující výška překážky, na kterou lze jedním kolem manipulátoru najet. Jakmile bude výška překážky příliš velká, dojde k příliš velkému naklonění, spodní hrana skříně pohonné jednotky se opře o stěnu, po které se manipulátor pohybuje a odtrhne jeden z magnetů.



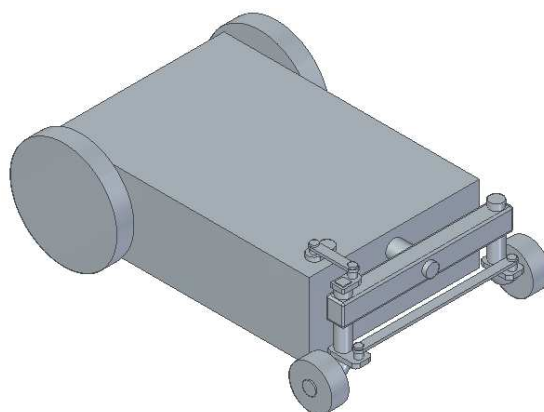
Obrázek 16 - Návrh podvozku: Varianta 3

6.4 Varianta 4

Varianta 4 vychází z varianty 3, kde je použité vahadlo pro vyrovnávání nerovností při překonávání překážek, avšak varianta 4 je doplněna o řízenou zadní nápravu. Řízení je realizováno pomocí servomotoru, jehož výstupní hřídel je vyvedena z víka skříně pohonné jednotky. Mezi touto hřídelí a osou, na které je připevněno jedno ze zadních kol, je pákový mechanismus, který v závislosti na pootočení výstupní hřídele servomotoru otáčí osou zadního kola. Toto otáčené kolo je pomocí pákového mechanismu propojené s druhým kolem, což způsobuje stejný otáčivý účinek na obou zadních kolech.

V praxi by to znamenalo, že není potřeba řídit množství výkonu, který je přenášený na jednotlivá kola, ale mohl by se přenášet stejný výkon na obě kola a řízení směru pohybu přenechat zadní nápravě.

Aby nedošlo k vylomení pákového mechanismu mezi servomotorem a otočnou osou zadního kola v důsledku překonání mezního rozsahu kloubů v tomto pákovém mechanismu, je nutné omezit úhel otáčení vahadla.

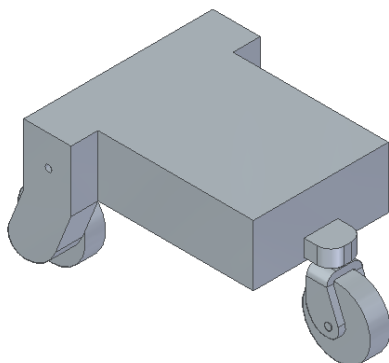


Obrázek 17 - Návrh podvozku: Varianta 4

6.5 Varianta 5

Varianta 5 je podobná variantě 1, s tím rozdílem, že přední kola jsou menší a jsou s výstupními převodovkami skříně pohonné jednotky, spojeny pomocí dalších převodovek. Zadní kolo je stejně jako ve variantě 1, uchycené v otočném držáku a natočení zadního kola se mění podle směru jízdy. Jak již bylo zmíněno výše, přední kola jsou uchycená na přídavných převodovkách, díky kterým se snáze docílí požadované světlé výšky a rychlosti manipulátoru.

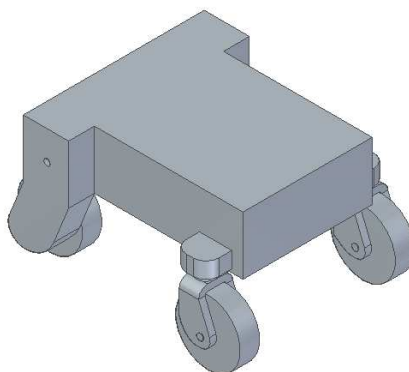
Úskalí této koncepce je stejné jako u varianty 1. Může dojít k odtržení zadního kolečka od feromagnetického materiálu důsledkem příliš velkého natočení skříně pohonné jednotky.



Obrázek 18 - Návrh podvozku: Varianta 5

6.6 Varianta 6

Varianta 6 vychází z varianty 2 s tím rozdílem, že stejně jako u varianty 5 jsou použity přídavné převodovky pro snadnější docílení světlé výšky a rychlosti pohybu a zadní kolečka jsou vyšší. Výhody a nevýhody tohoto rozložení podvozku již byly v práci shrnuty.



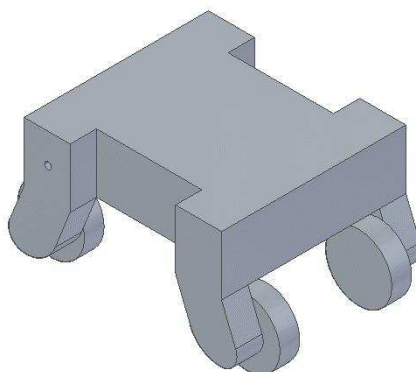
Obrázek 19 -- Návrh podvozku: Varianta 6

6.7 Varianta 7

Varianta 7 je založena na podobné koncepci jako BIKE PLATFORM firmy GE Inspection Robotics, s tím rozdílem, že nemá řízenou ani jednu nápravu a k zatáčení využívá posílání rozdílného výkonu na jednotlivé strany podvozku. Při zatáčení tudíž dochází ke smyku magnetických koleček po feromagnetickém materiálu podobně jako u SCORPION2 firmy Silverwing. U této koncepce by teoreticky bylo možné udělat poháněná všechna čtyři kola tím způsobem, že se například pomocí řemene propojí výstupní hřídel převodovky, umístěné ve

skříni pohonné jednotky, s přídatnou převodovkou pro zadní kolo. Toto propojení by bylo provedeno vždy na jedné ze stran, což by zajistilo stejné otáčky předního a zadního kola v závislosti na otáčkách převodovky vystupující ze skříň pohonné jednotky.

Nevýhody této koncepce jsou podobné jako u varianty 2 a 6. Najetím překážku dojde k odtržení jednoho z magnetických kol, tím pádem ke ztrátě potřebné magnetické síly, což může zapříčinit pád manipulátoru.

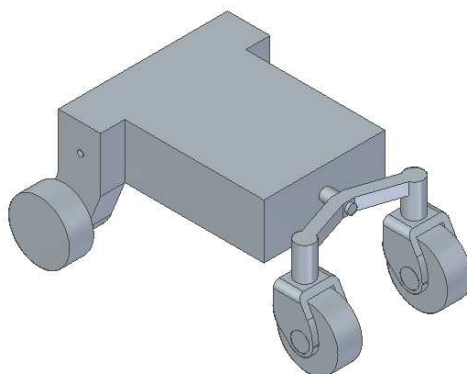


Obrázek 20 - Návrh podvozku: Varianta 7

6.8 Zhodnocení a výběr jedné z variant

Tyto návrhy byly předloženy v Centru výzkumu Řež a po diskuzi se zaměstnanci byla, jako nejvhodnější řešení, vybrána varianta 3. Avšak po zjištění potřebného průměru magnetického disku pro vytvoření 33 mm světlé výšky byla tato varianta upravena, jelikož by magnet musel mít průměr cca 136 mm. Takovéto magnety se na našem trhu vůbec neprodávají a mimo to by mohl nastat problém při podjíždění nižších překážek z feromagnetických materiálů. Magnet těchto rozměrů by totiž vyčníval nad skříň pohonné jednotky, a v případě, že by překážka byla níž, než je průměr magnetu, tak by se zde manipulátor zasekl a mohlo by být velice obtížné ho z tohoto prostoru dostat. Kromě toho, při použití této koncepce není možné docílit rychlosti manipulátoru 100 mm/s při výstupních otáčkách převodovky 41 ot/min a světlé výšce 33 mm.

V souvislosti s těmito skutečnostmi byla varianta 3 upravena. Nově upravená varianta je kombinací výše uvedených. Zadní náprava zůstává zavěšena na vahadlu pro vyrovnávání různých nerovností a přední část je realizována pomocí přídatných převodovek, ale s ohledem na prodávané magnety a na kritérium světlé výšky je nutné umístit magnety z vnější strany přídatných převodovek.



Obrázek 21 - Návrh podvozku: Konečná varianta

7 Zadní náprava

Tato kapitola se věnuje kompletnímu návrhu zadní nápravy od magnetických koleček až po přichycení zadní nápravy ke skříni pohonné jednotky.

Jak je zmíněno v předešlé kapitole, zadní kola jsou otočně zavěšena na vahadlu, které je otočně připevněné k ose a osa je přichycena ke skříni pohonné jednotky. Poloha uchycení zadní nápravy ve skříni pohonné jednotky a její velikost musí zajistit světlou výšku manipulátoru 33 mm. Osa, na které je přichyceno vahadlo, je na skříni pohonné jednotky přidělena ve spodní části skříně z důvodu možného pohybu a případném ladění manipulátoru bez víka skříně.

7.1 Magnetická kola

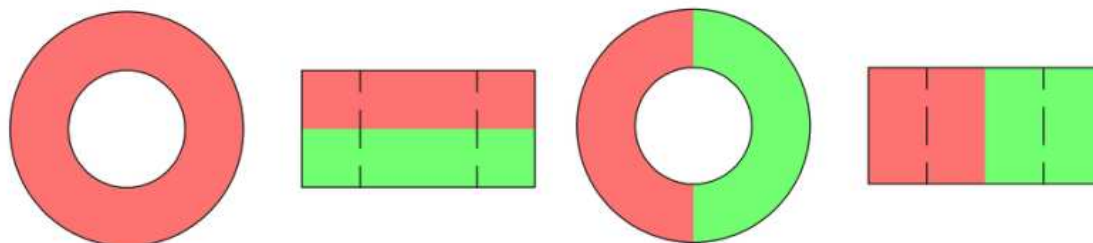
Magnety jsou v této práci řešeny velice okrajově, jelikož kompletní výpočet magnetů by byl obsahově na samostatnou bakalářskou práci. Výběr vhodného magnetu se tedy řídil doporučením zaměstnance Centra výzkumu Řež.

Po doporučení zaměstnance Centra výzkumu Řež a po prozkoumání dostupných magnetů na trhu byl, jako nejvhodnější varianta, vybrán neodymový prstencový magnet KR-50-07-05-N od firmy UNIMAGNET. [20]

Materiál	NdFeB
Rozměr	Ø 50/7 mm, Výška 5 mm
Tolerance	± 0,1 mm
Povrch	Poniklovaný (Ni-Cu-Ni)
Magnetizace	N38H
Magnetická síla	15 kg
Max. pracovní teplota	120 °C
Hmotnost	73 g

Tabulka 1 - Parametry magnetu [20]

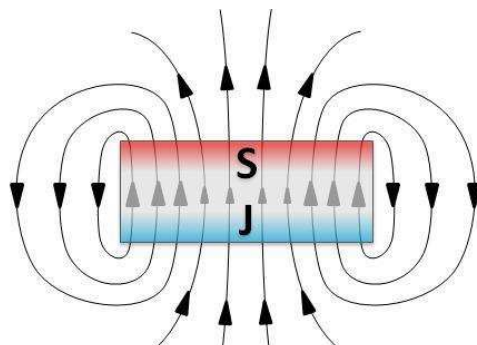
Jedná se o axiálně magnetizovaný neodymový magnet, což znamená, že se magnetické póly nacházejí na rovných plochách magnetu. V praxi to znamená to, že když se magnet přiloží k jinému feromagnetickému materiálu, tak se na něj přichytí jednou z rovných stěn, nikoli například boční, tedy zaoblenou stěnou, jak by to bylo v případě diametrální magnetizace. [21]



Obrázek 22 - Axiální magnetizace (vlevo) a diametrální magnetizace (vpravo)

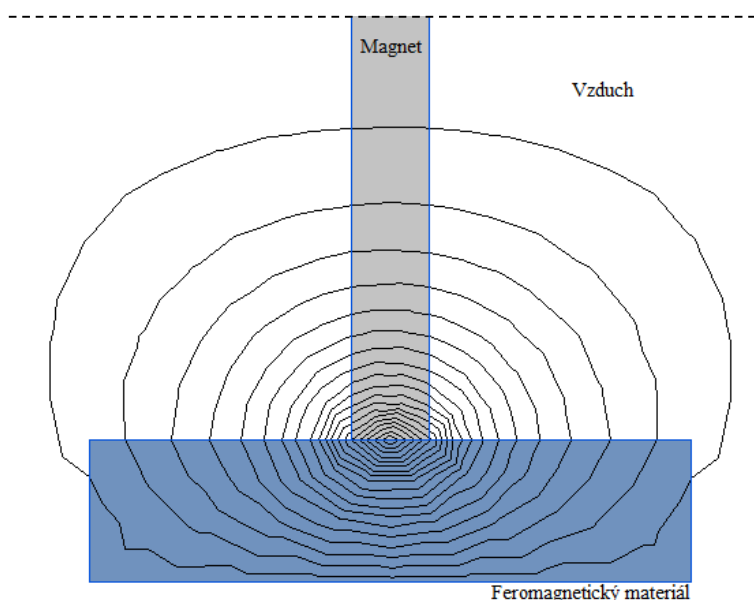
Magnet je prstencového tvaru, tedy kruh s otvorem uprostřed. Tento tvar je volen z důvodu uchycení magnetického kola k otočnému držáku pomocí čepu.

Kolem každého permanentního magnetu lze pozorovat magnetické pole. To vytváří pravidelné obrazce siločar, rozptýlené kolem celého magnetu do všech směrů.



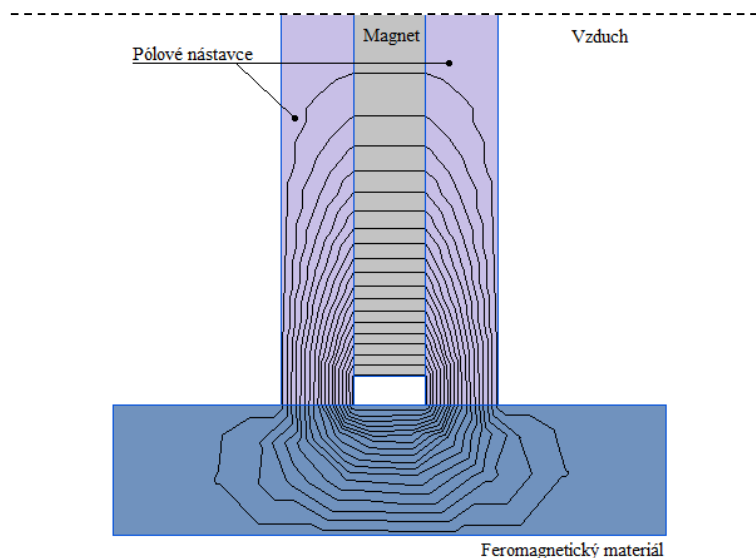
Obrázek 23 - Magnetické pole (indukční čáry) [22]

Takto samostatně použitý magnet jako kolečko manipulátoru by nebylo příliš efektivní, jelikož velká část magnetického pole by byla rozptýlena do okolního prostředí a k vytvoření přídržné magnetické síly by byla využita jen malá část magnetického pole (viz obrázek 24).



Obrázek 24 - Magnetické pole samostatného magnetu

Pro přesné směrování magnetického pole a vytvoření větší přídržné síly bylo zaměstnancem Centra výzkumu Řež doporučeno použít tzv. pólové nástavce, které svedou větší část magnetického pole do přechodu kolečko – ferromagnetický materiál, a tím vytvoří větší magnetickou sílu, kterou bude manipulátor držen na ferromagnetické stěně. Pólové nástavce jsou průměru 54 mm, tudíž jsou větší než magnet a zajišťují kontakt s ferromagnetickým materiálem. Aby nedocházelo k přesycování pólových nástavců a byla využita maximální síla magnetů, bylo zaměstnancem Centra výzkumu Řež vypočítáno, že by každý pólový nástavec musel mít výšku 20 mm. Avšak to by v praxi znamenalo velmi velké rozměry, jak držáku zadních kol, tak celkové šířky manipulátoru. V závislosti na předpokládané hmotnosti manipulátoru však v Centru výzkumu Řež vypočítali, že pro tuto aplikaci postačí 5 mm výška jednoho pólového nástavce.



Obrázek 25 - Magnetické pole s pólovými nástavci

Vyobrazení magnetického pole bylo provedeno pomocí programu QuickField, který poskytuje studentskou verzi. V programu je možno zobrazit také síly, které mezi magnetem a feromagnetickým materiálem působí, avšak jelikož se jedná o studentskou verzi, program poskytuje pouze 2D prostředí a mimo to lze vytvořit pouze 255 uzlů síť, podle které poté program vytváří magnetické pole. Hodnoty sil jsou tudíž velice nepřesné a k zjištění přídržné síly byl proveden pokus se siloměrem, kdy se magnetické kolo přichytilo k feromagnetickému materiálu v jeho provozní pozici, tedy zaoblenou stěnou pólových nástavců k danému materiálu a pomocí siloměru se zjistila přesná hodnoty síly, která je nutná k odtržení magnetického kolečka. Jedno magnetické kolečko bylo od feromagnetického materiálu odtrženo vyvozením 13 kg, což odpovídá přibližně 130 N. Program QuickField tedy posloužil pouze ke znázornění tvarování magnetického pole pomocí pólových nástavců.

Jelikož pólové nástavce jsou větší průměru nežli magnet, mezi samotným magnetem a feromagnetickou stěnou se vytvoří vzduchová mezera a manipulátor pojedje pouze po pólových nástavcích. Výhoda tohoto provedení je také v tom, že neodymové magnety jsou celkem křehké, tudíž v případě, že by magnety obstarávaly dotyk s feromagnetickou stěnou, a došlo by k nějakému nárazu, mohly by se magnety poškodit.

Na obrázku 27 je magnetické kolo v kontaktu s feromagnetickým materiálem.



Obrázek 26 – Vizualizace magnetického kola

7.2 Otočný držák

7.2.1 Uchycení kola

Skrz magnet je uprostřed vyvrtán otvor o průměru 7 mm. Ten samý otvor s tolerancí H7 je vyvrtán i v pólových nástavcích a kolečko je sesazeno dohromady a vycentrováno. Uchycení zadních koleček do otočných držáků je provedeno pomocí nemagnetických čepů. Aby nedocházelo k zadírání, je na přechod mezi čepem a magnetickým kolem použito kluzné pouzdro. Pro tuto aplikaci bylo vybráno kluzné pouzdro PCM 050710 E od firmy SKF [23].

Vnitřní průměr 5 mm

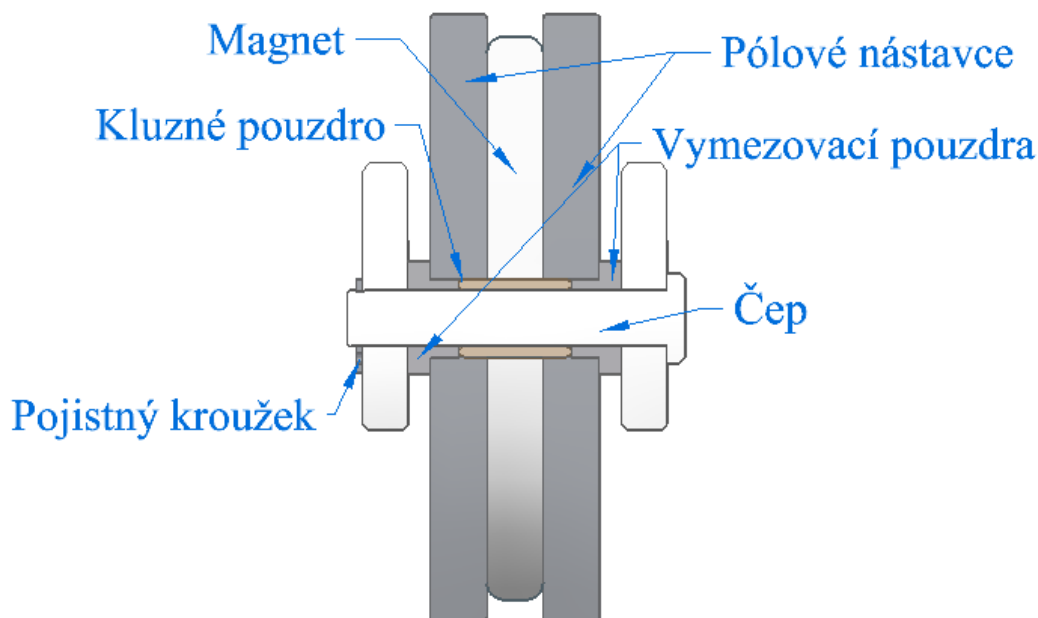
Vnější průměr 7 mm

Šířka 10 mm

Tabulka 2 - Rozměry kluzného pouzdra [23]

Kluzné pouzdro je široké pouze 10 mm, proto je nutné použít tzv. vymešovací pouzdra, která složí k vycentrování kluzného pouzdra pod magnetem a k vycentrování magnetického kola vůči otočnému držáku. Mezera mezi magnetickým kolem a otočným držákem je na každé straně 2 mm a pro vycentrování kluzného pouzdra pod magnetem je potřeba 2,5 mm dlouhé osazení o průměru 7 f7. Skrz vymešovací pouzdro je vyvrtán otvor o průměru 5 H7.

Magnetické kolo je k otočnému držáku přichyceno pomocí čepu z duralu EN AW 2014 (ČSN 42 4207) o průměru 5 f7. Čep je dlouhý 28,4 mm a je zajištěn proti vysunutí pomocí pojistného kroužku pro hřídele. Dural je volen především z důvodu toho, že není magnetický, tudíž neovlivňuje magnetické pole a má vyšší pevnost oproti jiným hliníkovým slitinám.

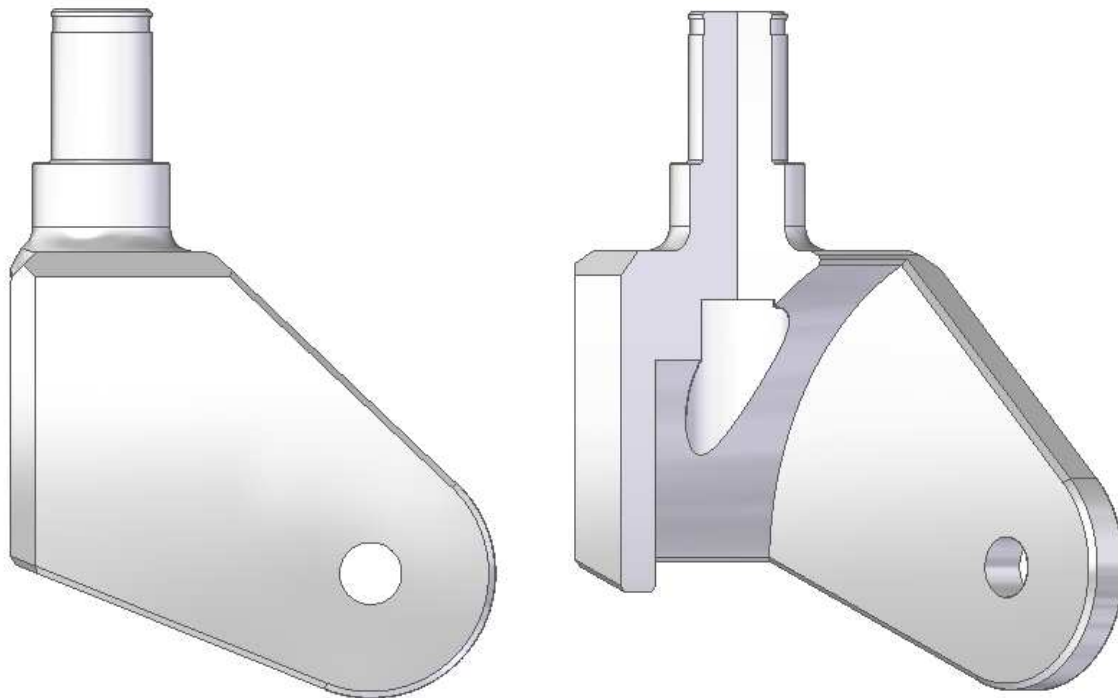


Obrázek 27 - Řez zadním magnetickým kolem

7.2.2 Uchycení otočného držáku

Takto složené magnetické kolo je uchycené v otočném držáku, který mimo jiné slouží k natáčení kola v závislosti na směru jízdy. K tomu, aby se kolo natočilo podle směru jízdy,

slouží předsažená osa uchycení držáku ve vahadle vůči svislé ose procházející těžištěm magnetického kola. Využívá se zde tedy stejného principu, jako v případě koleček kancelářské židle nebo nákupního košíku. Otočný držák je vlisovaný do kuličkového ložiska a zajištěný pojistným kroužkem proti vysunutí. Pro snazší nalisování otočného držáku do ložiska je v ose osazení ze spodní strany vytvořena kruhová plocha. Jako materiál pro otočný držák je opět volen dural EN AW 2014 (ČSN 42 4207).



Obrázek 28 - Otočný držák zadního kola

Otočný držák je ve vahadle uchycen přes kuličkové ložisko, které obstarává požadovanou rotační vazbu. K tomuto účelu bylo vybráno nerezové kuličkové ložisko 630/8-2RS1 firmy SKF [24]. Toto ložisko se bude kontrolovat pouze na statické zatížení, jelikož ložisko při provozu vykonává pomalé oscilační pohyby pod zatížením. Pro kontrolu ložiska je voleno zatížení 300 N (cca 30 kg) v radiálním i axiálním směru, což je až extrémní zatížení, které by mohlo při provozu nastat, avšak není definována délka kabelu, tedy dosah manipulátoru, který za sebou robot potáhne, tudíž toto zatížení není úplně nereálné.

Kontrola ložiska otočného držáku

Radiální zátěžná síla $F_r = 300 \text{ N}$

Axiální zátěžná síla $F_a = 300 \text{ N}$

Výpočet požadované základní statické únosnosti:

$$C_0 = s_0 * P_0 \text{ [25]}$$

$$s_0 = 2 \text{ [25, p. tabulka 1]}$$

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a \text{ [25]}$$

Pro nerezová kuličková ložiska platí rovnice:

$$P_0 = 0,6F_r + 0,5F_a = 0,6 * 300 + 0,5 * 300 = 330 \text{ N [26, p. Nerezová kuličková ložiska]}$$

$$C_0 = s_0 * P_0 = 2 * 330 = 660 \text{ N}$$

kde: C_0 - požadovaná základní statická únosnost [N]

s_0 - součinitel statické bezpečnosti

P_0 - ekvivalentní statické zatížení [N]

X_0 - výpočtový součinitel radiálního zatížení

Y_0 - výpočtový součinitel axiálního zatížení

F_r - radiální síla [N]

F_a - axiální síla [N]

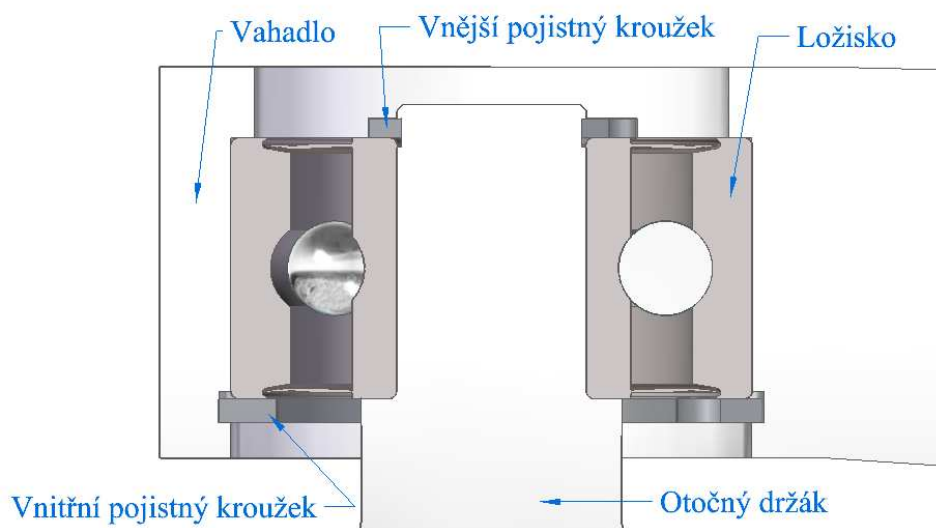
Základní statická únosnost ložiska 630/8-2RS1 je 1370 N [24]. Z výpočtu je tedy patrné, že ložisko s ohledem na statickou únosnost vyhovuje. Pravděpodobně by se našlo rozměrově menší ložisko, které by se více blížilo k vypočítané požadované statické únosnosti, ale toto ložisko je voleno také z důvodu rozměrů otočného držáku a vahadla.

Uložení držáku v ložisku

SKF uvádí pro toto ložisko vnitřní průměr $8_{-0,008}^0$ mm [27, p. tabulka 1]. Průměr osazení, které přijde vložit do tohoto ložiska, byl zvolen 8 j6. Těmito tolerancemi vznikne přechodné uložení s maximální vůlí 2 μm a s maximálním přesahem 15 μm . Jak již bylo zmíněno, držák je v ložisku zajištěn pojistným kroužkem.

7.3 Vahadlo

Ložisko zvolené v předešlé kapitole je nalisováno ve vahadle, které je opět z duralu EN AW 2014 (ČSN 42 4207). Průměr vnějšího kroužku ložiska je $22_{-0,009}^0$ mm [27, p. tabulka 1] a výška 11 mm. Otvor ve vahadle, ve kterém je ložisko nalisováno, má průměr 22 P7, což v kombinaci s tolerancí ložiska dělá z tohoto spojení uložení s přesahem. Minimální přesah tohoto uložení je 5 μm a maximální přesah je 35 μm . Celková délka tohoto osazení je 13,5 mm a ložisko je v tomto otvoru zajištěno vnitřním pojistným kroužkem.



Obrázek 29 - Řez uložením ve vahadle

Tvar vahadla je volen takový, aby v kombinaci s magnetickými koly uchycenými v otočném držáku a uchycením vahadla ve spodní části skříně pohonné jednotky, manipulátor splňoval požadavek na světlostou výšku 33 mm. Uprostřed vahadla je osazení určené pro ložisko, které obstarává rotační pohyb vahadla okolo osy, pomocí níž je vahadlo uchycené ke spodní části skříně pohonné jednotky. Pro tuto aplikaci bylo vybráno nerezové kuličkové ložisko 6001-2RSH firmy SKF. Vnitřní průměr ložiska je $12_{-0,008}^0$ mm, vnější průměr $28_{-0,009}^0$ mm a výška 8 mm [28]. Průměr osazení ve vahadle, do kterého přijde ložisko nalisovat, je voleno 28 P7, tudíž opět vznikne uložení s přesahem s minimálním přesahem 5 μm a maximálním 35 μm . V tomto osazení je vytvořena drážka pro pojistný kroužek, díky kterému se ložisko zajistí proti axiálnímu posunutí.

Vahadlo a spodní část skříně pohonné jednotky spojuje osa, která je opět z duralu EN AW 2014 (ČSN 42 4207). Na jednom konci osy je vytvořené osazení o délce 15 mm a průměru 12 g6. Na tomto osazení je vyříznut závit M12 v délce 8 mm a na délce závitu je vytvořena drážka pro MB podložku. Tolerance g6 je volena z důvodu toho, že na tento průměr je nasazováno ložisko, které je vlisováno ve vahadle. Díky toleranci g6 a toleranci ložiska vznikne přechodné uložení o maximálním přesahu 2 μm a maximální vůli 17 μm . Toto uložení je voleno z důvodu snadného nasazení ložiska na hřídel a minimalizace možného poškození závitu. Závit s drážkou pro MB podložku je na hřídeli z důvodu zajištění proti axiálnímu posunutí osy v ložisku pomocí KM matice, která je zajištěná proti povolení právě pomocí MB podložky.

Toto ložisko je stejně jako ložisko v předešlé kapitole kontrolováno pouze na statickou pevnost, jelikož ložisko vykonává pomalé oscilační pohyby pod zatížením. Zatížení je také voleno stejně a to 300 N v radiální a 300 N v axiálním směru.

Kontrola ložiska ve vahadle

Radiální zátěžná síla $F_r = 300$ N

Axiální zátěžná síla $F_a = 300$ N

Výpočet požadované základní statické únosnosti:

$$C_0 = s_0 * P_0 \text{ [25]}$$

$$s_0 = 2 \text{ [25, p. tabulka 1]}$$

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a \text{ [25]}$$

Pro nerezová kuličková ložiska platí rovnice:

$$P_0 = 0,6 F_r + 0,5 F_a = 0,6 * 300 + 0,5 * 300 = 330 \text{ N [26, p. Nerezová kuličková ložiska]}$$

$$C_0 = s_0 * P_0 = 2 * 330 = 660 \text{ N}$$

kde: C_0 - požadovaná základní statická únosnost [N]

s_0 - součinitel statické bezpečnosti

P_0 - ekvivalentní statické zatížení [N]

X_0 - výpočtový součinitel radiálního zatížení

Y_0 - výpočtový součinitel axiálního zatížení

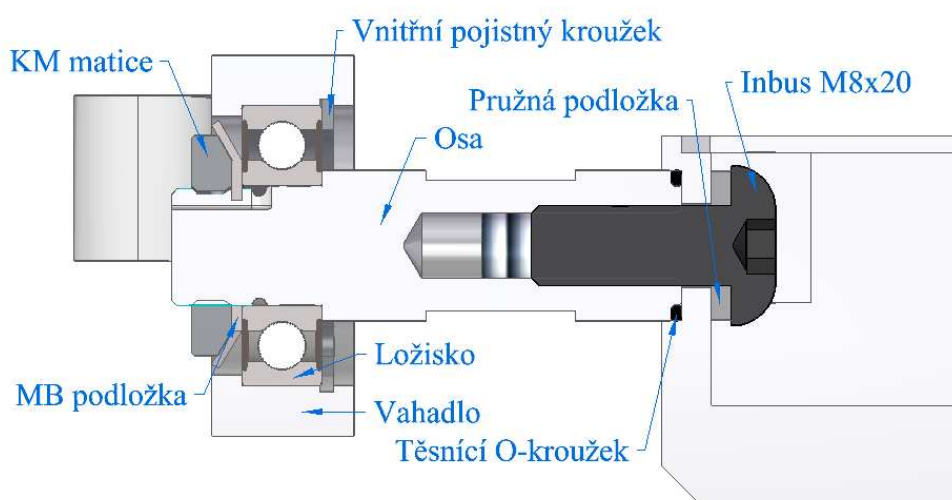
F_r - radiální síla [N]

F_a - axiální síla [N]

Základní statická únosnost ložiska 6001-2RSH je 2360 N [24]. Z výpočtu je opět patrné, že ložisko z pohledu statické únosnosti vyhovuje. Dokonce i při až extrémním zatížení, které by na ložisko mohlo působit, je hodnota statické únosnosti více jak třikrát větší než vypočítaná požadovaná statická únosnost. Ložisko je však voleno z důvodů jeho rozměrů a rozměrů součástí, které jsou tímto ložiskem spojeny.

Z druhé strany osy je vytvořeno osazení, na které se nasadí těsnící O-kroužek a celá osa se vsune do osazení ve spodní části skříně pohonné jednotky. Osa je ve spodní části skříně zajištěna pomocí inbusu M8x20, který je zajištěný proti povolení pomocí pružné podložky.

Pro důkladné utažení KM matice a inbusu je na ose vytvořeno osazení pro 13 mm plochý klíč.



Obrázek 30 - Řez uchycením vahadla

Na následujícím obrázku je vizualizace celé zadní nápravy. Ve vizualizaci jsou použity materiály, ze kterých by měly být jednotlivé součásti vyrobeny.



Obrázek 31 - Vizualizace zadní nápravy

8 Přední náprava

V této kapitole je popsán návrh přední poháněné nápravy, na kterou jsou kladeny mnohé požadavky. Jedním z nich je světlá výška manipulátoru, která se právě pomocí vhodně navržené přední nápravy musí dodržet. Dalším požadavkem je dodržení požadované rychlosti pohybu manipulátoru s ohledem na počet otáček za minutu výstupní hřídele z převodovky pohonné jednotky. Přední náprava musí být stejně jako celý manipulátor dekontaminovatelná, tudíž části, které by mohly přijít do styku s dekontaminačními látkami, musí být chemicky odolné těmto látkám a zbylé části musí být důkladně utěsněny.

Ke spojení přední nápravy a feromagnetického materiálu, po kterém manipulátor pojede, jsou použita stejná magnetická kola se stejnými magnety a pólovými nástavci jako na zadní nápravě. Pro docílení požadované rychlosti a světlé výšky manipulátoru je potřeba navrhnout přídavné převodovky, které manipulátor vyzdvihnou 33 mm vysoko a budou mít přesný převodový poměr mezi vstupem a výstupem, kterým se docílí rychlosti cca 100 mm/s při 41 ot/min výstupní hřídele převodovky. Přídavné převodovky se přichytí z boků skříně pohonné jednotky v místech, kde ze skříně vystupují hřídele převodovek. Pro snazší docílení požadovaného převodového poměru, světlé výšky manipulátoru a úspore místa, jsou přídavné převodovky navrženy jako dvoustupňové s čelními ozubenými koly. Na výstupní hřídel převodovky pohonné jednotky se připevní pastorek, který se bude starat o pohon celé přídavné převodovky.

Prvotní hrubý výpočet byl proveden pro rychlost manipulátoru 20 mm/s. Parametry převodovky, které vyšly tímto výpočtem, byly použity pro výrobu prvního prototypu. Při následné početní kontrole hřídelí však bylo zjištěno příliš velké napětí, které na tyto hřídele působí. Po konzultaci se zaměstnanci Centra výzkumu Řež byla upravena hodnota rychlosti manipulátoru na přibližných 100 mm/s, což vedlo k příznivějšímu namáhání hřídelí.

8.1 Výpočet parametrů přídavných převodovek

Při návrh přídavné převodovky se vychází z průměru pólového nástavce kola 54 mm, z počtu otáček výstupní hřídele převodovky, z potřebné rychlosti manipulátoru a z požadované světlé výšky. V programu Solid Edge byla odměřena svislá vzdálenost 41,25 mm mezi osou magnetického kola a osou převodovky pohonné jednotky za předpokladu použití magnetického kola o průměru 54 mm a dodržení světlé výšky manipulátoru 33 mm.

8.1.1 Požadovaný celkový převodový poměr

Znamé hodnoty:

Počet otáček za minutu výstupní hřídele převodovky	$n_1 = 41$ ot/min
Minimální požadovaná rychlost pohybu	$v_3 = 0,1$ m/s
Poloměr pólového nástavce	$r = 0,027$ m

Úhlová rychlost magnetického kola:

$$\omega_3 = \frac{v_3}{r} = \frac{0,1}{0,027} = 3,7 \text{ rad/s}$$

Počet otáček za minutu magnetického kola:

$$n_3 = \frac{60 * \omega_3}{2\pi} = \frac{60 * 3,7}{2\pi} = 35,33 \text{ ot/min}$$

Požadovaný celkový převodový poměr:

$$i = \frac{n_1}{n_3} = \frac{41}{35,33} = 1,16049$$

Jelikož rychlost 100 mm/s je pouze přibližná, je tento převodový poměr také pouze přibližný.

8.1.2 Návrh ozubených kol

Přídavná převodovka je navržena jako dvoustupňová s čelními ozubenými koly. Skládá se celkově ze tří hřídelí. První z hřídelí je výstupní hřídel převodovky pohonné jednotky, která slouží jako hnací hřídel přídavné převodovky. Druhá hřídel je tzv. předloková a jsou na ní dvě pevně spojená ozubená kola. Jedno ozubené kolo je v záběru s hnacím ozubeným kolem přídavné převodovky, zatímco druhé ozubené kolo je v záběru s ozubeným kolem na hnané hřídeli. Jak již bylo zmíněno, třetí hřídelí je tzv. hnaná, která vystupuje ven z přídavné převodovky a na které je přichycené magnetické kolo.

Základní parametry ozubených kol byly navrženy optimalizací v programu Excel s ohledem na požadovaný přibližný převodový poměr a minimální celkovou osovou vzdálenost 41,25 mm.

			Ozubené kolo			
			1	2	3	4
Modul	[mm]	m	1		1	
Převodový poměr	[-]	i	1		1,23809	
Počet zubů	[-]	z	25	25	21	26
Roztečná kružnice	[mm]	d	25	25	21	26
Teoretická osová vzdálenost	[mm]	a	25		23,5	
Součet osových vzdáleností	[mm]		48,5			
Skutečný celkový převodový poměr	[-]	i _s	1,23809			

Tabulka 3 - Základní rozměry ozubených kol získaných pomocí optimalizace v programu Excel

Při optimalizaci bylo nutné hodnoty jako modul, počet zubů jednoho ze spoluzabírajících kol a jeden z převodových poměrů volit. Zbylé hodnoty se vypočítaly pomocí patřičných vzorců.

Použité vzorce při optimalizaci:

V kapitole 8.1.1 byl vypočítán přibližný požadovaný převodový poměr mezi vstupem a výstupem přídavné převodovky, který by se měl, při vhodné zvolené ozubených kolech, dodržet. Pro určení celkového převodového poměru dvoustupňové převodovky je nutné mezi sebou vynásobit oba dva převodové poměry jednotlivých spoluzabírajících ozubených kol. Jak bylo psáno výše, jeden z převodových poměrů se volí a druhý se dopočítává. Platí zde tedy vztah:

$$i_p = i_{12} * i_{34} \rightarrow i_{34} = \frac{i_p}{i_{12}}$$

- kde: i_p - požadovaný celkový převodový poměr
 i_{12} - převodový poměr ozubených kol 1 a 2
 i_{34} - převodový poměr ozubených kol 3 a 4

Při optimalizaci byl zvolen převodový poměr $i_{12} = 1$. Převodový poměr i_{34} se poté vypočítá následovně:

$$i_{34} = \frac{i_p}{i_{12}} = \frac{1,16049}{1} = 1,16049$$

Při použití těchto převodových poměrů a zvolení počtů zubů $z_1 = 25$ a $z_3 = 21$ vyjdou počty zubů zbylých ozubených kol:

$$z_2 = z_1 * i_{12} = 25 * 1 = 25$$

$$z_4 = z_3 * i_{34} = 21 * 1,16049 = 24,37$$

Počet zubů musí být celé číslo, proto s počtem zubů 24,37 není možné nadále počítat. Z tohoto důvodu byly zvoleny počty zubů $z_4 = 26$. Skutečné hodnoty převodových poměrů a rychlosti pohybu jsou po této úpravě následující:

$$i_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{25}{25} = 1$$

$$i_{34} = \frac{z_4}{z_3} = \frac{26}{21} = 1,23809$$

$$i_s = i_{12} * i_{34} = \frac{25}{25} * \frac{26}{21} = 1,23809$$

$$n_3 = \frac{n_1}{i_s} = \frac{41}{1,23809} = 33,12 \text{ ot/min}$$

$$\omega_3 = 2\pi \frac{n_3}{60} = 2\pi \frac{33,12}{60} = 3,47 \text{ rad/s}$$

$$v_3 = \omega_3 * r = 3,47 * 0,027 = 0,0936 \text{ m/s} \cong 93,6 \text{ mm/s}$$

- kde: i_s - skutečný převodový poměr

Výsledná rychlost, kterou manipulátor pojede při 41 ot/min výstupní hřídele převodové skříně, při použití magnetických kol o průměru 54 mm a při použití přídavné převodovky, která byla právě vypočítána, je 93,6 mm/s.

V tabulce 3 jsou také hodnoty roztečných kružnic a osových vzdáleností. Tyto hodnoty jsou důležité z důvodu dodržení minimální osové vzdálenosti magnetického kola a výstupní hřídele převodovky pohonné jednotky. K výpočtu roztečné kružnice je zapotřebí znát modul soukolí a počet zubů jednotlivých kol. Jelikož je modul ozubených kol normalizovaný, je zapotřebí hodnotu modulu volit s ohledem na tabulku normalizovaných hodnot [29]. Pro obě soukolí byl, z důvodu běžně dostupných ozubených kol, zvolen modul 1. Průměry roztečných kružnic jednotlivých kol se poté vypočítají jako:

$$d_1 = m_{12} * z_1 = 1 * 25 = 25 \text{ mm}$$

$$d_2 = m_{12} * z_2 = 1 * 25 = 25 \text{ mm}$$

$$d_3 = m_{34} * z_3 = 1 * 21 = 21 \text{ mm}$$

$$d_4 = m_{34} * z_4 = 1 * 26 = 26 \text{ mm}$$

Z roztečných kružnic se následně vypočítají teoretické osové vzdálenosti:

$$a_{12} = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{25 + 25}{2} = 25 \text{ mm}$$

$$a_{34} = \frac{d_3 + d_4}{2} = \frac{21 + 26}{2} = 23,5 \text{ mm}$$

Pro dodržení požadované světlé výšky manipulátoru musí být součet teoretických vzdáleností větší nebo roven 41,25 mm. Jelikož součet vypočítaných teoretických vzdáleností je 48,5 mm, je toto kritérium splněno a i z tohoto hlediska navržená převodovka vyhovuje.

Zbylé parametry ozubených kol:

Ozubené kolo 1 a 2:

Znamé hodnoty:

Modul	$m = 1 \text{ mm}$
Úhel záběru	$\alpha = 20^\circ$
Výška hlavy zubu	$h_a = m$
Hlavová vůle	$c_a = 0,25 * m$
Počet zubů	$z_{1,2} = 25$
Průměr roztečné kružnice	$d_{1,2} = 25 \text{ mm}$

Výpočty:

Průměr základní kružnice	$d_{b1,2} = d_{1,2} * \cos\alpha = 25 * \cos(20^\circ) = 23,49 \text{ mm}$
Průměr hlavové kružnice	$d_{a1,2} = d_{1,2} + 2 * h_a = 25 + 2 * 1 = 27 \text{ mm}$
Průměr patní kružnice	$d_{f1,2} = d_{1,2} - 2 * (h_a + c_a) = 25 - 2 * (1 + 0,25 * 1) = 22,5 \text{ mm}$
Rozteč na roztečné kružnici	$p_{1,2} = \pi * m = \pi * 1 = 3,14 \text{ mm}$
Tloušťka zubu na rozt. kruž.	$s_{1,2} = 0,5 * \pi * m = 0,5 * \pi * 1 = 1,57 \text{ mm}$
Šířka zub. mezery na rozt. kruž.	$e_{1,2} = 0,5 * \pi * m = 0,5 * \pi * 1 = 1,57 \text{ mm}$

Ozubené kolo 3:

Znamé hodnoty:

Modul	$m = 1 \text{ mm}$
Úhel záběru	$\alpha = 20^\circ$
Výška hlavy zubu	$h_a = m$

Hlavová vůle $c_a = 0,25 * m$

Počet zubů $z_3 = 21$

Průměr roztečné kružnice $d_3 = 21 \text{ mm}$

Výpočty:

Průměr základní kružnice $d_{b3} = d_3 * \cos\alpha = 21 * \cos(20^\circ) = 19,73 \text{ mm}$

Průměr hlavové kružnice $d_{a3} = d_3 + 2 * h_a = 21 + 2 * 1 = 23 \text{ mm}$

Průměr patní kružnice $d_{f3} = d_3 - 2 * (h_a + c_a) = 21 - 2 * (1 + 0,25 * 1) = 18,5 \text{ mm}$

Rozteč na roztečné kružnici $p_3 = \pi * m = \pi * 1 = 3,14 \text{ mm}$

Tloušťka zubu na rozt. kruž. $s_3 = 0,5 * \pi * m = 0,5 * \pi * 1 = 1,57 \text{ mm}$

Šířka zub. mezery na rozt. kruž. $e_3 = 0,5 * \pi * m = 0,5 * \pi * 1 = 1,57 \text{ mm}$

Ozubené kolo 4:

Znamé hodnoty:

Modul $m = 1 \text{ mm}$

Úhel záběru $\alpha = 20^\circ$

Výška hlavy zubu $h_a = m$

Hlavová vůle $c_a = 0,25 * m$

Počet zubů $z_4 = 26$

Průměr roztečné kružnice $d_4 = 26 \text{ mm}$

Výpočty:

Průměr základní kružnice $d_{b4} = d_4 * \cos\alpha = 26 * \cos(20^\circ) = 24,43 \text{ mm}$

Průměr hlavové kružnice $d_{a4} = d_4 + 2 * h_a = 26 + 2 * 1 = 28 \text{ mm}$

Průměr patní kružnice $d_{f4} = d_4 - 2 * (h_a + c_a) = 26 - 2 * (1 + 0,25 * 1) = 23,5 \text{ mm}$

Rozteč na roztečné kružnici $p_4 = \pi * m = \pi * 1 = 3,14 \text{ mm}$

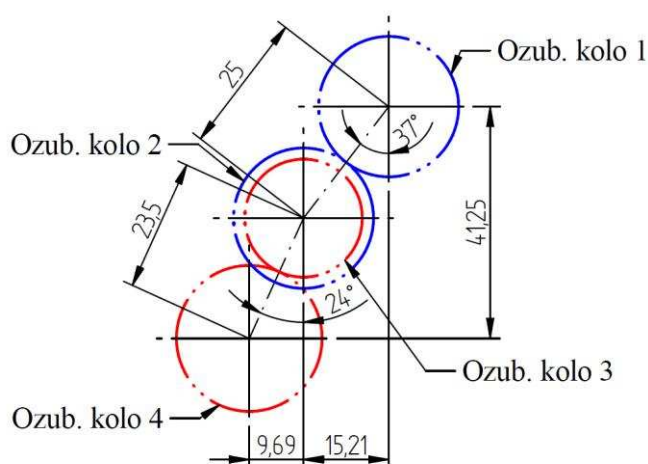
Tloušťka zubu na rozt. kruž. $s_4 = 0,5 * \pi * m = 0,5 * \pi * 1 = 1,57 \text{ mm}$

Šířka zub. mezery na rozt. kruž. $e_4 = 0,5 * \pi * m = 0,5 * \pi * 1 = 1,57 \text{ mm}$

Šířky ozubených kol byly vygenerovány pomocí programu Solid Edge v závislosti na přenášeném výkonu a krouticím momentu. Šířka ozubeného kola 1 je rovna 8,8 mm, ozubeného kola 2 - 8,25 mm, ozubeného kola 3 - 10,7 mm a ozubeného kola 4 - 10 mm.

8.2 Rozmístění ozubených kol

Navržená ozubená kola je potřeba rozmístit tak, aby vznikla požadovaná světla výška 33 mm a kolem tohoto převodu navrhnout skříň, která bude vše držet pohromadě. Pro dodržení světly výšky manipulátoru 33 mm byla v programu Solid Edge odměřena potřebná vzdálenost 41,25 mm mezi středem magnetického kola a výstupní hřídelí převodovky pohonné jednotky. Tato vzdálenost je také vzdáleností mezi středem ozubeného kola číslo 1 a středem ozubeného kola číslo 4. To proto, že na výstupní hřídel převodovky přijde nasadit ozubené kolo číslo 1 a magnetické kolo je na stejné hřídeli jako ozubené kolo číslo 4. Ozubená kola 1 a 4 by se teoreticky mohla umístit na jednu svislou osu 41,25 mm od sebe a předloková hřídel se zbylými ozubenými koly by byla posunuta stranou. Avšak pro lepší tlumení rázů a příznivější namáhání předlokové hřídele je ozubené kolo číslo 4 společně s hnanou hřídelí předsazeno ostatním ozubeným kolům a hřídelím (viz obrázek 33).



Obrázek 32 - Rozmístění ozubených kol

8.3 Kontrola hřídelí a ložisek

Hnací hřídel přídatné předovky je hnanou hřídelí převodovky pohonné jednotky, proto není potřeba tuto hřídel dimenzovat. Na tuto hřídel přijde pouze nasadit ozubené kolo číslo 1, které bude přenášet výkon z převodovky pohonné jednotky dál do přídatné převodovky. Pro dimenzování zbylých dvou hřídelí je však potřeba znát točivý moment, který je na hnací hřídeli, a převodové poměry na jednotlivém soukolí. Maximální točivý moment, který je schopna pohonná jednotka produkovat na výstupní hřídeli převodovky pohonné jednotky je 7 Nm (viz příloha č. 3).

8.3.1 Výpočet točivých momentů na hřídelích

Hnací hřídel

$$M_{k_1} = 7 \text{ Nm}$$

kde: M_{k_1} - točivý moment na hnací hřídeli [Nm]

Předlohovává hřídel

$$M_{k_2} = M_{k_1} * i_{12} = 7 * 1 = 7 \text{ Nm}$$

kde: M_{k_2} - točivý moment na předlohovové hřídeli [Nm]

i_{12} - převodový poměr ozubených kol 1 a 2

Hnaná hřídel

$$M_{k_3} = M_{k_2} * i_{34} = 7 * 1,23809 = 8,67 \text{ Nm}$$

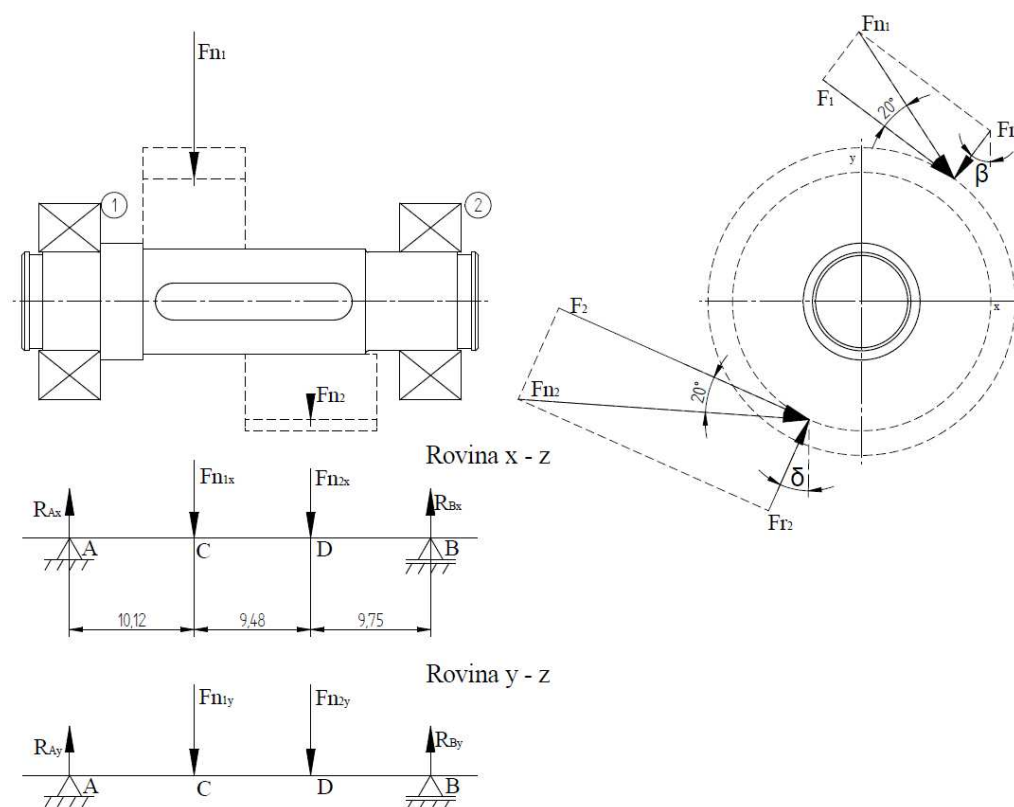
kde: M_{k_3} - točivý moment na hnané hřídeli [Nm]

i_{34} - převodový poměr ozubených kol 3 a 4

8.3.2 Výpočet sil působících na ložiska

U čelních ozubených kol s přímými zuby se při zjišťování reakcí v ložiskách počítá s normálovou složkou síly působící v ozubení [30]. Jelikož se jedná o přímé ozubení, axiální složka síly je nulová.

Předlohovává hřídel



Obrázek 33 - Síly působící na předlohovovou hřídel

Na předlohovovou hřídel působí dvě normálové síly, jedna od převodu ozubenými koly 1 a 2 a druhá od převodu ozubenými koly 3 a 4. Tyto dvě normálové síly se pro další výpočty rozloží do osy x a y.

Síly od převodu ozubenými koly 1 a 2

$$F_1 = \frac{2 * M_{k2}}{d_2} = \frac{2 * 7}{0,025} = 560 \text{ N}$$

$$Fr_1 = F_1 * \operatorname{tg}(\alpha) = 560 * \operatorname{tg}(20^\circ) = 203,82 \text{ N}$$

$$Fn_1 = \frac{F_1}{\cos(\alpha)} = \frac{560}{\cos(20^\circ)} = 595,94 \text{ N}$$

$$Fn_{1x} = Fn_1 * \cos(\alpha + \beta) = 595,94 * \cos(20^\circ + 37^\circ) = 324,57 \text{ N}$$

$$Fn_{1y} = Fn_1 * \sin(\alpha + \beta) = 595,94 * \sin(20^\circ + 37^\circ) = 499,80 \text{ N}$$

- kde: F_1 - obvodová síla od převodu ozubených kol 1 a 2 [N]
 Fr_1 - radiální síla od převodu ozubených kol 1 a 2 [N]
 Fn_1 - normálová síla od převodu ozubených kol 1 a 2 [N]
 Fn_{1x} - normálová síla převodu ozubených kol 1 a 2 ve směru osy x [N]
 Fn_{1y} - normálová síla převodu ozubených kol 1 a 2 ve směru osy y [N]
 β - úhel předsazení předlokové hřídele viz obrázek 33 [°]
 α - úhel záběru [°]

Síly od převodu ozubenými koly 3 a 4

$$F_2 = \frac{2 * M_{k2}}{d_3} = \frac{2 * 7}{0,021} = 666,67 \text{ N}$$

$$Fr_2 = F_2 * \operatorname{tg}(\alpha) = 666,67 * \operatorname{tg}(20^\circ) = 242,65 \text{ N}$$

$$Fn_2 = \frac{F_2}{\cos(\alpha)} = \frac{666,67}{\cos(20^\circ)} = 709,46 \text{ N}$$

$$Fn_{2x} = Fn_2 * \cos(\delta - \alpha) = 709,46 * \cos(24^\circ - 20^\circ) = 707,73 \text{ N}$$

$$Fn_{2y} = Fn_2 * \sin(\delta - \alpha) = 709,46 * \sin(24^\circ - 20^\circ) = 49,49 \text{ N}$$

- kde: F_2 - obvodová síla převodu ozubených kol 3 a 4 [N]
 Fr_2 - radiální síla převodu ozubených kol 3 a 4 [N]
 Fn_2 - normálová síla od převodu ozubených kol 3 a 4 [N]
 Fn_{2x} - normálová síla převodu ozubených kol 3 a 4 ve směru osy x [N]
 Fn_{2y} - normálová síla převodu ozubených kol 3 a 4 ve směru osy y [N]
 δ - úhel předsazení hnané hřídele viz obrázek 33 [°]
 α - úhel záběru [°]

Podmínky rovnováhy

Směr osy x

$$\sum F_{ix} = 0$$

$$R_{Ax} - Fn_{1x} - Fn_{2x} + R_{Bx} = 0$$

$$\sum M_{i_{xA}} = 0$$

$$F_{n_{1x}} * 10,12 + F_{n_{2x}} * (10,12 + 9,48) - R_{Bx} * (10,12 + 9,48 + 9,75) = 0$$

$$R_{Bx} = \frac{F_{n_{1x}} * 10,12 + F_{n_{2x}} * 19,6}{29,35} = \frac{324,57 * 10,12 + 707,73 * 19,6}{29,35} = 584,54 \text{ N}$$

$$R_{Ax} = F_{n_{1x}} + F_{n_{2x}} - R_{Bx} = 324,57 + 707,73 - 584,54 = 447,76 \text{ N}$$

Směr osy y

$$\sum F_{iy} = 0$$

$$R_{Ay} - F_{n_{1y}} - F_{n_{2y}} + R_{By} = 0$$

$$\sum M_{i_{yA}} = 0$$

$$F_{n_{1y}} * 10,12 + F_{n_{2y}} * (10,12 + 9,48) - R_{By} * (10,12 + 9,48 + 9,75) = 0$$

$$R_{By} = \frac{F_{n_{1y}} * 10,12 + F_{n_{2y}} * 19,6}{29,35} = \frac{499,80 * 10,12 + 49,49 * 19,6}{29,35} = 205,38 \text{ N}$$

$$R_{Ay} = F_{n_{1y}} + F_{n_{2y}} - R_{By} = 499,80 + 49,49 - 205,38 = 343,91 \text{ N}$$

Výpočet výsledných reakcí

$$R_A = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{447,76^2 + 343,91^2} = 564,59 \text{ N}$$

$$R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{584,54^2 + 205,38^2} = 619,57 \text{ N}$$

kde: R_A - síla působící na ložisko 1 [N]

R_B - síla působící na ložisko 2 [N]

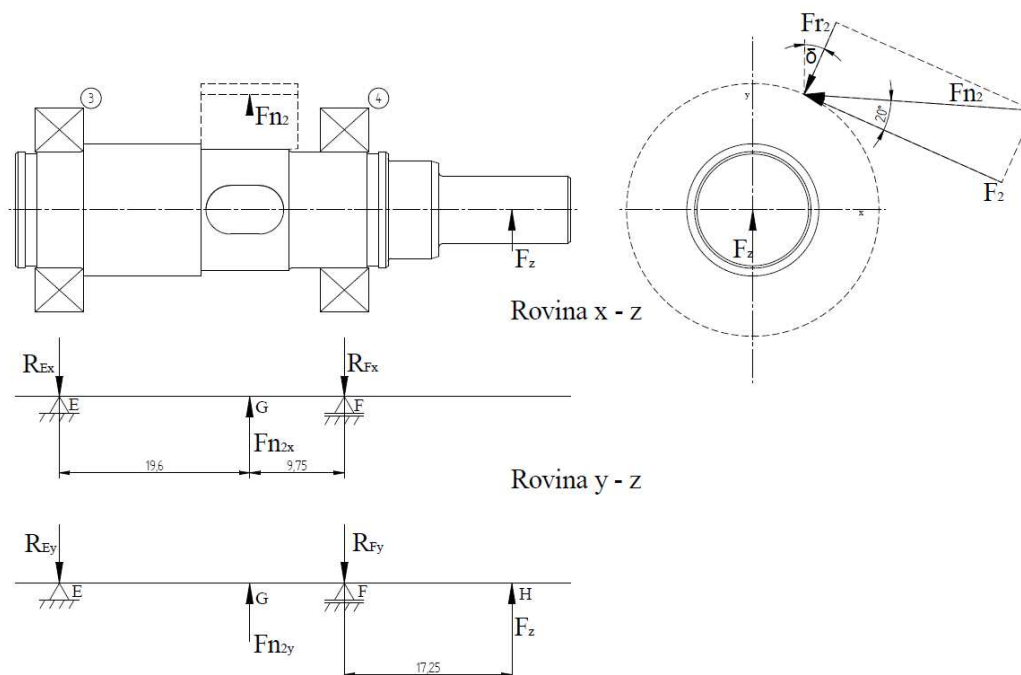
R_{Ax} - síla působící na ložisko 1 ve směru osy x [N]

R_{Ay} - síla působící na ložisko 1 ve směru osy y [N]

R_{Bx} - síla působící na ložisko 2 ve směru osy x [N]

R_{By} - síla působící na ložisko 2 ve směru osy y [N]

Hnaná hřídel



Obrázek 34 - Síly působící na hnanou hřídel

Na hnanou hřídel působí kromě normálové síly od převodu ozubenými koly 3 a 4 také síla od hmotnosti manipulátoru. Pro výpočet je opět voleno až extrémní zatížení, které by na danou hřídel mohlo působit a to o velikosti 300 N ve svislém směru (viz obrázek 35).

Síly od převodu ozubenými koly 3 a 4

$$F_2 = \frac{2 * M_{k3}}{d_4} = \frac{2 * 8,67}{0,026} = 666,92 \text{ N}$$

Obvodová síla nyní vypočítaná by měla být shodná s obvodovou silou vypočítanou na předlohové hřídeli. Avšak lze vidět, že hodnoty se nepatrně liší. Tento nepatrný rozdíl je pravděpodobně způsoben zaokrouhlováním točivého momentu a převodového poměru. Proto pro další výpočty bude počítáno s obvodovou silou vypočítanou na předlohové hřídeli, tedy 666,67 N.

$$Fr_2 = F_2 * \operatorname{tg}(\alpha) = 666,67 * \operatorname{tg}(20^\circ) = 242,65 \text{ N}$$

$$Fn_2 = \frac{F_2}{\cos(\alpha)} = \frac{666,67}{\cos(20^\circ)} = 709,46 \text{ N}$$

$$Fn_{2x} = Fn_2 * \cos(\delta - \alpha) = 709,46 * \cos(24^\circ - 20^\circ) = 707,73 \text{ N}$$

$$Fn_{2y} = Fn_2 * \sin(\delta - \alpha) = 709,46 * \sin(24^\circ - 20^\circ) = 49,49 \text{ N}$$

$$F_z = 300 \text{ N}$$

kde: F_2 - obvodová síla převodu ozubených kol 3 a 4 [N]

Fr_2 - radiální síla převodu ozubených kol 3 a 4 [N]

Fn_2 - normálová síla od převodu ozubených kol 3 a 4 [N]

F_{n2x} - normálová síla převodu ozubených kol 3 a 4 ve směru osy x [N]

F_{n2y} - normálová síla převodu ozubených kol 3 a 4 ve směru osy y [N]

δ - úhel předsazení hnané hřídele viz obrázek 33 [°]

α - úhel záběru [°]

F_z - síla od hmotnosti manipulátoru [N]

Podmínky rovnováhy

Směr osy x

$$\sum F_{i_x} = 0$$

$$R_{Ex} - F_{n2x} + R_{Fx} = 0$$

$$\sum M_{i_{xE}} = 0$$

$$F_{n2x} * 19,6 - R_{Fx} * (19,6 + 9,75) = 0$$

$$R_{Fx} = \frac{F_{n2x} * 19,6}{29,35} = \frac{707,73 * 19,6}{29,35} = 472,62 \text{ N}$$

$$R_{Ex} = F_{n2x} - R_{Fx} = 707,73 - 472,62 = 235,11 \text{ N}$$

Směr osy y

$$\sum F_{i_y} = 0$$

$$R_{Ey} - F_{n2y} + R_{Fy} - F_z = 0$$

$$\sum M_{i_{yE}} = 0$$

$$F_{n2y} * 19,6 - R_{Fy} * (19,6 + 9,75) + F_z * (19,6 + 9,75 + 17,25) = 0$$

$$R_{Fy} = \frac{F_{n2y} * 19,6 + F_z * 46,6}{29,35} = \frac{49,49 * 19,6 + 300 * 46,6}{29,35} = 509,37 \text{ N}$$

$$R_{Ey} = F_{n2y} - R_{Fy} + F_z = 49,49 - 509,37 + 300 = -159,88 \text{ N}$$

Reakce R_{Ey} vyšla záporná, to znamená, že směr působení síly je opačný, nežli směr zvolený na obrázku 35.

Výpočet výsledných reakcí

$$R_E = \sqrt{R_{Ex}^2 + R_{Ey}^2} = \sqrt{235,11^2 + (-159,88)^2} = 284,32 \text{ N}$$

$$R_F = \sqrt{R_{Fx}^2 + R_{Fy}^2} = \sqrt{472,62^2 + 509,37^2} = 694,86 \text{ N}$$

kde: R_E - síla působící na ložisko 3 [N]

R_F - síla působící na ložisko 4 [N]

R_{Ex} - síla působící na ložisko 3 ve směru osy x [N]

R_{Ey} - síla působící na ložisko 3 ve směru osy y [N]

R_{Fx} - síla působící na ložisko 4 ve směru osy x [N]

R_{Fy} - síla působící na ložisko 4 ve směru osy y [N]

8.3.3 Kontrola trvanlivosti ložisek

Trvanlivost ložiska se vypočítá ze vzorce:

$$L_{\text{hod}} = \frac{16667}{n} * \left(\frac{C}{F_e}\right)^x$$

kde: L_{hod} - trvanlivost ložiska [hod]

n - otáčky hřídele [ot/min]

C - základní dynamická únosnost [N]

F_e - ekvivalentní dynamické zatížení [N]

x - exponent - pro bodový dotyk $x = 3$
- pro čárový dotyk $x = 10/3$

Ekvivalentní dynamické zatížení

$$F_e = X * F_r + Y * F_a$$

kde: X - součinitel radiálního zatížení ložiska

Y - součinitel axiálního zatížení ložiska

F_r - radiální zatížení ložiska [N]

F_a - axiální zatížení ložiska [N]

Všechny síly působící na ložiska jsou radiální, tudíž $F_a = 0$ a součinitel radiálního zatížení ložiska je v tomto případě vždy roven 1. Z toho plyne, že ekvivalentní dynamické zatížení se rovná:

$$F_e = X * F_r = 1 * F_r = F_r$$

Zvolená ložiska a jejich základní parametry

		Ložisko 1 a 2	Ložisko 3 a 4
Označení		628/8-2Z	61801-2RS1
Vnitřní průměr	[mm]	8	12
Vnější průměr	[mm]	16	21
Tloušťka	[mm]	5	5
Základní dynamická únosnost	[N]	1330	1740

Tabulka 4 - Ložiska přídavné převodovky a jejich základní parametry [31] [32]

Trvanlivost ložiska 1

Na ložisko 1 působí síla R_A vypočítaná v předešlé kapitole. Velikost síly R_A je 564,59 N a podle výše uvedeného je tato síla brána také jako ekvivalentní dynamické zatížení.

$$n_2 = \frac{n_1}{i_{12}} = \frac{41}{1} = 41 \text{ ot/min}$$

$$L_{1\text{hod}} = \frac{16667}{n_2} * \left(\frac{C_1}{R_A}\right)^3 = \frac{16667}{41} * \left(\frac{1330}{564,59}\right)^3 = 5314,1 \text{ hod}$$

Trvanlivost ložiska 2

Na ložisko 2 působí síla R_B vypočítaná v předešlé kapitole. Velikost síly R_B je 619,57 N a podle výše uvedeného je tato síla brána také jako ekvivalentní dynamické zatížení. Otáčky jsou stejné jako u ložiska 1, jelikož tyto dvě ložiska leží na stejné hřídeli.

$$L_{2\text{hod}} = \frac{16667}{n_2} * \left(\frac{C_2}{R_B}\right)^3 = \frac{16667}{41} * \left(\frac{1330}{619,57}\right)^3 = 4021,2 \text{ hod}$$

Trvanlivost ložiska 3

Na ložisko 3 působí síla R_E vypočítaná v předešlé kapitole. Velikost síly R_E je 284,32 N a opět je tato síla brána jako ekvivalentní dynamické zatížení. Otáčky jsou stejné jako otáčky magnetického kola, tudíž 33,12 ot/min.

$$L_{3\text{hod}} = \frac{16667}{n_3} * \left(\frac{C_3}{R_E}\right)^3 = \frac{16667}{33,12} * \left(\frac{1740}{284,32}\right)^3 = 115343,4 \text{ hod}$$

Trvanlivost ložiska 4

Na ložisko 4 působí síla R_F vypočítaná v předešlé kapitole. Velikost síly R_F je 694,86 N a opět je tato síla brána jako ekvivalentní dynamické zatížení. Otáčky jsou stejné jako otáčky u ložiska 3, jelikož ložiska leží na stejné hřídeli.

$$L_{4\text{hod}} = \frac{16667}{n_3} * \left(\frac{C_4}{R_F}\right)^3 = \frac{16667}{33,12} * \left(\frac{1740}{694,86}\right)^3 = 7901,7 \text{ hod}$$

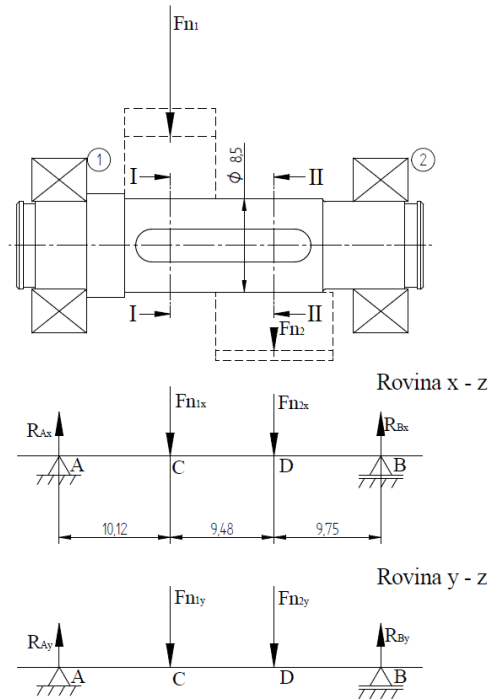
Na minimální trvanlivost ložisek nejsou kladeny žádné zvláštní požadavky. Z důvodů zástavbových rozměrů byly voleny ložiska menších rozměrů. Nejnižší trvanlivost ložiska vyšla 4021,2 hodin. Manipulátor však nebude užíván v nepřetržitém provozu a proto lze konstatovat, že tato trvanlivost je dostatečná.

8.3.4 Kontrola předlokové hřídele

Předloková hřídel je namáhána na ohyb, krut a smyk. Smykové napětí je oproti ohybovému napětí a napětí v krutu minimální, a proto s ním není počítáno. Pro kontrolu navržené hřídele bude vypočítáno redukované napětí pod ozubenými koly 2 (řez I) a 3 (řez II), kde je předpoklad největšího zatížení. Pro výpočet redukovaného napětí je potřeba vypočítat ohybové napětí a napětí v krutu.

Předlohová hřídel je navržena z duralu EN AW 2014 (ČSN 42 4207), který má mez kluzu 380 MPa [33]. Pro kontrolu hřídele byla zvolena bezpečnost 2, tudíž pro dovolené napětí platí:

$$\sigma_D = \frac{R_e}{k} = \frac{380}{2} = 190 \text{ MPa}$$



Obrázek 35 - Označení průřezů a zatěžujících sil na předlohovou hřídel

Průřez I

Ohybové napětí

$$\sigma_{oI} = \frac{M_{oI}}{W_{oI}}$$

$$M_{oI} = \sqrt{M_{oIx}^2 + M_{oIy}^2}$$

$$M_{oIx} = R_{Ax} * 10,12 = 447,76 * 10,12 = 4531,33 \text{ Nmm}$$

$$M_{oIy} = R_{Ay} * 10,12 = 343,91 * 10,12 = 3480,37 \text{ Nmm}$$

$$M_{oI} = \sqrt{M_{oIx}^2 + M_{oIy}^2} = \sqrt{4531,33^2 + 3480,37^2} = 5713,66 \text{ Nmm}$$

$$\sigma_{oI} = \frac{M_{oI}}{W_{oI}} = \frac{M_{oI}}{\frac{\pi * d_I^3}{32}} = \frac{32 * 5713,66}{\pi * 8,5^3} = 94,77 \text{ MPa}$$

Napětí v krutu

$$\tau_{kI} = \frac{M_{k2}}{W_{kI}} = \frac{M_{k2}}{\frac{\pi * d_I^3}{16}} = \frac{16 * 7000}{\pi * 8,5^3} = 58,05 \text{ MPa}$$

Redukované napětí

$$\sigma_{\text{redI}} = \sqrt{\sigma_{oI}^2 + 4 * \tau_{kI}^2} = \sqrt{94,77^2 + 4 * 58,05^2} = 149,88 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{redI}} < \sigma_D$$

Průřez II

Ohybové napětí

$$\sigma_{oII} = \frac{M_{oII}}{W_{oII}}$$

$$M_{oII} = \sqrt{M_{oIIx}^2 + M_{oIIy}^2}$$

$$M_{oIIx} = R_{Bx} * 9,75 = 584,54 * 9,75 = 5699,27 \text{ Nmm}$$

$$M_{oIIy} = R_{By} * 7,75 = 205,38 * 9,75 = 2002,46 \text{ Nmm}$$

$$M_{oII} = \sqrt{M_{oIIx}^2 + M_{oIIy}^2} = \sqrt{5699,27^2 + 2002,46^2} = 6040,82 \text{ Nmm}$$

$$\sigma_{oII} = \frac{M_{oII}}{W_{oII}} = \frac{M_{oII}}{\frac{\pi * d_{II}^3}{32}} = \frac{32 * 6040,82}{\pi * 8,5^3} = 100,19 \text{ MPa}$$

Napětí v krutu

$$\tau_{kII} = \tau_{kI} = \frac{M_{k2}}{W_{kII}} = \frac{M_{k2}}{\frac{\pi * d_{II}^3}{16}} = \frac{16 * 7000}{\pi * 8,5^3} = 58,05 \text{ MPa}$$

Redukované napětí

$$\sigma_{\text{redII}} = \sqrt{\sigma_{oII}^2 + 4 * \tau_{kII}^2} = \sqrt{100,19^2 + 4 * 58,05^2} = 153,35 \text{ MPa}$$

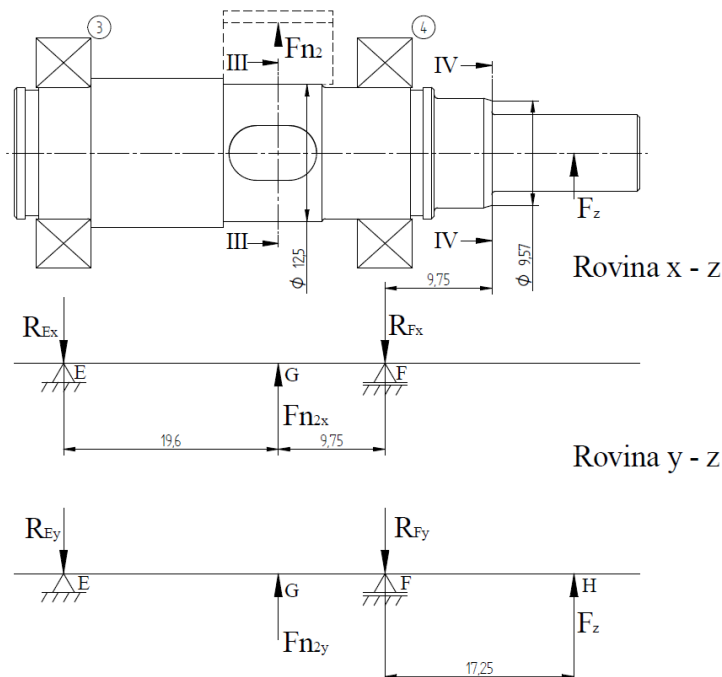
$$\sigma_{\text{redII}} < \sigma_D$$

- kde: σ_o - napětí v ohybu [MPa]
 M_o - ohybový moment [Nmm]
 W_o - průřezový modul v ohybu [mm³]
 τ_k - napětí v krutu [MPa]
 W_k - průřezový modul v krutu [mm³]
 σ_{red} - redukované napětí [MPa]
 d - průměr hřídele

8.3.5 Kontrola hnané hřídele

Hnaná hřídel je stejně jako předloková namáhána na ohyb, krut a smyk. Se smykovým napětím se opět nebude počítat, jelikož smykové napětí je oproti ohybovému napětí a napětí v krutu zanedbatelné. Pro kontrolu navržené hnané hřídele bude vypočítáno redukované napětí pod ozubeným kolem 4 (řez III) a na dosedací ploše hnané hřídele a boku pólového nastavce magnetického kola, jelikož přes tento dotyk bude vlivem tření přenášen točivý moment z hřídele na magnetické kolo.

Hnaná hřídel je stejně jako předloková navržena z duralu EN AW 2014 (ČSN 42 4207). Pro mez kluzu, bezpečnost a dovolené napětí platí stejné hodnoty jako pro předlohou hřídel.



Obrázek 36 - Označení průřezů a zatěžujících sil na předlohou hřídel

Průřez III

Ohybové napětí

$$\sigma_{oIII} = \frac{M_{oIII}}{W_{oIII}}$$

$$M_{oIII} = \sqrt{M_{oIIIx}^2 + M_{oIIIy}^2}$$

$$M_{oIIIx} = -R_{Ex} * 19,6 = -235,11 * 19,6 = -4608,16 \text{ Nmm}$$

$$M_{oIIIy} = -R_{Ey} * 19,6 = -(-159,88) * 19,6 = 3133,65 \text{ Nmm}$$

$$M_{oIII} = \sqrt{M_{oIIIx}^2 + M_{oIIIy}^2} = \sqrt{(-4608,16)^2 + 3133,65^2} = 5572,69 \text{ Nmm}$$

$$\sigma_{oIII} = \frac{M_{oIII}}{W_{oIII}} = \frac{M_{oIII}}{\frac{\pi * d_{III}^3}{32}} = \frac{32 * 5572,69}{\pi * 12,5^3} = 29,06 \text{ MPa}$$

Napětí v krutu

$$\tau_{kIII} = \frac{M_{k3}}{W_{kIII}} = \frac{M_{k3}}{\frac{\pi * d_{III}^3}{16}} = \frac{16 * 8670}{\pi * 12,5^3} = 22,61 \text{ MPa}$$

Redukované napětí

$$\sigma_{redIII} = \sqrt{\sigma_{oIII}^2 + 4 * \tau_{kIII}^2} = \sqrt{29,06^2 + 4 * 22,61^2} = 53,75 \text{ MPa}$$

Průřez IV

Ohybové napětí

$$\sigma_{oIV} = \frac{M_{oIV}}{W_{oIV}}$$

$$M_{oIV} = \sqrt{M_{oIVx}^2 + M_{oIVy}^2}$$

$$M_{oIVx} = -R_{Ex} * (19,6 + 9,75 + 9,75) + Fn_{2x} * (9,75 + 9,75) - R_{Fx} * 9,75 =$$

$$= -235,11 * 39,1 + 707,73 * 19,5 - 472,62 * 9,75 = 0 \text{ Nmm}$$

$$M_{oIVy} = F_z * (17,25 - 9,75) = 300 * 7,5 = 2250 \text{ Nmm}$$

$$M_{oIV} = \sqrt{M_{oIVx}^2 + M_{oIVy}^2} = \sqrt{0^2 + 2250^2} = 2250 \text{ Nmm}$$

$$\sigma_{oIV} = \frac{M_{oIV}}{W_{oIV}} = \frac{M_{oIV}}{\frac{\pi * d_{IV}^3}{32}} = \frac{32 * 2250}{\pi * 9,57^3} = 26,15 \text{ MPa}$$

Napětí v krutu

$$\tau_{kIV} = \frac{M_{k3}}{W_{kIV}} = \frac{M_{k3}}{\frac{\pi * d_{IV}^3}{16}} = \frac{16 * 8670}{\pi * 9,57^3} = 50,38 \text{ MPa}$$

Redukované napětí

$$\sigma_{redIV} = \sqrt{\sigma_{oIV}^2 + 4 * \tau_{kIV}^2} = \sqrt{26,15^2 + 4 * 50,38^2} = 104,10 \text{ MPa}$$

- kde: σ_o - napětí v ohybu [MPa]
 M_o - ohybový moment [Nmm]
 W_o - průřezový modul v ohybu [mm³]
 τ_k - napětí v krutu [MPa]
 W_k - průřezový modul v krutu [mm³]
 σ_{red} - redukované napětí [MPa]

d - průměr hřídele

Redukovaná napětí na předlohové i hnané hřídeli jsou menší než dovolené napětí, což znamená, že hřídele z pohledu namáhání vyhovují.

8.4 Přenos točivého momentu na magnetické kolo

Pro pohyb manipulátoru je zapotřebí přenést točivý moment z hnané hřídele na magnetické kolo. Za normálních podmínek by se tento požadavek řešil například pomocí těsného pera. Avšak použitím magnetického kola se aplikace těsného pera stává nemožná, jelikož obráběním by magnet ztratil své magnetické vlastnosti, tudíž není možné obrobit drážku pro pero. Z tohoto důvodu je přenos točivého momentu navržen pouze pomocí tření pólového nástavce o boční dosedací plochu hnané hřídele. K vyvození dostatečné svěrné síly, mezi pólovým nástavcem a hřídelí, která společně s koeficientem tření obstará dostatečně pevný spoj pro přenos točivého momentu z hnané hřídele na magnetické kolo, je v ose hnané hřídele vytvořen závit pro inbus M5 pevnosti 10.9, který se utáhne vypočítaným utahovacím momentem.

Pro výpočet svěrné síly je nutno znát dovolené napětí, které může ve šroubu vzniknout. Pro výpočet dovoleného napětí se musí znát mez kluzu šroubu. Pro pevnost šroubu 10.9 platí, že jmenovitá mez kluzu je 900 MPa [34]. Dovolené napětí se poté vypočítá jako:

$$\sigma_{D_s} = 0,3 * R_e = 0,3 * 900 = 270 \text{ MPa}$$

Síla působící ve šroubu/svěrná síla se vypočítá jako:

$$F = \sigma_{D_s} * S_j$$

$$S_j = \frac{\pi * \left(\frac{d_2 + d_3}{2}\right)^2}{4} = \frac{\pi * \left(\frac{4,480 + 4,019}{2}\right)^2}{4} = 14,18 \text{ mm}^2$$

$$F = \sigma_{D_s} * S_j = 270 * 14,18 = 3838,60 \text{ N}$$

kde: σ_{D_s} - dovolené napětí ve šroubu [MPa]

R_e - mez kluzu šroubu [MPa]

F - síla ve šroubu/svěrná síla [N]

S_j - průřez jádra šroubu [mm²]

$d_{2,3}$ - průměry závitu [mm]

Pro vyvození této svěrné síly je nutné šroub zašroubovat do hřídele, ve které je vyříznut závit. Avšak aby byla tato síla vyvinuta, musí být šroub utažený přesným utahovacím momentem a délka závitu, který se bude starat o přenos síly, musí být dostatečně velká na to, aby nedošlo ke zdeformování závitu. Proto je zapotřebí tyto parametry vypočítat.

Délka závitu se vypočítá ze vzorce tlaku působícího v závitu:

$$p_z = \frac{F}{S_z} \leq p_D$$

Dovolенý tlak v závitu pro šroub o pevnosti 10.9, který přijde našroubovat do hliníkové slitiny je 80 MPa [35]. Ze vzorce pro plochu závitu se vyjádří počet závitů a z počtu závitů a stoupání závitu se vypočítá délka závitu. Základní stoupání závitu pro šroub M5 je 0,8 mm.

$$p_D = \frac{F}{0,75 * \pi * d_2 * H_1 * n_z}$$

$$H_1 = \frac{d - D_1}{2} = \frac{5 - 4,134}{2} = 0,433 \text{ mm}$$

$$n_z = \frac{F}{0,75 * \pi * d_2 * H_1 * p_D} = \frac{3838,6}{0,75 * \pi * 4,480 * 0,433 * 80} = 10,5$$

$$L_m = n_z * p_h = 10,5 * 0,8 = 8,4 \text{ mm}$$

Tato délka zašroubování šroubu do hnané hřídele je minimální, jelikož byla vypočítána z maximálního dovoleného tlaku v závitu. V návrhu je použit šroub M5 o délce 16 mm a do hřídele je zašroubován v délce 11,7 mm. Tato délka zašroubování vyvodí v závitu tlak:

$$p_z = \frac{F}{S_z} = \frac{F}{0,75 * \pi * d_2 * H_1 * \frac{p_h}{L_m}} = \frac{3838,6}{0,75 * \pi * 4,480 * 0,433 * \frac{11,7}{0,8}} = 57,42 \text{ MPa}$$

- kde: p_z - tlak v závitu [MPa]
 p_d - dovolený tlak v závitu [MPa]
 S_z - plocha závitu [mm²]
 D_1, d, d_2 - průměry závitu [mm]
 H_1 - styková výška závitu [mm]
 F - síla ve šroubu/svěrná síla [N]
 n_z - počet závitů
 L_m - výška matice/délka funkčního závitu [mm]
 p_h - stoupání závitu [mm]

Utahovací moment potřebný k vyvození svěrné síly se vypočítá jako:

$$M_u = M_z + M_h$$

$$M_z = 0,5 * d_2 * F * \tan(\alpha + \varphi_z)$$

$$M_h = 0,5 * d_s * F * f_h$$

Úhel φ_z se vypočítá ze součinitele tření v závitu. Součinitel tření v závitu f_z se u nemazaného závitu pohybuje v rozmezí 0,12 – 0,18. Pro tento případ je volen součinitel tření v závitu roven 0,15.

Součinitel tření pod hlavou šroubu f_h se u nemazaného spoje pohybuje v rozmezí 0,10 – 0,18. Pro tento případ je volen součinitel tření pod hlavou šroubu roven 0,12.

$$\tan \alpha = \frac{p_h}{\pi * d_2} \rightarrow \alpha = \arctan \frac{p_h}{\pi * d_2} = \arctan \frac{0,8}{\pi * 4,480} = 3,25^\circ$$

$$f_z = \tan \varphi_z \rightarrow \varphi_z = \arctan f_z = \arctan 0,15 = 8,53^\circ$$

$$d_s = \frac{D_o + s}{2} = \frac{5,1 + 8,5}{2} = 6,8 \text{ mm}$$

$$M_u = M_z + M_h = 0,5 * F * [d_2 * \tan(\alpha + \varphi_z) + d_s * f_h] =$$

$$= 0,5 * 3838,6 * [4,480 * \tan(3,25^\circ + 8,53^\circ) + 6,8 * 0,12] = 3359,32 \text{ Nmm} \cong 3,36 \text{ Nm}$$

- kde: M_u - utahovací moment [Nmm]
 M_z - moment třecího odporu v závitu [Nmm]
 M_h - moment třecího odporu v dosedací ploše hlavy šroubu [Nmm]
 d_2 - průměr závitu [mm]
 F - síla ve šroubu/svěrná síla [N]
 α - úhel stoupání šroubovice [°]
 f_z - součinitel tření v závitu
 f_h - součinitel tření pod hlavou šroubu
 d_s - střední průměr [mm]
 D_0 - 0 [mm]
 s - průměr hlavy šroubu [mm]

V dalším kroku je potřeba zkontrolovat, jestli vyvozená svěrná síla je schopna, společně se součinitelem tření mezi dosedací plochou hnané hřídele a pólového nástavce magnetického kola, přenést točivý moment M_{k3} na magnetické kolo. Součinitel tření mezi ocelovým pólovým nástavcem a hliníkovou slitinou je 0,61 [36]. Třecí plocha je prstencového tvaru o vnitřním průměru 7 mm a vnějším 9,57 mm. Točivý moment, který je tento spoj schopný přenést se vypočítá jako:

$$M_k = \frac{F * d_{stř} * f}{2}$$

$$d_{stř} = \frac{d_{max} + d_{min}}{2} = \frac{9,57 + 7}{2} = 8,285 \text{ mm}$$

$$M_k = \frac{F * d_{stř} * f}{2} = \frac{3838,6 * 8,285 * 0,61}{2} = 9699,85 \text{ Nmm} \cong 9,7 \text{ Nm}$$

$$9,7 > 8,67 \rightarrow M_k > M_{k3}$$

- kde: M_k - točivý moment [Nmm]
 F - síla ve šroubu/svěrná síla [N]
 $d_{stř}$ - střední průměr [mm]
 d_{max} - vnější průměr prstence [mm]
 d_{min} - vnitřní průměr prstence [mm]
 f - součinitel tření

Jelikož točivý moment, který tento spoj přenesení je větší než točivý moment, který je potřeba přenést z hnané hřídele na magnetické kolo, lze konstatovat, že z tohoto hlediska spoj vyhovuje.

8.5 Konstrukce přídavné převodovky

8.5.1 Skříň přídavné převodovky

Vypočítaný převodový mechanismus z předešlých kapitol se musí umístit do vhodné převodové skříně, která je navržena přesně pro tento mechanismus. Přídavné převodovky přijdou na skříň pohonné jednotky připevnit z boků v přední části, kde ze skříně pohonné jednotky vystupují hřídele převodovek pohonné jednotky. Ke skříně pohonné jednotky se jedna přídavná převodovka přišroubuje pomocí tří inbusů M4, které jsou ve spodní části skříně přídavné převodovky. Pod každým otvorem pro inbus a pod otvorem pro osazení převodovky pohonné jednotky je na dosedací ploše směrem ke skříně pohonné jednotky vytvořena drážka pro těsnící O-kroužek, který se stará o utěsnění přídavné převodovky.

Ve spodní části skříně jsou mimo jiné vytvořena osazení pro ložiska, ve kterých jsou uchyceny hřídele. V této části skříně jsou ložiska zajištěna proti axiálnímu posuvu pomocí vnitřních pojistných kroužků. Pro ložisko předloňové hřídele je ve spodní části skříně vytvořeno uložení o průměru 16 H7 s drážkou pro pojistný kroužek a pro ložisko hnané hřídele je vytvořeno osazení o průměru 21 H7 také s drážkou pro pojistný kroužek. Tyto tolerance společně s tolerancemi ložisek vytvoří uložení s velmi malou vůlí a zajistí to, že se ložiska nebudou muset lisovat velkou silou, přičemž budou velice přesně uloženy. Jelikož celá skříň přídavné převodovky bude vytištěna z plastu na 3D tiskárně a přesnost tisku není tak velká, jak by se na tolerance pro uložení ložisek potřebovalo, bude pravděpodobně nutné díry pro ložiska, po vytisknutí, obrobit.



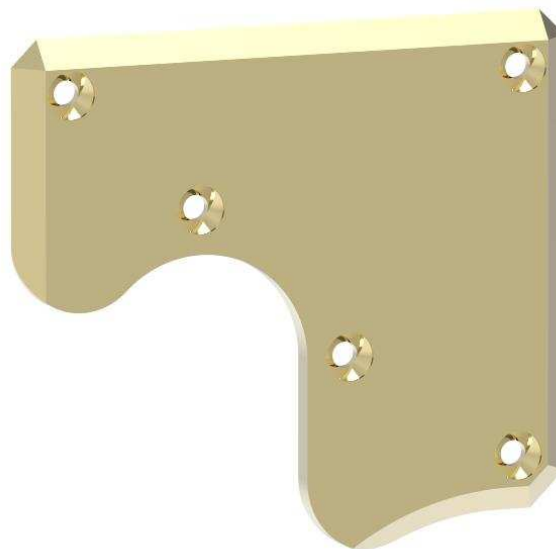
Obrázek 37 - Spodní část skříně přídavné převodovky

Vrchní část skříně přídavné převodovky je ke spodní části přišroubována pomocí pěti vrutů a vůči sobě jsou tyto části utěsněny pomocí silikonu. Ve vrchní části skříně jsou také vytvořena osazení pro ložiska, ve kterých jsou uchyceny hřídele, avšak v této části nejsou ložiska axiálně zajištěna a do osazení jsou pouze nasunuta. Průměry těchto osazení jsou stejné jako v případě spodní části skříně. Výstupní hnaná hřídel je vůči skříně přídavné převodovky utěsněna pomocí gufera, pro které je ve skříně vytvořeno osazení.



Obrázek 38 - Vrchní část skříně přídatné převodovky

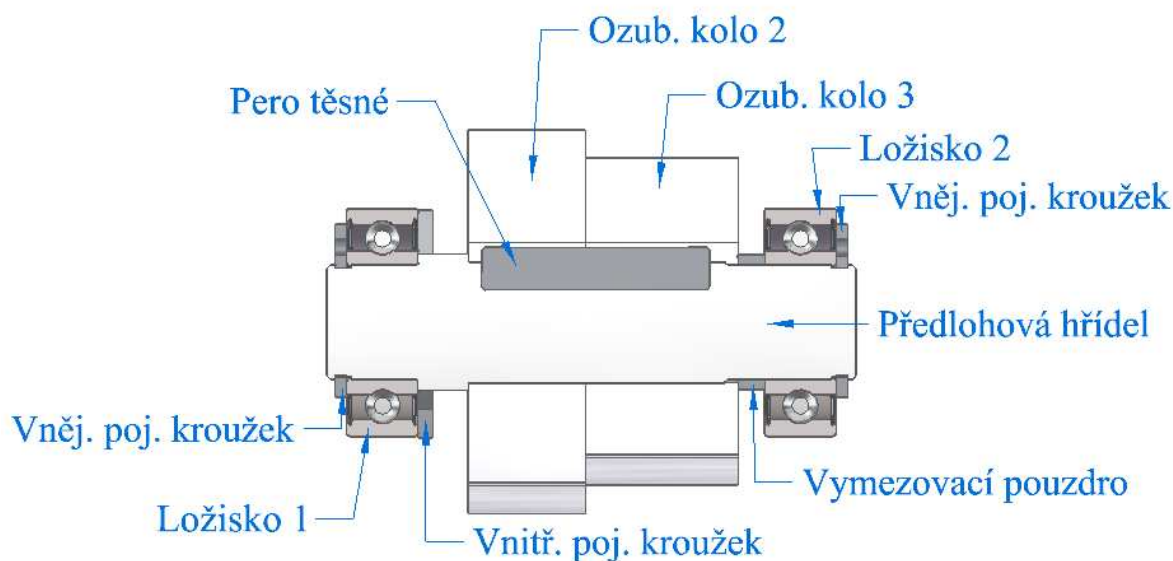
Celá skříň přídatné převodovky je koncipována tak, že spodní a vrchní část skříně jsou trvale sešroubovány a tento celek je šroubován pomocí již zmíněných inbusů ke skříně pohonné jednotky. Pro to, aby se obsluha dostala k těmto třem inbusům přes vrchní část skříně, jsou ve vrchní části skříně vytvořené otvory určené pro klíč, pomocí kterého se šroubují tyto inbusy. Aby byla přídatná převodovka dekontaminovatelná, musí být celá utěsněná. Pro utěsnění otvorů ve vrchní části skříně slouží víko, které se k vrchní části skříně přišroubuje pomocí pěti vrtů a do drážky, která je vytvořena na vrchní části skříně, se vloží gumové těsnění.



Obrázek 39 - Víko skříně přídatné převodovky

8.5.2 Předlohová hřídel

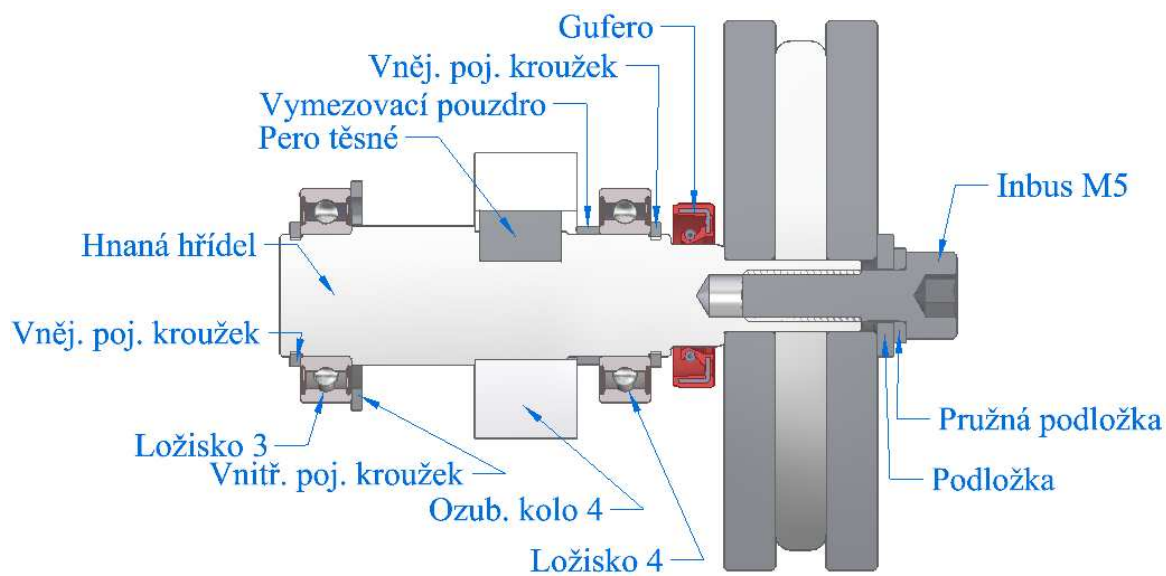
Předlohová hřídel je uložena na dvou stejných ložiskách o vnitřním průměru $8_{-0,008}^0$ mm. Pro to, aby vzniklo přechodné uložení, je volen průměr osazení na hřídeli 8 g5. Ložisko 1 je na hřídeli zajištěno vnějším pojistným kroužkem a toto ložisko je zajištěno i ve spodní části skříně přídatné převodovky pomocí vnitřního pojistného kroužku. Ložisko 2 je na hřídeli také zajištěno pomocí vnějšího pojistného kroužku, ale mezi dosedací plochou hřídele a ložiskem jsou umístěna ozubená kola 2 a 3 a pro vymezení axiálních vůlí je mezi ložiskem 2 a ozubeným kolem 3 vymežovací pouzdro. Ozubená kola jsou vůči hřídeli zajištěna pomocí těsného pera.



Obrázek 40 - Řez předlohovou hřídelí

8.5.3 Hnaná hřídel

Hnaná hřídel je stejně jako předlohová uložena na dvou stejných ložiskách o vnitřním průměru $12_{-0,008}^0$ mm. Pro vytvoření přechodného uložení mají osazení, na která přijdou nalisovat ložiska, průměr 12 g5. Ložisko 3 je stejně jako ložisko 1 zajištěno na hřídeli vnějším pojistným kroužkem a ve spodní části skříně přídatné převodovky vnitřním pojistným kroužkem. Ozubené kolo 4 je nasunuto na osazení hřídele o průměru 12,5 mm a zajištěno je přes vymežovací pouzdro a ložisko 4 vnějším pojistným kroužkem. Vedle osazení pro ložisko je vytvořeno osazení o průměru 10 mm pro těsnící gufero a poslední osazení o průměru 7 j5 slouží pro nasunutí magnetického kola. Z čelní plochy tohoto osazení je vytvořen závit M5 pro inbus, kterým se vytvoří svěrná síla pro přenos točivého momentu.



Obrázek 41 - Řez hnanou hřídelí

Na následujícím obrázku je vizualizace přídavné převodovky. Ve vizualizaci jsou použity materiály, ze kterých by měly být jednotlivé součásti vyrobeny.



Obrázek 42 - Vizualizace přídavné převodovky

9 Prototyp

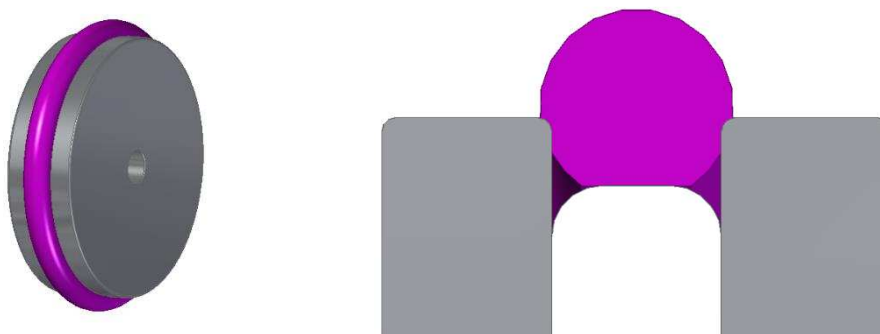
Jedním z bodů zadání této bakalářské práce je mimo jiné ověřit prototyp v provozu. Pro to, aby se mohl prototyp ověřit v provozu, je nutné jednotlivé díly manipulátoru vyrobit. Jelikož se jedná o prototyp a výroba dílů z materiálů, ze kterých by teoreticky měly být vyrobeny, a o kterých se píše v této práci, by byla jak finančně, tak časově náročná, je většina součástí prototypu vytištěna z plastu na 3D tiskárně. Samozřejmě části, jako pólové nástavce, magnety, spojovací materiál a těsnící materiál jsou i u prototypu z materiálů, ze kterých se běžně vyrábí. Kromě těchto zmíněných součástí manipulátoru jsou pro prototyp vyrobeny z duralu předlohové hřídele, hnané hřídele a čepy zadních kol, a to z důvodu velkého zatížení, které by plast pravděpodobně nevydržel.

Jak již bylo zmíněno v kapitole Přední náprava, první prototyp je navržen pro rychlost 20 mm/s. Hodnota této rychlosti byla později změněna na 100 mm/s a parametry převodovky přepočítány. Druhý prototyp s přepočítanými hodnotami se však do termínu odevzdání této bakalářské práce nestihl zkonstruovat. Pro odzkoušení prototypu tedy bude použit první návrh s rychlostí pohybu 20 mm/s.

9.1 Odzkoušení prototypu v provozu

Pro odzkoušení prototypu v provozu byla použita první varianta s rychlostí pohybu 20 mm/s. Tato rychlost byla později z důvodu příliš velkého namáhání hřídelí změněna na přibližných 100 mm/s. I přes to, že bylo na hřídelích u pomalejší varianty vypočítané několiknásobně větší napětí, než bylo dovolené, prototyp je schopný pohybu jak po svislém feromagnetickém plechu, tak i po válcové trubce velkého průměru. K deformacím hřídelí by pravděpodobně došlo v případě, že by se kolečko pevně zajistilo proti otáčení a v ten samý moment by se rozběhl motor. K tomuto stavu však při zkoušení prototypu v provozu nikdy nedošlo, jelikož magnetické kolo, v případě příliš velkého výkonu, na feromagnetickém povrchu proklouzlo důsledkem nízkého součinitele tření mezi materiály kolečka a feromagnetického povrchu.

Magnetická síla koleček je pro udržení manipulátoru na feromagnetické stěně více než dostatečná, dokonce možná až příliš velká. Pro snížení magnetické síly byly navrženy pneumatiky na magnetická kolečka v podobě gumových O-kroužků, které se navléknou přes samotný magnet, mezi pólové nástavce viz obrázek 43. Tento návrh pneumatiky však není realizován na odzkoušeném prototypu, jelikož by muselo dojít k úpravě zadních otočných držáků.



Obrázek 43 - Pneumatika na magnetickém kolečku

10 Závěr

Cílem této bakalářské práce bylo vypracovat rešerši na téma NDT inspekce za pomoci robotických manipulátorů, vypracovat konstrukční návrh podvozku manipulátoru určeného na NDT inspekce a ověřit prototyp navrženého manipulátoru v provozu.

Úvodní část této práce se věnuje již zmíněné rešerši, kde jsou vysvětleny pojmy jako jaderná energetika, defektoskopie a robotika. Následuje část práce, ve které jsou uvedeni někteří již vyrobení roboti určené na NDT inspekce. Každý robot je stručně popsán a jsou u něj uvedeny jeho výhody i nevýhody.

Práce pokračuje praktickou částí, na jejímž začátku jsou sepsány specifikace požadavků. V závislosti na těchto požadavcích byly vypracovány návrhy podvozků ve variantách a následně vybrána a optimalizována jedna z nich.

Po výběru vhodné varianty se přešlo na konstrukční návrh zadní nápravy. Nejprve se vybral vhodný magnet a navrhlo se celé magnetické kolečko. Následoval návrh uchycení magnetického kolečka ke skříni přes otočný držák, vahadlo a osu. V těchto kapitolách byly mimo jiné kontrolovány ložiska na statickou únosnost.

Další částí práce je návrh přední nápravy. Zde bylo nutno vypočítat a navrhnout přídavné převodovky, které se přišroubují na boky skříňe pohonné jednotky a budou se starat o pohon celého robota. Nejprve bylo zapotřebí vypočítat celkový převodový poměr, pomocí kterého se následně navrhla ozubená kola přídavné převodovky. Poté bylo nutné určit rozmístění ozubených kol v přídavné převodovce a následně provést kontrolu ložisek na trvanlivost a zkontrolovat namáhání navržených hřídelí. Po těchto kontrolách byl proveden výpočet pro přenos točivého momentu z hnané hřídele na magnetické kolo za pomoci tření, jelikož samotný magnet nelze obrábět bez toho, aniž by neztratil své magnetické vlastnosti. Konec této části je věnován konstrukci přídavné převodovky, kde je popsána skříň přídavné převodovky a hřídele.

V poslední části práce je popsán prototyp a jeho odzkoušení v provozu. Odzkoušení prototypu proběhlo na feromagnetickém svislém plechu a válcové trubce o velkém průměru, přičemž manipulátor neměl problémy s pohybem po těchto konstrukcích.

Konečným výsledkem této bakalářské práce je konstrukční návrh podvozku manipulátoru určeného na NDT inspekce a prototyp, který je funkční, avšak je to první verze, která má rychlost pohybu 20 mm/s, načež tato rychlost byla upravena na 100 mm/s.

Do budoucna je počítáno s výrobou druhého prototypu, který bude mít přesné parametry, jež jsou uvedeny v této práci. Mimo to se na manipulátor bude navrhovat vhodný držák určený pro ultrazvukovou sondu, pomocí které se budou provádět NDT inspekce.

11 Seznam použité literatury

- [1] „Jaderná energetika ve světě,“ [Online]. Available: <https://www.cez.cz/cs/vyroba-elektriny/jaderna-energetika/je-ve-svete.html>. [Přístup získán 21 LEDEN 2018].
- [2] L. Šrámková, „Jaderná energetika a my“, Brno, 2007.
- [3] „Jaderná energetika,“ [Online]. Available: https://cs.wikipedia.org/wiki/Jadern%C3%A1_energetika. [Přístup získán 22 LEDEN 2018].
- [4] „Princip štěpné reakce,“ [Online]. Available: <http://www.jaderne-elektrarny.cz/princip-stepne-jaderne-reakce/>. [Přístup získán 22 Leden 2018].
- [5] „Jaderná elektrárna,“ [Online]. Available: https://cs.wikipedia.org/wiki/Jadern%C3%A1_elektr%C3%A1rna. [Přístup získán 4 Březen 2018].
- [6] „Defektoskopie,“ [Online]. Available: <https://cs.wikipedia.org/wiki/Defektoskopie>. [Přístup získán 23 Leden 2018].
- [7] „Co to je robot?,“ [Online]. Available: <http://cojeto.superia.cz/technika/robot.php>. [Přístup získán 23 Leden 2018].
- [8] L. Churý, „Robotika I,“ [Online]. Available: <http://programujte.com/clanek/2006022101-robotika-i/>. [Přístup získán 23 Leden 2018].
- [9] „Robotic non-destructive testing,“ [Online]. Available: https://en.wikipedia.org/wiki/Robotic_non-destructive_testing. [Přístup získán 23 Leden 2018].
- [10] „About inspection robotics,“ [Online]. Available: <http://inspection-robotics.com/brief-portrait-of-inspection-robotics/>. [Přístup získán 24 Leden 2018].
- [11] „General Electric,“ [Online]. Available: https://cs.wikipedia.org/wiki/General_Electric. [Přístup získán 24 Leden 2018].
- [12] „BIKE PLATFORM,“ [Online]. Available: <http://inspection-robotics.com/bike-platform-2016/>. [Přístup získán 27 Leden 2018].
- [13] „FAST PLATFORM,“ [Online]. Available: <https://inspection-robotics.com/fast-platform/>. [Přístup získán 25 Únor 2018].
- [14] „FAST UT,“ [Online]. Available: <https://inspection-robotics.com/fast-ut/#>. [Přístup získán 3 Březen 2018].
- [15] „FAST RVI,“ [Online]. Available: <https://inspection-robotics.com/fast-rvi/>. [Přístup získán 25 Únor 2018].
- [16] „FAST CLEANING,“ [Online]. Available: <https://inspection-robotics.com/fast-cleaning/>. [Přístup získán 3 Březen 2018].

- [17] „Silverwing,“ [Online]. Available: <https://www.silverwingndt.com/>. [Přístup získán 28 Leden 28].
- [18] „SCORPION2,“ [Online]. Available: <https://www.silverwingndt.com/downloads/Scorpion2-Swift-brochure.pdf>. [Přístup získán 29 Leden 2018].
- [19] A. Kunovjánková, „Dekontaminace po radiační havárii a úniku průmyslových škodlivin silami a prostředky Hasičského záchranného sboru České Republiky,“ Zlín, 2013.
- [20] „KR-50-07-05-N,“ [Online]. Available: <https://www.unimagnet.cz/226-KR-50-07-05-N.html>. [Přístup získán 21 Březen 2018].
- [21] „Typy magnetizace,“ [Online]. Available: <https://www.unimagnet.cz/blog/axialni-diametralni-i-jine-ktre-typy-magnetizace-existuji-n113>. [Přístup získán 21 Březen 2018].
- [22] „Magnetické pole,“ [Online]. Available: <http://docplayer.cz/69580473-Magneticke-pole-se-projevuje-silovymi-ucinky-magnety-pritahuji-zelezne-kovy.html>. [Přístup získán 23 Březen 2018].
- [23] „SKF,“ [Online]. Available: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/plain-bearings/bushings-thrust-washers-strips/table-bushings/index.html?designation=PCM%20050710%20E&unit=metricUnit>. [Přístup získán 26 Březen 2018].
- [24] „Kuličkové ložisko 630/8-2RS1,“ [Online]. Available: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/index.html?designation=630/8-2RS1&unit=metricUnit>. [Přístup získán 28 Březen 2018].
- [25] „Statické zatížení,“ [Online]. Available: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/principles/bearing-selection-process/bearing-size/size-selection-based-on-static-load/index.html>. [Přístup získán 28 Březen 2018].
- [26] „Zatížení,“ [Online]. Available: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/loads/index.html>. [Přístup získán 28 Březen 2018].
- [27] „Tolerance,“ [Online]. Available: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/principles/general-bearing-knowledge/tolerances/index.html>. [Přístup získán 28 Březen 2018].
- [28] „Kuličkové ložisko 6001-2RSH,“ [Online]. Available: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/index.html?designation=6001-2RSH&unit=metricUnit>. [Přístup získán 29 Březen 2018].
- [29] „Výroba čelních ozubených kol,“ [Online]. Available: <http://www.jova1.cz/dilna/zuby/zuby.html>. [Přístup získán 6 Duben 2018].

- [30] „Převody a mechanismy,“ [Online]. Available: http://domes.spssbrno.cz/web/DUMy/SPS,%20MEC,%20CAD/VY_32_INOVACE_15-04.pdf. [Přístup získán 12 Duben 2018].
- [31] „Kuličkové ložisko 628/8-2Z,“ [Online]. Available: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/index.html?designation=628%2F8-2Z>. [Přístup získán 3 Květen 2018].
- [32] „Kuličkové ložisko 61801-2RS1,“ [Online]. Available: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/index.html?designation=61801-2RS1>. [Přístup získán 3 Květen 2018].
- [33] „Tabulka slitin,“ [Online]. Available: <http://www.strojmetal.cz/tabulka-slitin>. [Přístup získán 1 Květen 2018].
- [34] „Pevnost a tvrdost šroubů,“ [Online]. Available: <http://www.faspoj.cz/pevnost%20sroubu.html>. [Přístup získán 1 Květen 2018].
- [35] „Tabulky pro závity,“ [Online]. Available: <https://spojmat-pema.webnode.cz/tabulky/>. [Přístup získán 1 Květen 2018].
- [36] „Součinitel tření,“ [Online]. Available: <https://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/soucinitel-treni>. [Přístup získán 2 Květen 2018].

Seznam příloh

Vevázaných

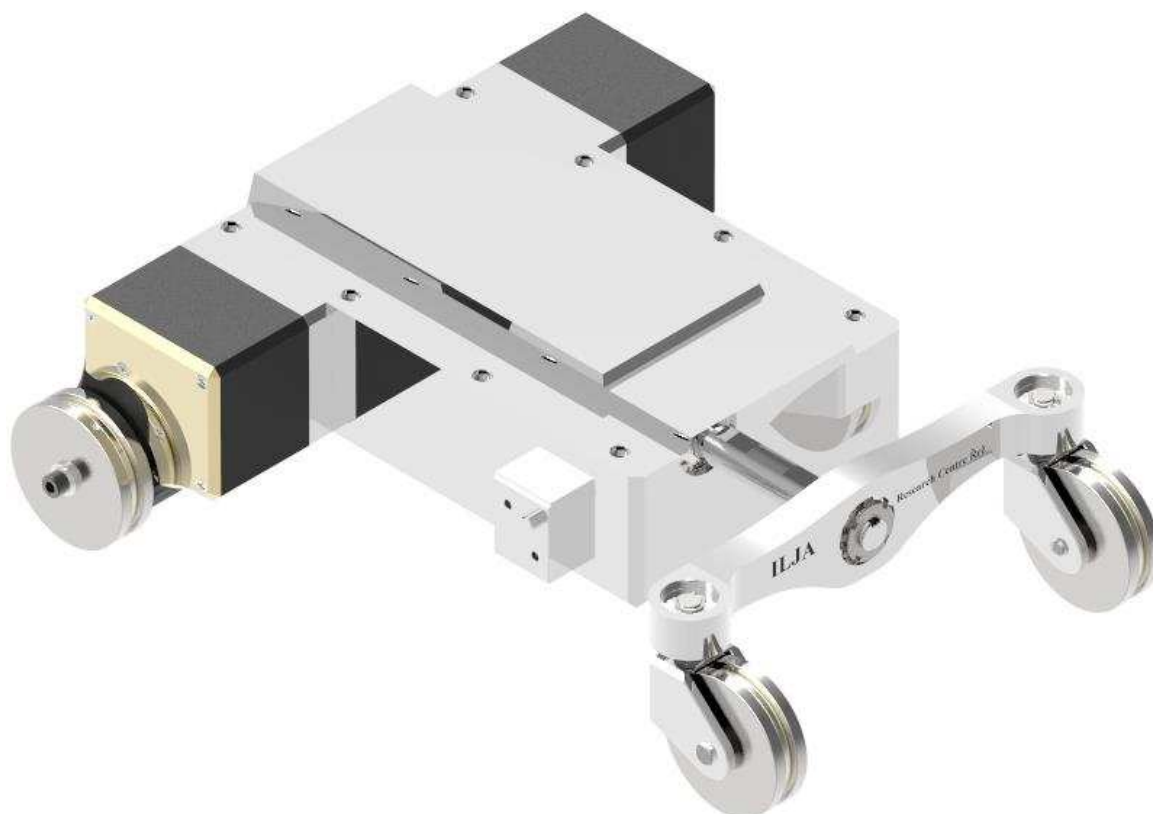
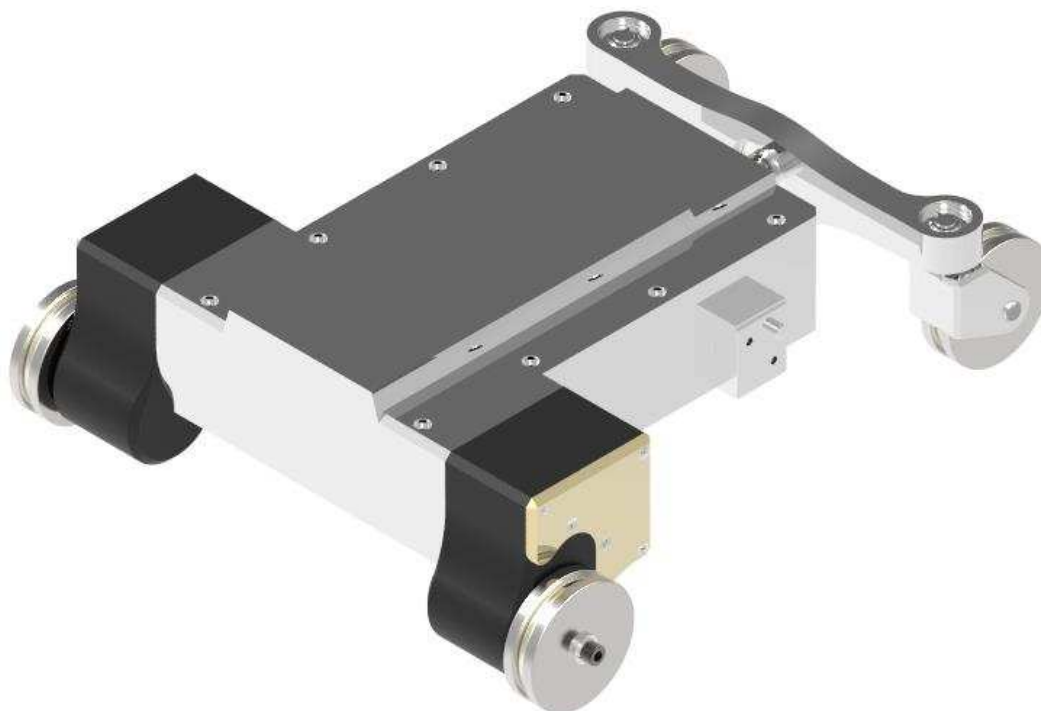
Příloha č. 1: Vizualizace manipulátoru.....	I
Příloha č. 2: Fotodokumentace prototypu.....	IV

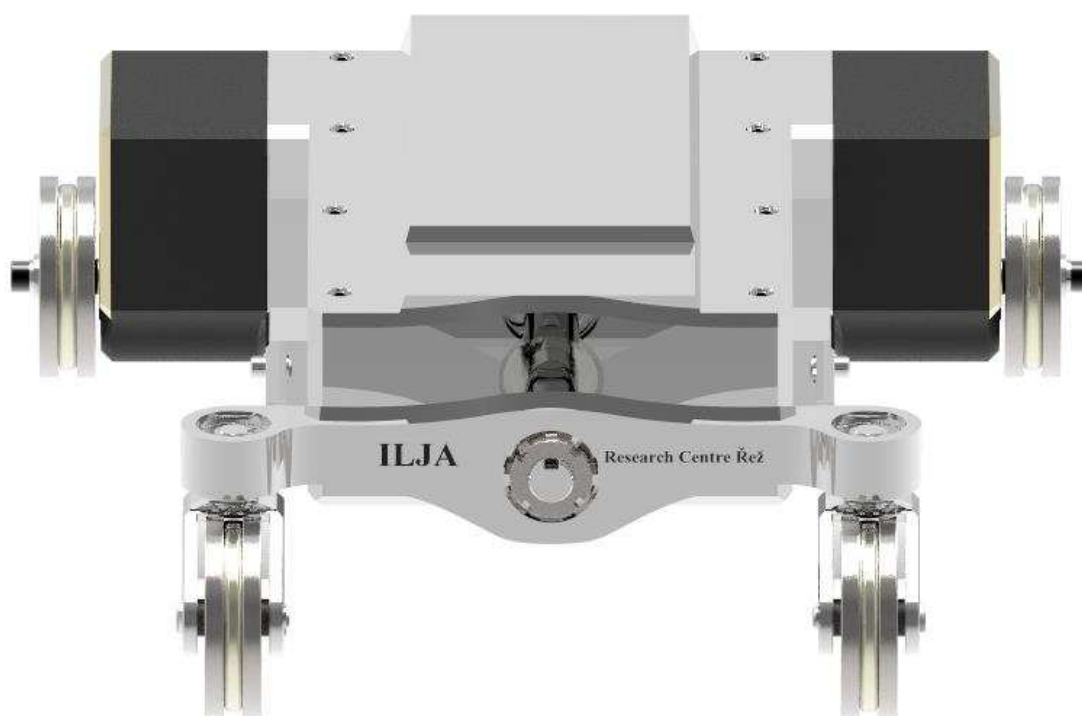
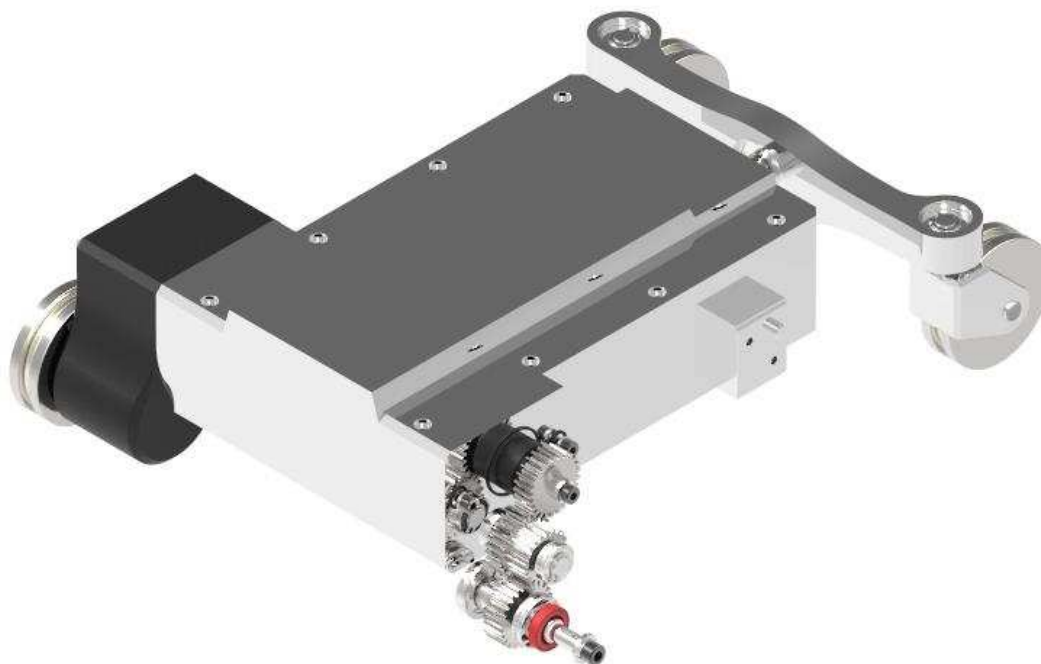
Volně vložených

Příloha č. 3: Katalogový list motoru a převodovky pohonné jednotky
Příloha č. 4: Výrobní výkres pólového nástavce
Příloha č. 5: Výrobní výkres předlohové hřídele
Příloha č. 6: Výrobní výkres hnané hřídele
Příloha č. 7: Výrobní výkres čepu zadního kola

Příloha č. 1

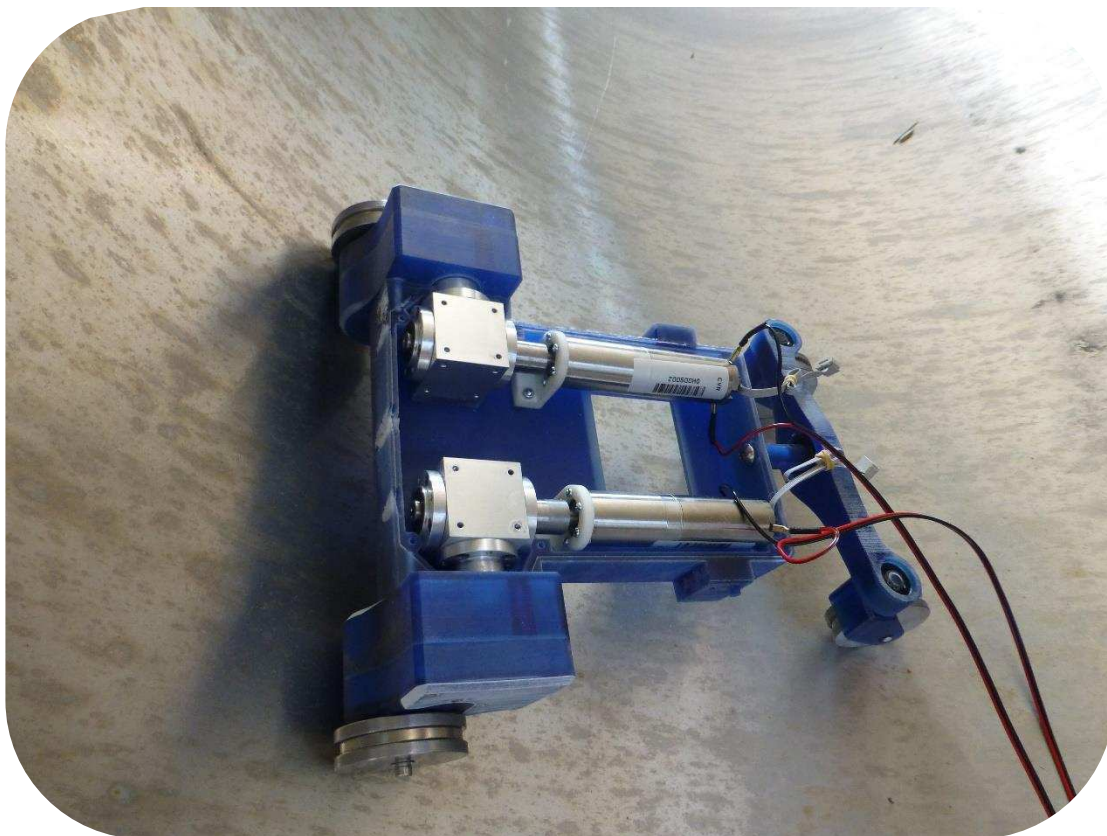
Vizualizace manipulátoru

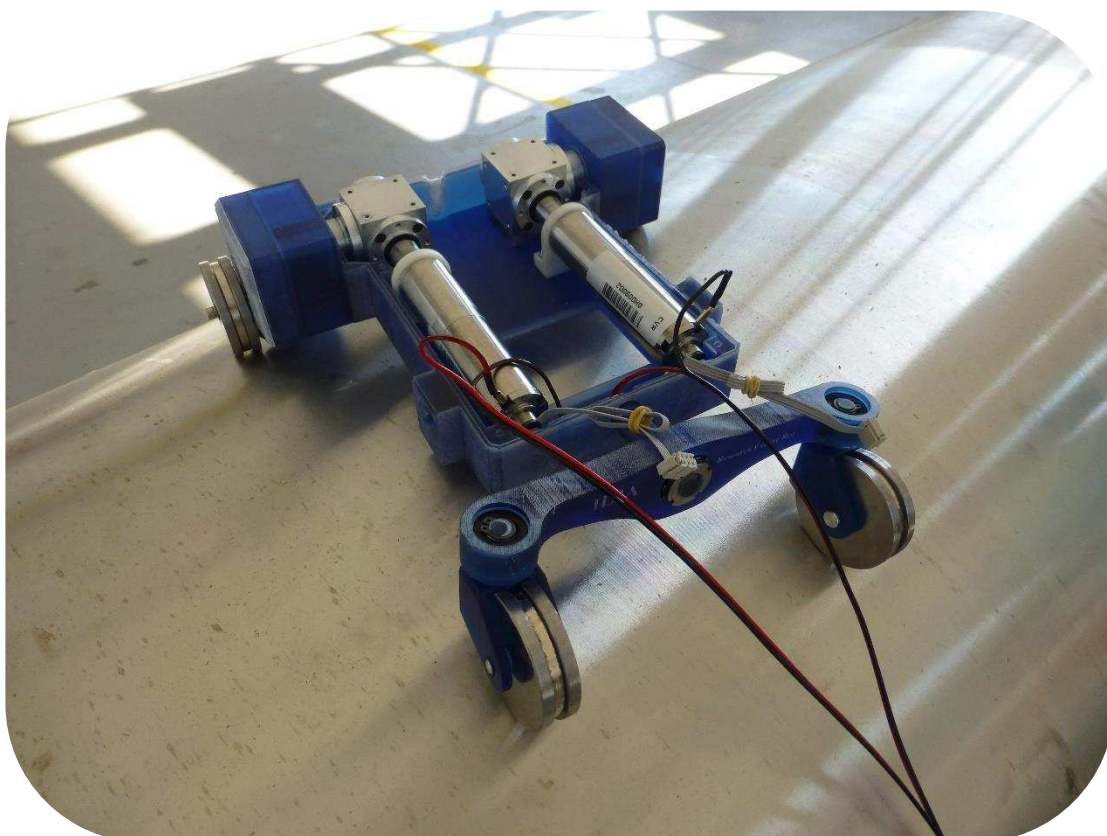
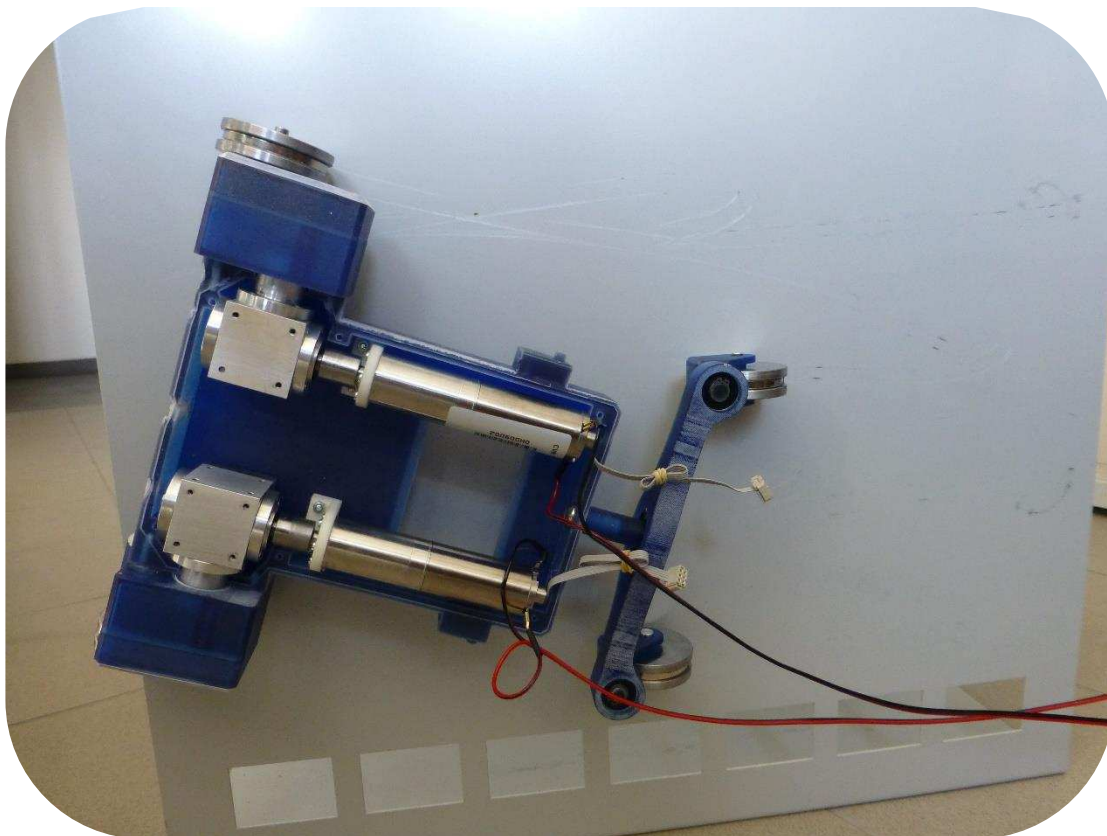




Příloha č. 2

Fotodokumentace prototypu





Your configured drive

maxon motor

driven by precision

Part number*: **B772E1AC8490** Revision 3

Motor - DCX26L GB KL 12V
Planetary gearhead - GPX26HP 231:1
Sensor - ENX10 QUAD 1IMP

http://www.maxonmotor.com/maxon/view/content/contact_page

maxon motor worldwide
e-shop@maxonmotor.com
www.maxonmotor.com

After an order is placed at the e-shop, the product is manufactured in Switzerland and delivered after 11 working days.
General Terms and Conditions: http://www.maxonmotor.com/maxon/view/content/terms_and_conditions_page

Interactive 3D model

Click on the icon to activate your 3D model

Your configuration can be viewed here:

<http://www.maxonmotor.com/maxon/view/configurator/?ConfigID=B772E1AC8490>

*If the link doesn't work, you can open your configuration with the part number from the catalog.

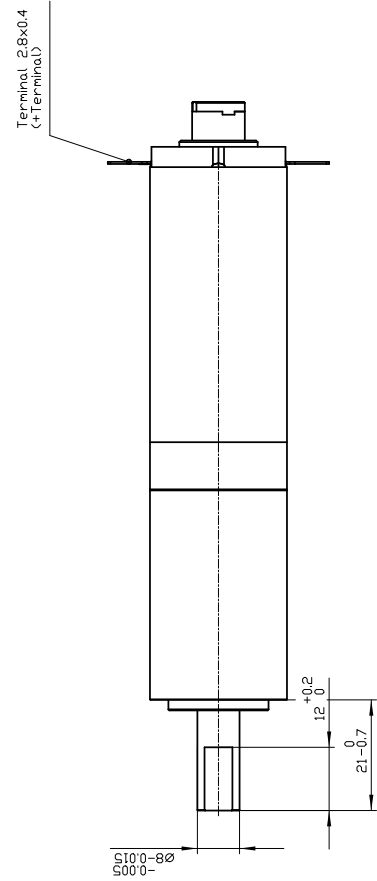
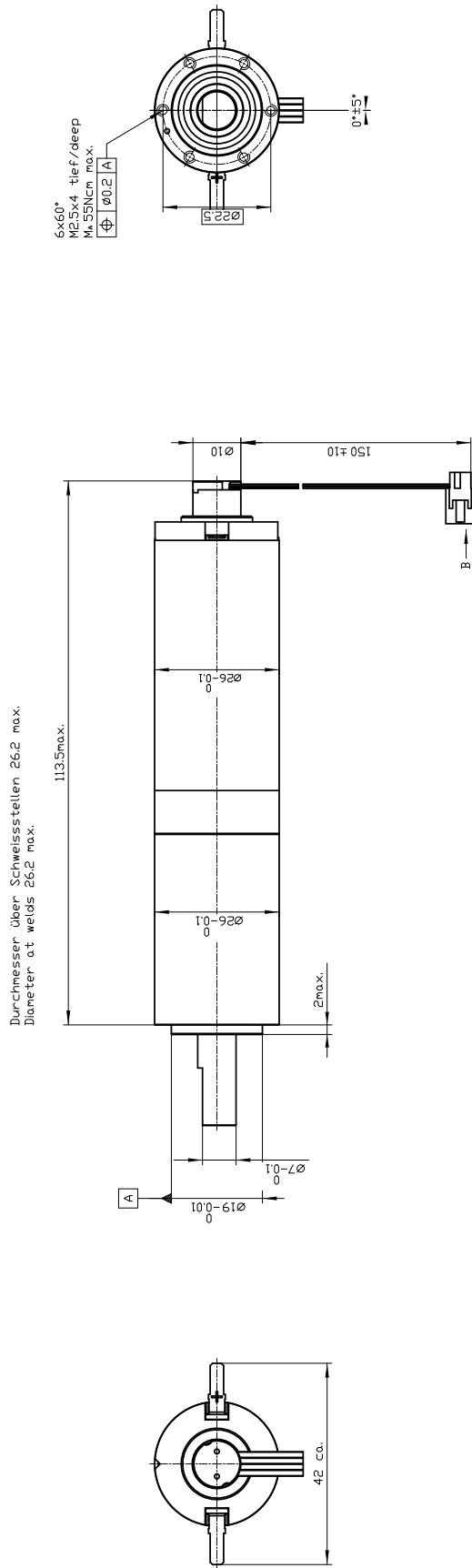
Attachments / CAD files

Please double click with left mouse button on a pushpin symbol to open a file. You could also save a file when you click the symbol with the right mouse button.

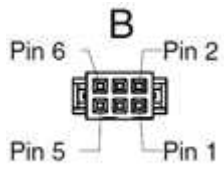
B772E1AC8490.stp (STP AP 214)

**Motor - DCX26L GB KL 12V
Planetary gearhead - GPX26HP 231:1
Sensor - ENX10 QUAD 1IMP**

Drawings are not to scale!



Motor - DCX26L GB KL 12V
Planetary gearhead - GPX26HP 231:1
Sensor - ENX10 QUAD 1IMP



Connector type, encoder	
2.54mm 6-pol	
Pin assignment	
Pin 1	Not connected
Pin 2	VCC
Pin 3	Channel A
Pin 4	Channel B
Pin 5	GND
Pin 6	Not connected

Summary of your selected configuration

Motor - DCX26L GB KL 12V
Planetary gearhead - GPX26HP 231:1
Sensor - ENX10 QUAD 1IMP

Total weight of the drive: 319 g

Motor: DCX26L GB KL 12V

Commutation	Graphite brushes
Nominal voltage	12 V
Motor bearings	Preloaded ball bearing

Gearhead GPX26HP 231:1

Gearhead type	High Power
Reduction	231
Number of stages	3

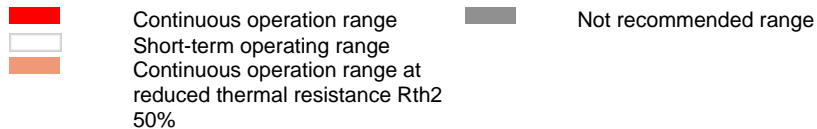
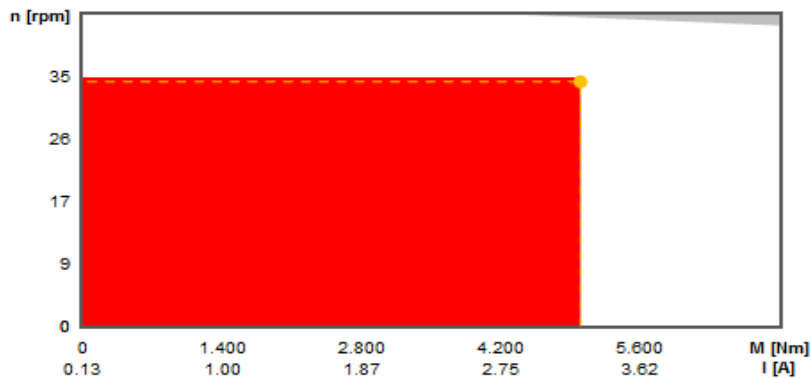
Sensor ENX10 QUAD 1IMP

Counts per turn	1
-----------------	---

Electrical connection, sensor

Electrical connection, sensor	configured
Cable type	Flachband TPE
Connector type	6-pol 2.54mm pin header

Operating range



Motor - DCX26L GB KL 12V



Values at nominal voltage

Nominal voltage	12 V
No load speed	10600 rpm
No load current	131 mA
Nominal speed	9460 rpm
Nominal torque (max. continuous torque)	46.9 mNm
Nominal current (max. continuous current)	4.5 A
Stall torque	532 mNm
Stall current	49.7 A
Max. efficiency	88.5 %

Characteristics

Max. output power	60.8 W
Terminal resistance	0.242 Ohm
Terminal inductance	0.0321 mH
Torque constant	10.7 mNm/A
Speed constant	890 rpm/V
Speed/torque gradient	20.1 rpm/mNm
Mechanical time constant	4.5 ms
Rotor inertia	21.4 gcm ²

Thermal data

Thermal resistance housing-ambient	10.2 K/W
Thermal resistance winding-housing	3.01 K/W
Thermal time constant of the winding	24.1 s
Thermal time constant of the motor	620 s
Ambient temperature	-40..100 °C

Max. winding temperature 155 °C

Mechanical data

Max. permissible speed	14400 rpm
Min. axial play	0 mm
Max. axial play	0.1 mm
Radial backlash	0.02
Max. axial load (dynamic)	5.5 N
Max. force for press fits (static)	40 N
Max. radial load	20.5 N

Further specifications

Number of pole pairs	1
Number of commutator segments	11
Weight	169.2 g
Number of autoclave cycles	0
Typical noise level	44 dBA

Information about motor data: http://www.maxonmotor.com/medias/CMS_Downloads/DIVERSES/12_137_EN.pdf

Planetary gearhead - GPX26HP 231:1



Gearhead data

Reduction	231:1
Absolute reduction	300564/1300
Max. transmittable power (continuous)	30 W
Max. transmittable power (intermittent)	40 W
Number of stages	3
Max. continuous torque	5 Nm
Max. intermittent torque	7 Nm
Direction of rotation, drive to output	=
Max. efficiency	65 %
Weight	145 g
Average backlash no-load	1.1 degree
Mass inertia	3.438 gcm ²
Gearhead length	47.1 mm

Technical data

Output shaft bearing	Ball bearings
Gearhead type	GPX
Max. radial backlash	0.1 mm
mm from flange	10 mm
Min. axial play	0 mm
Max. axial play	0.2 mm
Max. permissible radial load	180 N
mm from flange	10 mm
Max. axial load (dynamic)	110 N
Max. force for press fits	120 N
Recommended motor speed	8000 rpm
Max. intermittent input speed	10000 rpm
Min. recommended temperature range	-40..100 °C
Number of autoclave cycles	0

Information about gearhead data: http://www.maxonmotor.com/medias/CMS_Downloads/DIVERSES/12_203_EN.pdf

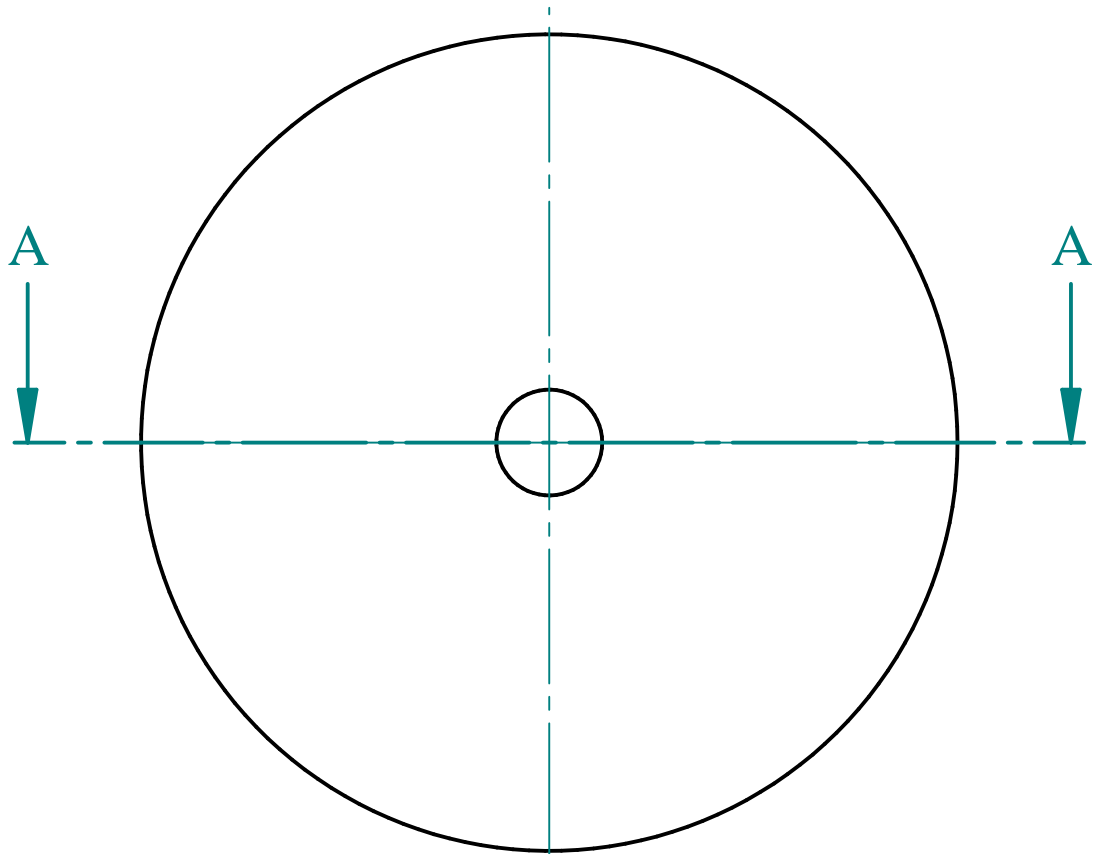
Sensor - ENX10 QUAD 1IMP



Type	
Counts per turn	1
Number of channels	2
Line Driver	no
Max. outer diameter	10 mm
Max. housing length	8.5 mm
Max. electrical speed	120000 rpm
Max. speed	30000 rpm

Technical data	
Supply voltage	3.5..5.5 V
Output signal driver	Single Ended, TTL
Current per cable	0..10 mA
Min. state length	45 °el
Max. state length	135 °el
Signal rise time/Signal fall time	200000/500 ns
Direction of rotation	A for B, CW
Typical current draw at standstill	5 mA
Max. moment of inertia of code wheel	0.05 gcm ²
Weight	5 g
Operating temperature range	-40..100 °C
Number of autoclave cycles	0

Datasheet: http://www.maxonmotor.com/medias/CMS_Downloads/DIVERSES/ENXQUAD_en.pdf



ŘEZ A-A

$\phi 54 \pm 0,1$



B

C

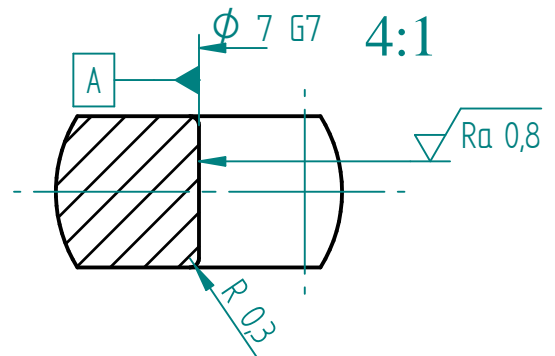
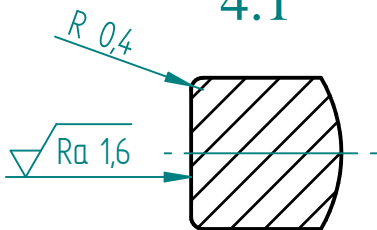


5



DETAIL B
4:1

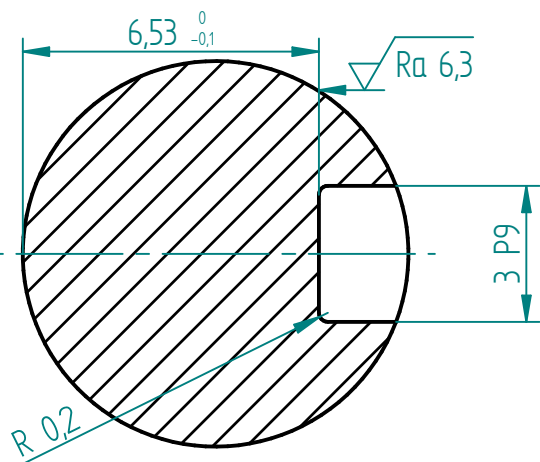
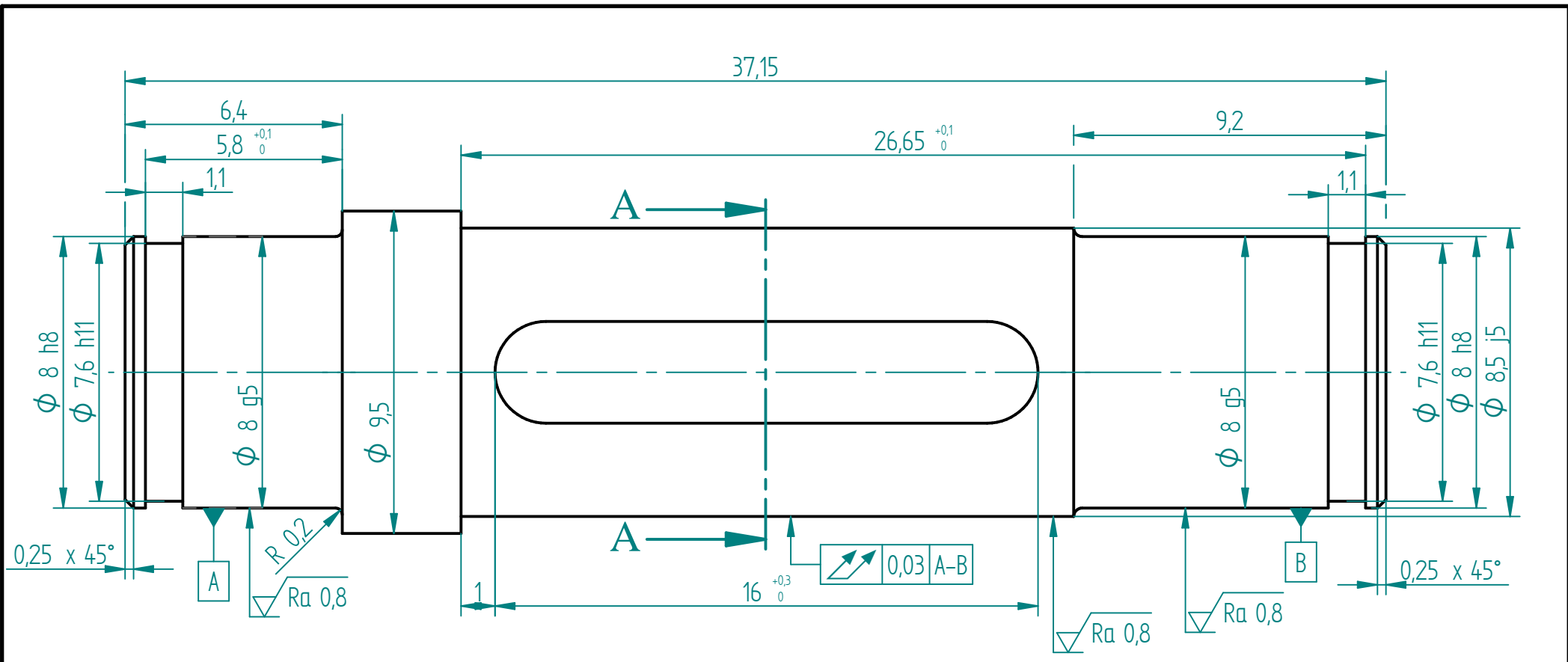
DETAIL C
4:1



$\sqrt{Ra 3,2}$

		NAME	DATE	Solid Edge	
DRAWN	Jiri Kanta	3.5.2018	TITLE Pólový nástavec		
CHECKED					
ENG APPR					
MGR APPR					
ISO 2768 - mK			SIZE A4	DWG NO ILJA - 1	REV 1
ISO 8015			FILE NAME: Pólový_nástavec.dft		
SCALE: 2:1		WEIGHT:		SHEET 1 OF 1	

SOLID EDGE ACADEMIC COPY

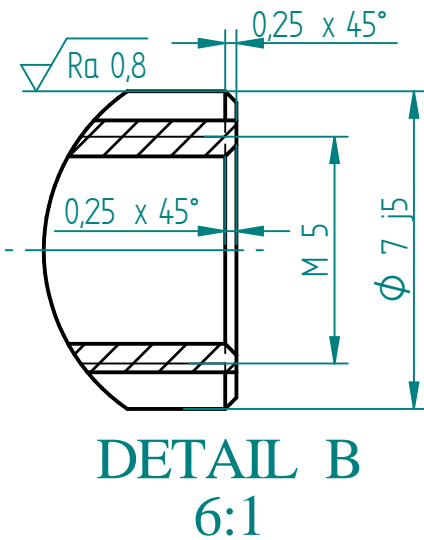
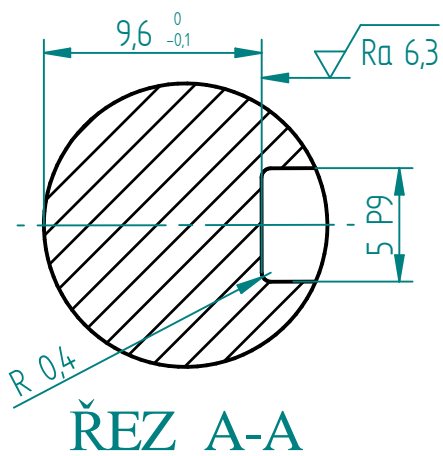
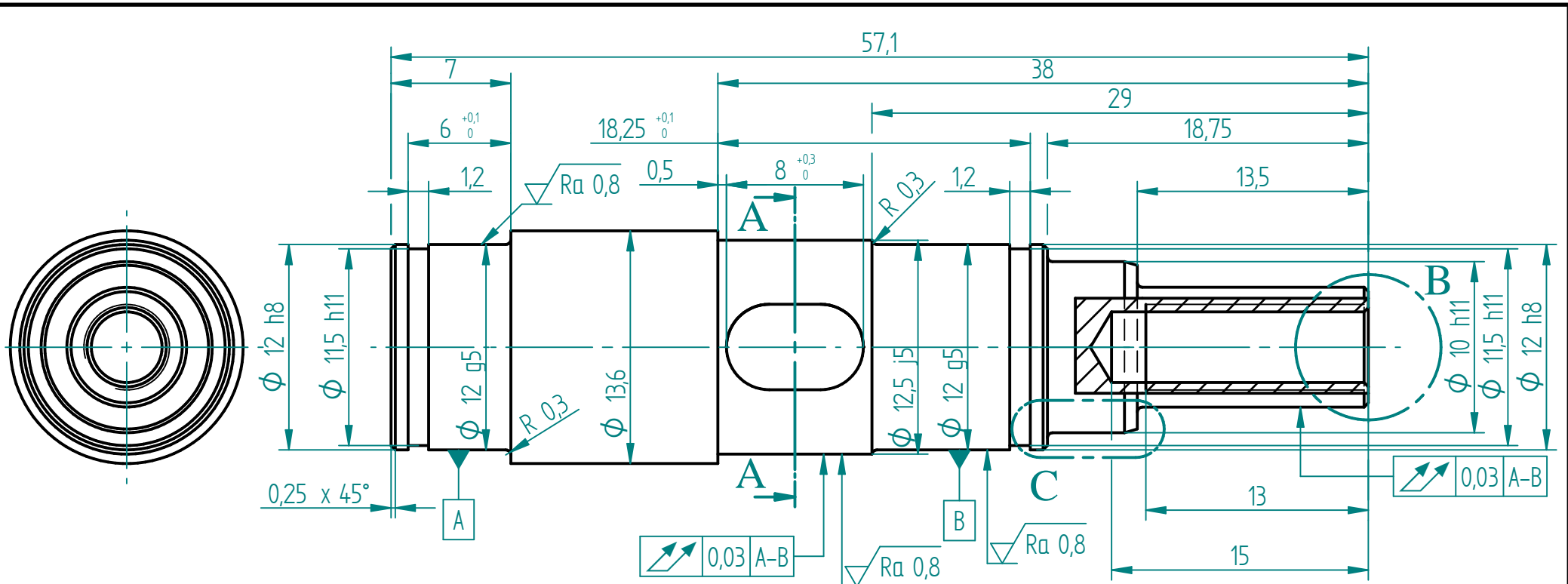


ŘEZ A-A

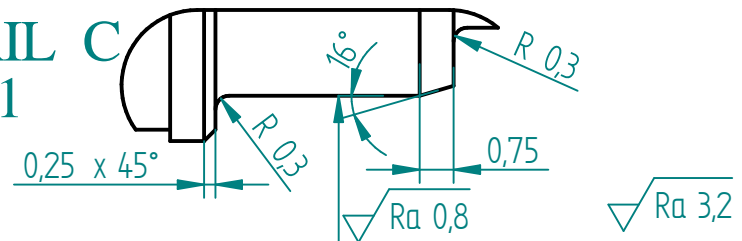
$\sqrt{Ra 3,2}$

	NAME	DATE	Solid Edge		
DRAWN	Jiri Kanta	3.5.2018			
CHECKED			TITLE		
ENG APPR			Hridel_2		
MGR APPR			SIZE	DWG NO	REV
ISO 2768 - mK			A4	ILJA - 2	1
ISO 8015			FILE NAME: H:\idel 2.dft		
SCALE: 6:1		WEIGHT:		SHEET 1 OF 1	

SOLID EDGE ACADEMIC COPY

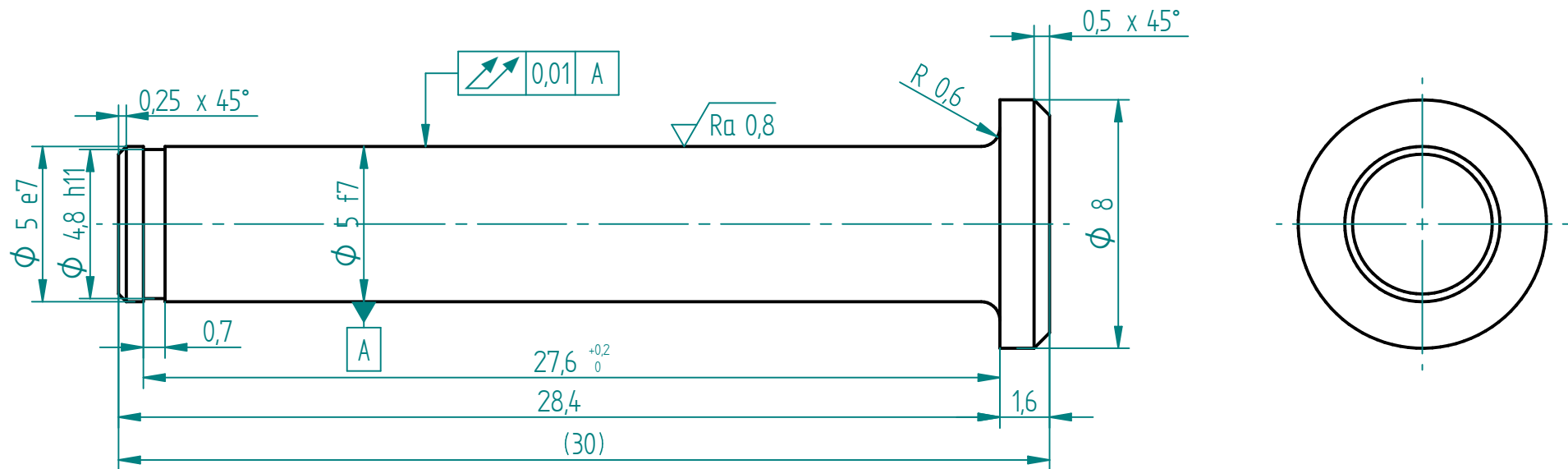


DETAIL C 6:1



NAME		DATE	Solid Edge		
DRAWN	Jiri Kanta	3.5.2018	TITLE		
CHECKED			Hridel_3		
ENG APPR			SIZE	DWG NO	REV
MGR APPR			A4	ILJA - 3	1
ISO 2768 - mK			FILE NAME: H:\Hridel 3.dft		
ISO 8015			SCALE: 3:1	WEIGHT:	SHEET 1 OF 1

SOLID EDGE ACADEMIC COPY



$\sqrt{Ra 3,2}$

	NAME	DATE	Solid Edge		
DRAWN	Jiri Kanta	13.4.2018			
CHECKED			TITLE Naboj zadniho kola		
ENG APPR					
MGR APPR			SIZE A4		
ISO 2768 - mK					
ISO 8015			FILE NAME: Naboj zadniho kola.dft		
SCALE: 5:1		WEIGHT:		SHEET 1 OF 1	

SOLID EDGE ACADEMIC COPY