



Rotační upínač pro robotické ohýbání trubek

Bakalářská práce

Studijní program: B2301 – Strojní inženýrství
Studijní obor: 2301R000 – Strojní inženýrství
Autor práce: **Jaroslav Šimon**
Vedoucí práce: Ing. Marcel Horák, Ph.D.



ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Jaroslav Šimon**
Osobní číslo: **S14000172**
Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Strojní inženýrství**
Název tématu: **Rotační upínač pro robotické ohýbání trubek**
Zadávací katedra: **Katedra sklářských strojů a robotiky**

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

Cílem bakalářské práce je návrh zlepšení rotačního upínače pro robotické ohýbání trubek. V rámci řešení bude proveden zevrubný rozbor stávajícího upínače s pneumaticky poháněným paralelním upínacím prvkem a posouzení vhodnosti náhrady pneumatického upínače upínačem elektrickým. Současně budou definována základní východiska pro modifikaci stávajícího řešení. Hlavním cílem práce je návrh průmyslového řešení vylepšeného upínače se zhodnocením přínosů řešení oproti původnímu systému.

Úkolem Vaší BP bude:

1. Provést podrobnou analýzu stávajícího řešení hlavice, specifikovat základní výhody a nevýhody řešení, definovat okrajové podmínky a východiska pro alternativní řešení.
2. Ve variantách navrhnout konstrukční změny hlavice s cílem eliminovat nedostatky původního řešení.
3. Pro vybranou variantu konstrukčního řešení zpracovat výkresovou dokumentaci a pro zvolené funkční uzly, resp. díly hlavice, provést základní pevnostní výpočty.
4. Závěrem specifikovat výhody a přínos navrženého řešení při využití v reálném provozu.

Rozsah grafických prací: **výkresová dokumentace**

Rozsah pracovní zprávy: **30 - 40 stran textu**

Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**

Seznam odborné literatury:

[1] NOVOTNÝ, F., HORÁK, M. *Efektory průmyslových robotů*. TU v Liberci, 2015. 116 s. ISBN 978-80-7494-195-5.

[2] NOVOTNÝ, F., HORÁK, M. *Konstrukce robotů*. TU v Liberci, 2015. 236 s. ISBN 978-80-7494-216-7.

[3] WOLF, A., STEINMANN, R., SCHUNK, H. *Grippers in Motion*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2005. 246 s. ISBN 3-540-25657-1

[4] *Úvod do pneumatiky*. Učebnice FESTO Didactic, Praha 1994. 197 s.

[5] *Katalogy renomovaných výrobců chapadel*.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Marcel Horák, Ph.D.**

Katedra sklářských strojů a robotiky

Konzultant bakalářské práce: **Ing. Ondřej Matúšek**

Katedra sklářských strojů a robotiky

Datum zadání bakalářské práce: **10. listopadu 2017**

Termín odevzdání bakalářské práce: **10. února 2019**

prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld
děkan



doc. Ing. František Novotný, CSc.
vedoucí katedry

V Liberci dne 20. listopadu 2017

Prohlášení

Byl jsem seznámen s tím, že na mou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé bakalářské práce pro vnitřní potřebu TUL.

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

Bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé bakalářské práce a konzultantem.

Současně čestně prohlašuji, že tištěná verze práce se shoduje s elektronickou verzí, vloženou do IS STAG.

Datum:

Podpis:

Poděkování

Rád bych nejprve poděkoval svému vedoucímu bakalářské práce panu Ing. Marcelu Horákovi, Ph.D. za dobré směrování mých myšlenek při psaní předkládané bakalářské práce.

Dále bych rád vyjádřil svůj dík panu Ing. Ondřejovi Bělohlávkovi, řediteli konstrukčního oddělení v MSV-systems CZ s.r.o., se kterým jsem konzultoval problematiku a konstrukční řešení zadaného tématu.

V neposlední řadě jsem vděčen panu Ing. Miroslavu Krejčíkovi, majiteli a řediteli MSV-systems CZ s.r.o., jenž mi umožnil spolupráci se zvyše zmíněnou firmou a přístup k informacím a praktickým zkušenostem v oblasti robotického ohýbání trubek.

Na konec děkuji svým blízkým, kteří mě podporovali a pomáhali mi v dosavadním studiu na FS TUL.

Abstrakt

Bakalářská práce se zabývá analýzou původního konstrukčního řešení efektoru průmyslového angulárního robotu určeného jako manipulační prostředek pro velkokapacitní výrobu trubek v automobilovém průmyslu zejména tváření rozvodů plyných a kapalných médií následným návrhem zlepšení konstrukčního řešení tohoto efektoru. Na úvod jsou uvedeny současné způsoby ohýbání trubek. Postupně přechází k druhému bodu k analýze současné konstrukce efektoru. Dále jsou uvedeny návrhy na možné zlepšení této konstrukce. Následně se bakalářská práce se zabývá zvoleným provedením nového konstrukčního řešení a výpočty vybraných geometrických a silových problémů. V závěru je provedeno porovnání stávající a nové konstrukce.

Klíčová slova: Rotační chapadlo, Ohýbání trubek, Manipulační prostředek, Ohýbací prostředek, Efektor

Abstract

The bachelor thesis deals with the analysis of the original design solution of the industrial angular robot effector designed as a handling device for the large-capacity production of pipes in the automotive industry especially the shaping of gaseous and liquid media distributions by the subsequent design improvement of the solution of this effector. The introduction of current pipe bending methods is presented at the beginning. The analysis of the current design of the effector is performed in the second point. The following are suggestions for possible improvements to this design. Subsequently the bachelor's thesis deals with chosen design of a new solution and calculations of selected geometric and force problems. In the end, a comparison of the existing and new design is made.

Key words: Rotary gripper, Pipe bending, Handling tool, Bending tool, Effector

Obsah

Poděkování	5
Abstrakt.....	6
Abstract.....	6
Úvod	9
1 Současný stav.....	9
1.1 Účel.....	10
1.2 Popis stávající konstrukce.....	11
1.3 Cíle nové konstrukce	12
2 Návrh konstrukčních změn	13
2.1 Přidání druhé osy vedení.....	13
2.2 Usazení polohovacího kola.....	13
2.3 Řešení boční zubové vůle	15
2.3.1 Zvolení vyšších přesností při výrobě ozubených kol.....	15
2.3.2 Změna tvaru zubu místo přímých zubů	15
2.3.3 Převod s ozubeným řemenem	16
2.4 Tuhost a hmotnost chapadla	17
2.5 Návrh principu upínání	18
2.5.1 Princip iris.....	18
2.5.2 Princip kleštiny	19
2.5.3 Princip univerzálního sklíčidla	20
2.5.4 Volba elektrického upínače.....	20
3 Zvolené nové konstrukční řešení efektoru.....	22
3.1 Konstrukce sestavy rámu	23
3.2 Uložení polohovacího kola	23
3.3 Uložení předlohových kol.....	24
3.4 Servomotor s hnacím pastorkem	24
4 Výpočty.....	25
4.1 Uzavřený řetězec ozubených kol.....	25
4.1.1 Parametry kol.....	25
4.1.2 Montážní podmínka uzavřených řetězců	26
4.1.3 Výpočet	27

4.2	Upínací síla	28
4.2.1	Rovnice dynamické rovnováhy	29
4.2.2	Klopné momenty.....	30
4.2.3	Určení potřebné upínací síly.....	31
4.3	Metoda konečných prvků	34
5	Zhodnocení navrhovaného řešení	35
6	Citovaná literatura	36
7	Seznam výkresové dokumentace	37

Úvod

Předkládaná bakalářská práce se zabývá analýzou původního konstrukčního řešení efektoru průmyslového angulárního robotu, který je určen jako manipulační prostředek při výrobě ohýbaných trubek, a následným návrhem zlepšení konstrukčního řešení tohoto efektoru. Nejprve jsou zde uváděny současné způsoby ohýbaní trubek. Postupně text přechází k druhému bodu, k analýze současné konstrukce efektoru. Dále jsou uvedeny návrhy na možná zlepšení této konstrukce. Následně se bakalářská práce zabývá zvoleným provedením nového konstrukčního řešení a výpočty vybraných geometrických a silových problémů. V závěru je provedeno porovnání stávající a nové konstrukce.

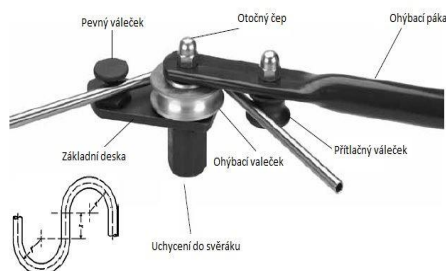
1 Současný stav

S rozvojem průmyslu a nových technologií dochází ke snaze zautomatizovat výrobu pomocí průmyslových robotů a to ve všech odvětvích. Těmto snahám se nevyhnula ani výroba ohýbaných trubek nejen ocelových, ale i ze slitin těžkých a lehkých kovů, které jsou určeny například pro automobilový průmysl apod.

Základní principy automatizované výroby ohýbaných trubek vycházejí z manuálního způsobu tváření. V praxi se stále využívají oba dva způsoby.

Ruční ohýbací stroje popř. přípravky existují na světě v mnoha konstrukčních provedeních určených pro tváření různých materiálů. Základní konstrukce vypadá podle (obr. 1), kde lze vidět, že na základní desce se nachází pevný váleček zajišťující pevnou oporu a navedení trubky do ohýbacího válečku, který určuje poloměr ohnutí. Otočným čepem zajišťuje vzájemnou polohu základní desky, ohýbacího válečku a ohýbací páky. Pro správný průběh tváření trubky musí být polotovar přitlačován k ohýbacímu válečku pomocí přitlačného válečku, který je součástí ohýbací páky. Takovýto ohýbací přípravek lze využít pro kusovou nebo malosériovou výrobu.

Pokud je potřeba přesnější, masovější a zároveň manuální výroba, tak je vhodnější využít soustavy těchto ohýbacích přípravků, které jsou za sebou seřazeny na rámu. Každý přípravek má



Obr. 1 Ruční ohýbací přípravek [7]



Obr. 2 Rám se soustavou ohýbacích přípravků [8]

rozdílnou výšku vůči rámu pomocí stojánků (modré součásti) viz (obr. 2), které jsou na něj přimontovány podle požadovaného výsledného tvaru ohýbané trubky.

CNC ohýbající stroje lze rozdělit na jednohlavé a dvouhlavé stroje. Obě zařízení mohou mít ocelový popř. litinový rám.

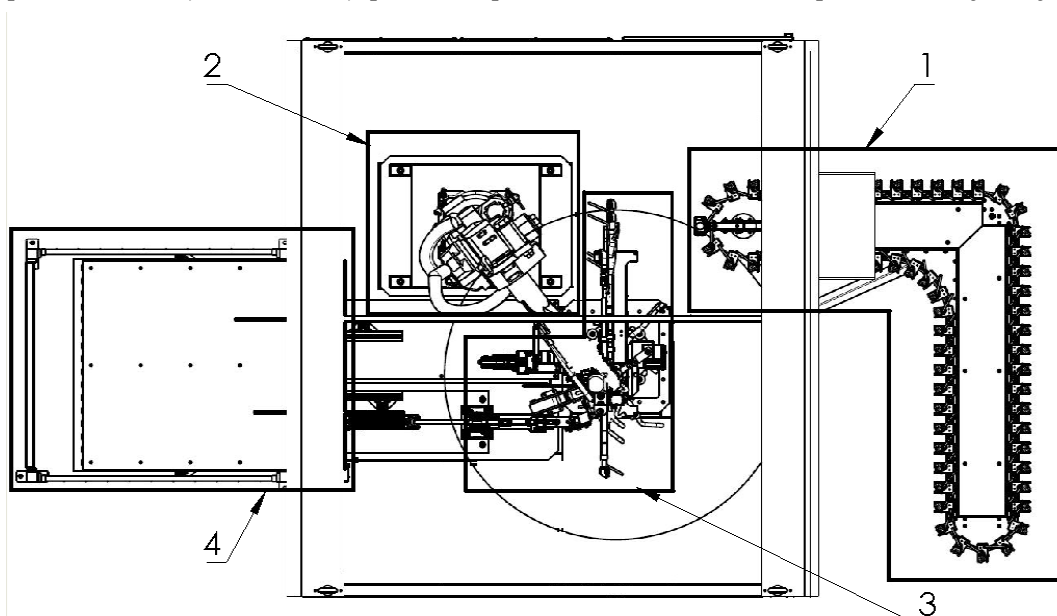
V prvním případě na rámu leží podélné saně, po nichž pojíždí koník s tří a více čelistovým universálním nebo kleštinovým upínačem pro upnutí ohýbané trubky. Tato sestava umožňuje přísuv a natáčení vůči ohýbací hlavě s tvářecími nástroji, která se nachází na boku stroje.

U dvouhlavého ohýbacího stroje základ tvoří podélné saně, po nich pojíždí dva stojany s ohýbacími hlavami s nástroji, které se otáčejí okolo tvářeného materiálu. Polotovary se ustavuje do dvoučelistového upínače na svislém sloupu nacházející se v jedné polovině podélných saní. Stroj je vybaven po stranách vstupním a výstupním zásobníkem. Polotovary se mezi zásobníky a pracovním prostorem přemísťují pomocí manipulátoru.

Dalším typem jsou **ohýbací robotické stroje**, jejichž základními jednotkami jsou angulární průmyslový robot a ohýbací hlava, a spojují tak výhody CNC ohýbacích strojů a všestrannost průmyslových robotů. V praxi existují dva přístupy, jak řešit jejich konstrukci. Tím prvním je, že ohýbací hlava je jako efektor umístěna přímo na robotu. Další způsob spočívá v tom, že ohýbací hlava stojí samostatně na podlaze robotické buňky a robot je osazen polohovacím efektozem, který bude předmětem této bakalářské práce a bude označován jako „chapadlo“.

1.1 Účel

Chapadlo slouží jako nástroj pro uchopení a následnou manipulaci s ohýbanými



1 - vstupní zásobník, 2 - průmyslový robot s chapadlem,

3 - ohýbací hlava s náradím, 4 - výstupní zásobník

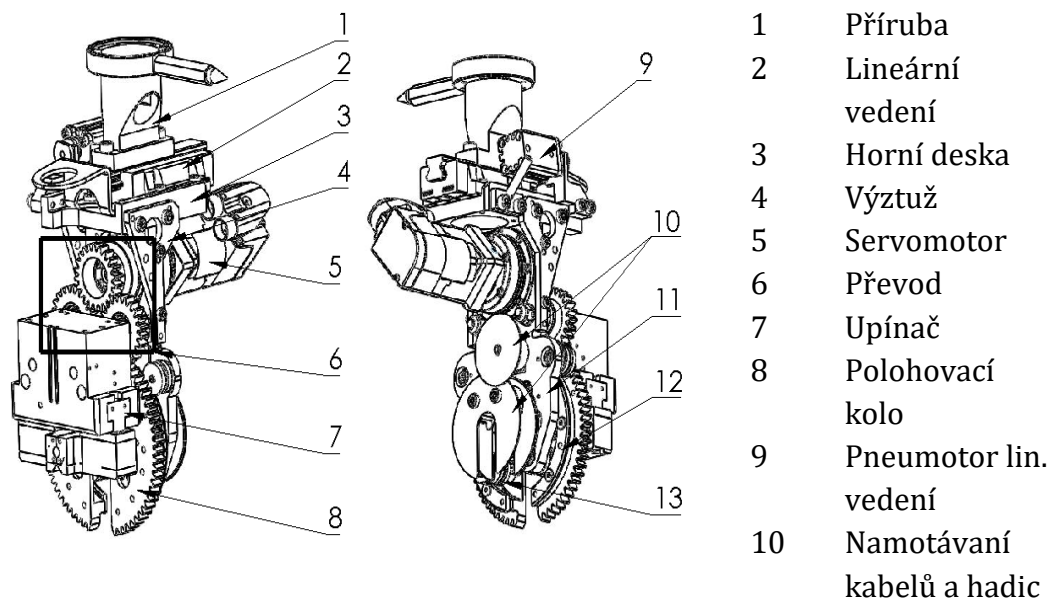
Obr. 3 Schéma robotické buňky

trubkami v automatizovaném provozu. Osazuje se na angulární průmyslový robot

(2) vyobrazený na obrázku (Obr. 3). Manipulace s trubicí začíná u vstupního zásobníku (1), kde je uchopena a následně přemístěna k ohýbací hlavě s náradím (3). Na této pozici dochází k požadovanému tváření polotovaru a k jeho potřebnému polohování vůči ohýbací hlavě (3) během pracovního procesu. Po dokončení výrobního postupu je přehýbaná trubka pomocí robota (2) přenesena a umístěna do výstupního zásobníku (4), kde celý výrobní proces končí a odkud je předána na výstupní kontrolu.

1.2 Popis stávající konstrukce

Základní rám chapadla, podle (obr. 4), tvoří šroubovaná sestava sestávající z horní desky (3), svislé desky (11) a dvou výztuží (4). Společně zajišťují tuhost celé konstrukce a jsou vyrobeny ze slitiny hliníku EN AW 2017, obecně známa jako dural.



Obr. 4 Popis původního chapadla

Horní deska slouží jako základ pro lineární vedení (2), jež plní funkci kompenzace rozdílu rychlostí robota a ohýbací hlavy. Je tvořeno kolejnicí a posuvným vozíčkem značky HIWIN. Pohon lineárního vedení tvoří pneumotor (9). Ke kolejnici vedení je přišroubována příruba (1) pro připojení k robotu.

Na svislé desce je umístěno polohovací zařízení pro zajištění požadovaného natočení tvářené trubky vůči ohýbacím nástrojům a jedna část namotávání hadic a kabelů. Polohovací zařízení se skládá z uzavřeného řetězce ozubených kol (dále jen jako „uzavřený řetězec“) a servomotoru (5). Hnací pastorek je tvarovým spojem připevněn k výstupní hřídeli servomotoru. Obě dvě předloková ozubená kola jsou uložena na kuličkových ložiskách, která jsou nalisována na letmo uložené a k rámu maticemi zajištěné čepy. Polohovací (hnané) kolo (8) je usazeno pomocí obloukového vedení (12) na excentricky seřiditelných rolnách (13). Součástí polohovacího kola je pneumatický upínač se dvěma upínacími prvky a na druhé straně kola je druhá část namotávání kabelů

Praxe ukázala, že tato konstrukce sice plní svou základní funkci, ale současně se objevily její nedostatky.

První zjištěný nedostatek souvisí s použitým materiálem a současným konstrukčním řešením. Duralová konstrukce je sice sešroubována a zesílena výztuží, ale zároveň je značně odlehčena, což má za následek plastické deformace podsestavy rámu např. vlivem kolizí během programování a seřizování robota.

Druhou nevýhodu představuje uložení polohovacího kola (8). Při jeho montáži na rám chapadla se musí seřídít rolny tak, aby jeho osa rotace byla totožná s osou díry, kterou prochází jedna z jeho válcových částí. Rolny jsou usazeny na kruhové rozteči, ale pomocí jejich excentrů se musí vyrovnat výrobní nepřesnosti pozicí děr pro rolny a házivosti ozubení polohovacího kola.

Další relativní problém představuje zubová vůle ozubení, která způsobuje nepřesnosti při polohování polotovaru vůči ohýbacím nástrojům robotické buňky. Tento nedostatek je částečně řešen programovým nastavením robota, kdy je známa opakovatelná poloha natočení.

Během praxe se ukázalo, že lineární vedení (2) není schopno setrvat v poloze za takové situace, kdy lineární upínač drží trubku ve svislé poloze, a v důsledku působení gravitace se pohne ve směru tíhového zrychlení.

Velkou předností tohoto chapadla je schopnost upínání trubek v radiálním směru tzn., že má schopnost se k polotovaru přiblížit ze směru kolmého na jeho osu rotace a uchopit jej. To umožňuje tomuto zařízení uchopit danou trubku v jakémkoli místě.

Samotná konstrukce je poměrně lehká. Její hmotnost přibližně činí 6 kg a je důležitým parametrem při výběru robota.

a) Výhody:

- Snadná obsluha;
- Upínání trubek v radiálním směru;
- Nízká hmotnost přibližně 6 kg.

b) Nevýhody:

- Zubová vůle (snižuje přesnost práce);
- Obtížná montáž při usazování polohovacího kola (seřizování rolen);
- Hliníková konstrukce (nízká tuhost);
- Lineární vedení neudrží polohu chapadla při držení trubky ve svislé poloze.

1.3 Cíle nové konstrukce

Pokud možno odstranit všechny nevýhody stávající konstrukce a to:

- a) Zamyslet se nad lineárním vedením;
- b) Zlepšit uložení polohovacího kola;
- c) Zvýšit tuhost;
- d) Minimalizovat zubovou vůli;

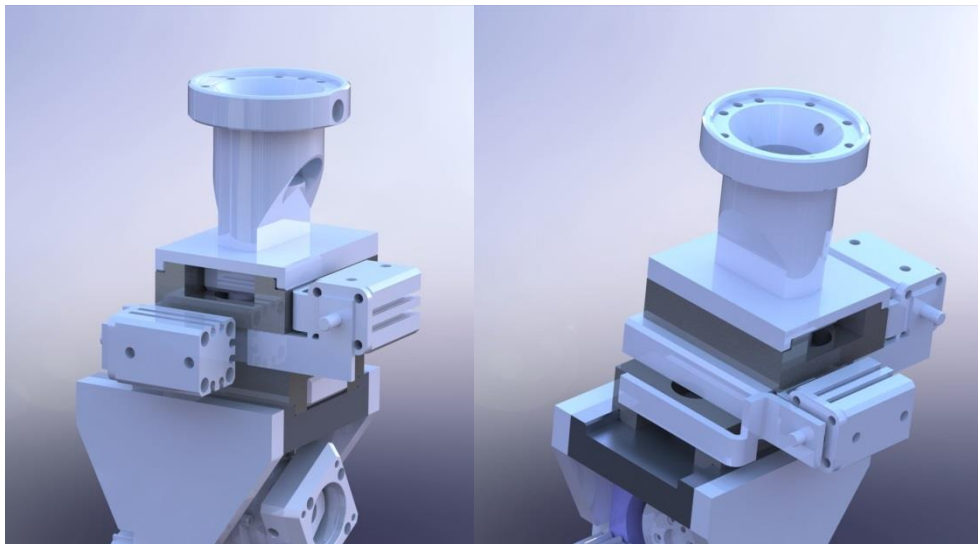
e) Zvolit vhodný upínač.

2 Návrh konstrukčních změn

Kapitola se zaměřuje na návrhy konstrukčních úprav stávající konstrukce podle bodů specifikované v podkapitole 1.3.

2.1 Přidání druhé osy vedení

Z důvodu oddělených řídicích systémů robotu a ohýbací hlavy dochází vlivem dopravního zpoždění řídicích signálů k polohovým chybám, resp. nesouladu v pozici robota a natočení technologického chapadla. Vzhledem k tomu bylo v rámci navrhovaných konstrukčních změn dořešit pomocné lineární vedení, které bude minimalizovat poziční odchylky. Navržené druhé vedení umožňuje oproti stávajícímu řešení realizovat kompenzaci polohy trubky ve dvou osách. Další

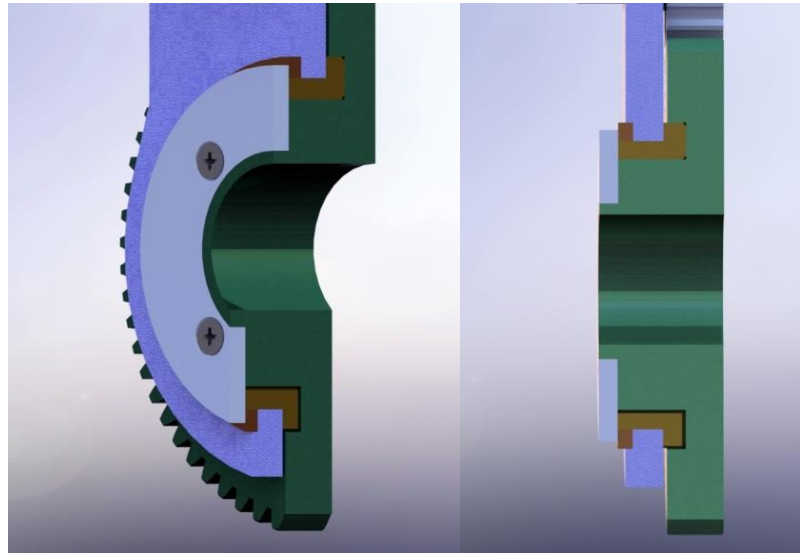


Obr. 5: Druhá osa vedení

možností, jak řešit kompenzaci polohy ohýbané trubky je změna pracovního postupu při ohýbání např. soft load (uvolnění robota).

2.2 Usazení polohovacího kola

Vhodnou náhradou současného uložení polohovacího kola, kdy je usazeno na rolnách, se jeví řešení na principu kluzného ložiska, kdy jsou možná dvě řešení.



Obr. 6: Uložení polohovacího kola

a) Kolo se usadí do bronzového pouzdra, které se nalisuje do rámu chapadla (Obr. 6).

b) Polohovací kolo se vsadí do rámu bez bronzového pouzdra a chemicko-tepelným zpracováním kluzných ploch uložení docílí toho, aby dotykové plochy byly tvrdé, ale zároveň hladké. Vytvrzení povrchu lze provést povrchovým kalením u ocelí s obsahem uhlíku nad 0,5%. Pokud ocel obsahuje maximálně 0,2% C, tak lze povrch cementovat na požadovaný obsah uhlíku maximálně však 0,7 až 0,9% C a do požadované hloubky (0,5 až 1,5 mm). Během cementace uhlík difunduje do struktury součásti směrem od povrchu do jádra. Cementace se provádí v pevném, kapalném nebo plynném prostředí a uhlík difunduje do povrchu součásti z kapalně nebo plynné fáze. Poté se zakalí na požadovanou tvrdost a následně se popustí. Dalším způsobem jak docílit tvrdého povrchu součásti je, že se celá součást nechá nitridovat. Nitridaci povrchu svislé desky lze provést buď v plynném prostředí, kde se používá jako zdroj plynu čpavek [3], nebo pomocí plazmové nitridace[4], kdy se polotovar (vsázka) vloží do směsi plynů dusíku (N) a vodíku (H₂). Během tohoto procesu působí mezi stěnou pece a vsázky elektrické napětí. To má za následek, že se okolo povrchu vsázky vytvoří doutnavý výboj s vysokou úrovní ionizace. Povrch polotovaru je tak bombardován ionty a vytváří se na něm částice plazmatu umožňující uvolnění atomárního dusíku potřebného pro difuzi do povrchu polotovaru. Po každé z těchto povrchových úprav musí do přijít na řadu konečné

Hladkého povrchu lze dosáhnout technologií broušení na drsnost povrchu Ra 0,8 nebo nižší. Lepší povrch je pak možno realizovat honováním pro díru a superfinišováním pro hřídel.

U obou řešení **a)** a **b)** dojde ke ztenčení polohovacího kola a snížení náročnosti montáže oproti původní konstrukci, kdy už není potřeba seřizovat excentrické rolny.

2.3 Řešení boční zubové vůle

V následující kapitole budou uvedeny tři návrhy řešení, jak minimalizovat zubovou vůli u ozubeného převodu pohánějící natáčení polohovacího kola. V prvním případě bude uvedeno zvýšení přesnosti výroby ozubení. Poté bude provedeno zamyšlení nad změnou tvaru ozubení. Nakonec přijde na řadu úvaha, zda by nebylo vhodné nahradit stávající převod ozubenými koly převodem s ozubeným řemenem.

2.3.1 Zvolení vyšších přesností při výrobě ozubených kol

Nejpřesnější kola lze vyrobit technologií broušením na nejpřesnějších bruskách viz přehled přesností (Tab. 1), avšak se musí brát zřetel na skutečnost, že platí čím přesnější výroba, tím dražší.

Tab. 1 Orientační hodnoty pro volbu přesnosti ozubených kol[5]

Stupeň přesnosti podle ČSN ISO 1328-1 (014682)		4	5	6	7	8	9	10	11	
Maximální drsnost povrchu Ra (μm) ¹⁾		0,1 až 0,2	0,2 až 0,4	0,4 až 0,8	0,8 až 1,6	1,6	1,6 až 3,2	3,2 až 6,3	6,3 až 12,5	
Maximální obvodová rychlost ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)	zuby přímé	libovolná	60	35	15	8	5	3	3	
	zuby šikmé	libovolná	80	50	30	12	8	5	3	
Způsob výroby	kola netvrzená	frézovaná na speciálních odvalovacích frézách			ševingovaná		obrážena		obrážena, frézovaná dělicím způsobem	
	kola tvrzená	lapovaná	broušená na nejpřesnějších bruskách	broušená na odvalovacích bruskách						
Použití	kontrolní kola pro stupeň přesnosti		6 až 8		8 až 10		rychloběžné převodovky		průmyslové převodovky	pohony rotačních pecí
	měřicí přístroje					lehké lodní motory	válcovací stolice, těžké lodní motory, lokomotivy a traktory			
	reduktory turbín			osobní automobily		zdvihadla a stavební stroje				
					obráběcí stroje		zemědělské stroje			
					letecké motory		nákladní automobily		textilní stroje	

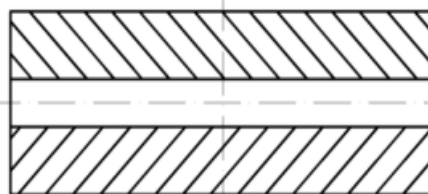
¹⁾ Nižší hodnoty pro menší moduly, vyšší hodnoty pro větší moduly.

2.3.2 Změna tvaru zubu místo přímých zubů

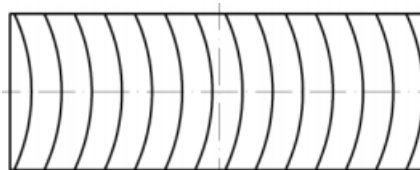
První možností je využití principu ozubeného kola se šípovými zuby (Obr. 7), kdy se použijí dvě kola se šikmými zuby (jedno s pravým a druhé s levým smyslem stoupání ozubení). Samotné kolo se šikmými zuby má tu nevýhodu, že vzniká axiální síla při záběru s druhým kolem. Použitím dvou kol dochází k vzájemnému vyrušení axiálních sil.

Další typem ozubeného kola, které by bylo možno aplikovat, je ozubené kolo s kruhovými zuby (Obr. 8), které mají lepší pevnostní vlastnosti než šípové zuby.

U obou řešení dojde k zvýšení stykové plochy zubů při jejich záběru. Při samotném návrhu se musí brát zřetel na výsledný součinitel záběru tak, aby vyšel celočíselně podle vztahu (3.1):



Obr. 7: Kolo se dvěma šikmými ozubeními [9]



Obr. 8: Kolo s kruhovými zuby [9]

$$\varepsilon = \varepsilon_{\alpha} + \varepsilon_{\beta} [-] \quad (3.1)$$

Kde

ε_{α} ... součinitel záběru zubů v čelní rovině

ε_{β} ... součinitel záběru zubů v boční rovině

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - a_v \sin \alpha_{vt}}{p_{tb}} [-], \quad (3.2)$$

Kde:

r_{a1} ... poloměr hlavové kružnice hnacího kola [mm]

r_{b1} ... poloměr základní kružnice hnacího kola [mm]

r_{a2} ... poloměr hlavové kružnice hnaného kola [mm]

r_{b2} ... poloměr základní kružnice hnaného kola [mm]

a_v ... osová vzdálenost valivých kružnic ozubených kol [mm]

α_{vt} ... úhel záběru zubů na valivé kružnici v čelní rovině [mm]

p_{tb} ... rozteč zubů na základní kružnici v čelní rovině [mm]

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{b \tan \beta_v}{p_t} [-] \quad (3.3)$$

Kde: b ... šířka ozubení [mm]

β_v ... úhel sklonu ozubení na valivé kružnici [mm]

p_t ... rozteč zubů na valivé kružnici [mm]

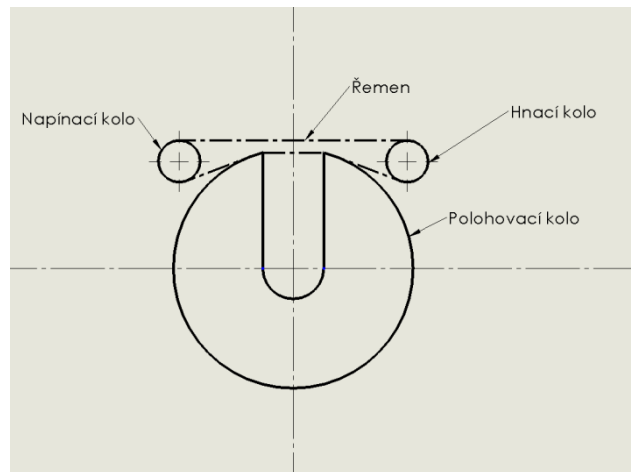
Pokud tato podmínka bude splněna, tak dojde ke snížení hluku a zvýšení plynulosti záběru chodu ozubených kol. [1]

2.3.3 Převod s ozubeným řemenem

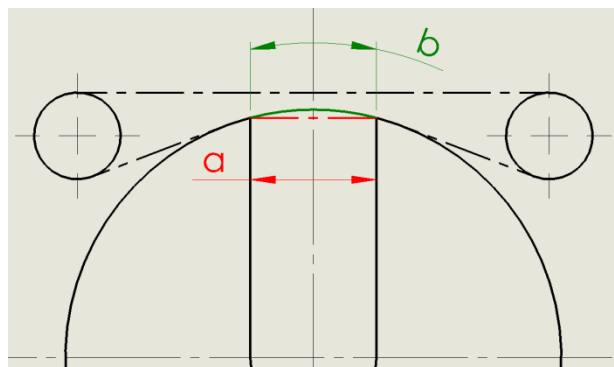
Zaručuje přesné pootočení hnaného členu vůči hnacímu. Řemen je nutno napínat pomocí napínacího řemenice.

Avšak u tohoto převodu vzniká to nebezpečí, že když se kolo dostane do polohy, ve které je řemen jen s minimálním kontaktem s polohovacím kolem, jak lze vidět na obrázku (Obr. 9), není zaručeno správné napnutí řemene a mohlo by dojít k:

- a) Vypadnutí řemene;



Obr. 9: Schéma řemenového převodu



Obr. 10: Rozdíl délek

b) Přeskočení zubu a tím k nesprávnému natočení polohovacího kola.

Problém je způsoben rozdílem délek kruhového oblouku b a úsečky a . Řešením je dosáhnout takového poměru a a b , aby rozdíl mezi nimi byl co nejmenší. Toho lze dosáhnout, buď zvětšováním poloměru oblouku (průměru polohovacího kola), nebo zmenšením mezery a .

2.4 Tuhost a hmotnost chapadla

Tuhost je obecně definována vztahem

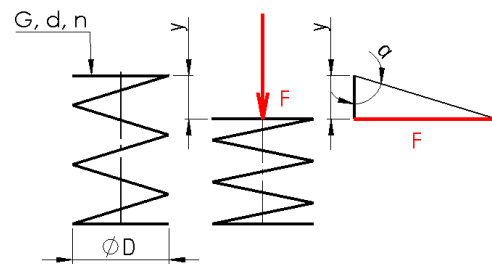
$$k = \frac{F}{y} \quad [N \cdot mm^{-1}], \quad (3.4)$$

Kde:

F ... zatěžující síla [N]

y ... deformace součásti [mm].

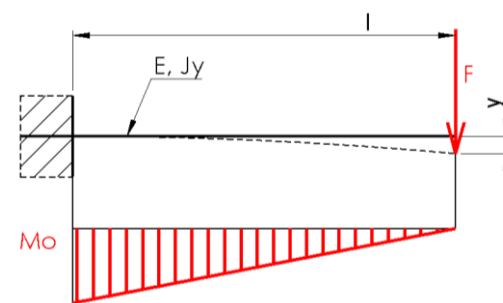
Nejčastějším příkladem pro vysvětlení tuhosti bývá uváděna tlačná válcová pružina (Obr. 11), kdy s rostoucím stlačením (deformací) pružiny roste potřebná zatěžující síla. Drát, ze kterého se tato strojní součást vyrábí, se zkrucuje vlivem zatěžující síly F [N] působící na rameni $\frac{D}{2}$. Velikost tohoto zkrutu potom ovlivňuje dále průměr drátu d a Youngův modul materiálu v krutu G [MPa]. Z těchto parametrů pak vyjde celková tuhost tlačné válcové pružiny při n činných závitů:



Obr. 11: Tuhost pružiny

$$k = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot n} \quad [N \cdot mm^{-1}] \quad (3.5)$$

Dalším příkladem může být tuhost vetknutého nosníku (Obr. 12), kterou lze určit z jeho průhybu y . Průhyb lze určit buď pomocí integrace diferenciální rovnice ohybové čáry, Mohrovou metodou výpočtu deformace nosníku, nebo pomocí Castiglianových vět [6]. Všechny tři způsoby výpočtu dají stejný výsledek:



Obr. 12: Vetknutý nosník

$$y = \frac{F \cdot l^3}{3 \cdot E \cdot J_y} \quad [mm] \quad (3.6)$$

Kde:

F ... zatěžující síla [N],

l ... kolmá vzdálenost nositelky síly F od podpory nosníku [mm],

E ... Youngův modul materiálu v tahu [MPa],

J_y ... kvadratický moment plochy průřezu nosníku k dané ose ohybu [mm⁴].

Po dosazení vztahu (3.6) do vztahu (3.4) a následné úpravě výjde vztah pro tuhost vetknutého nosníku:

$$k = \frac{3 \cdot E \cdot J_y}{l^3} \text{ [N} \cdot \text{mm}^{-1}\text{]}. \quad (3.7)$$

Z uvedených příkladů vyplývá, že tuhost součásti nejvíce ovlivňuje délka ramene, na kterém působí zatěžující síla vůči průřezu součásti v místě podpory. Vliv délky ramene lze kompenzovat velikostí kvadratického momentu, popř. polární momentu, plochy v daném průřezu. Je evidentní, že problematika tuhosti rámových struktur představuje poměrně složitý problém a nebyla předmětem řešení předkládané bakalářské práce. Jednou z možností jak optimalizovat tuhost rámu chapadla je využít SW prostředků počítačového modelování založených na metodě konečných prvků, kde by bylo možné postupně testovat vlivy geometrie rámu na výslednou tvarovou stabilitu s ohledem na vlastní hmotnost.

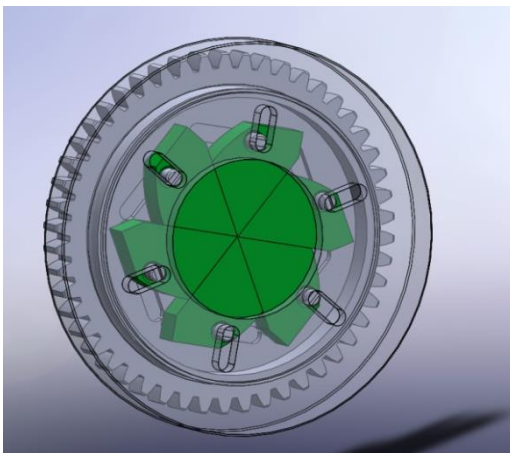
Hmotnost chapadla lze obecně snížit zvolením materiálu s nižší hustotou, kdy se musí brát ohled na ostatní materiálové vlastnosti např. Youngův modul pružnosti E , mez pevnosti v tahu R_m , tažnost materiálu. Další možností je na vhodně zvolených místech vytvořit odlehčení, resp. výztuhy ve více namáhaných místech konstrukce rámu chapadla.

2.5 Návrh principu upínání

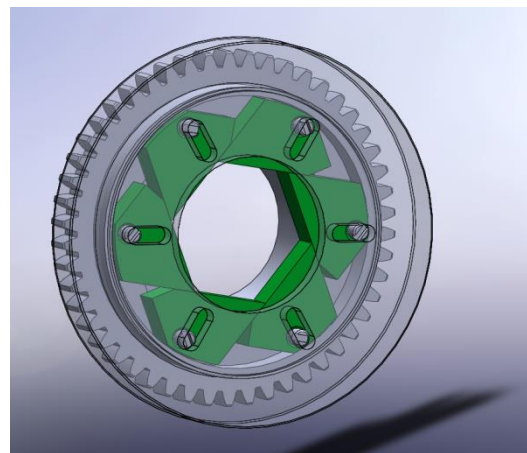
Tato část se zabývá možnými způsoby upínání tvářené trubky.

2.5.1 Princip iris

Jedná se o sestavu (Obr. 13 a Obr.14) skládající se z těla (kolo se zuby), v němž jsou drážky pro pera usazených v segmentu (zelená tělesa). Tělesa jsou unášena přes kolíky unáščem (na obrázku zprůhledněno).



Obr. 13: Zavřený iris



Obr. 14: Otevřený iris

Výhody:

- Lze upínat trubky od v podstatě nulového průměru až do maximálního průměru (dán konstrukcí upínače);
- Při použití prstencového motoru pro nastavení požadovaného pootočení chapadla, se dá konstrukčně zajistit, aby segmenty byly umístěny uvnitř a zde se i pohybovali;
- Trubka je automaticky vycentrovaná samotným procesem upínání.

Nevýhody

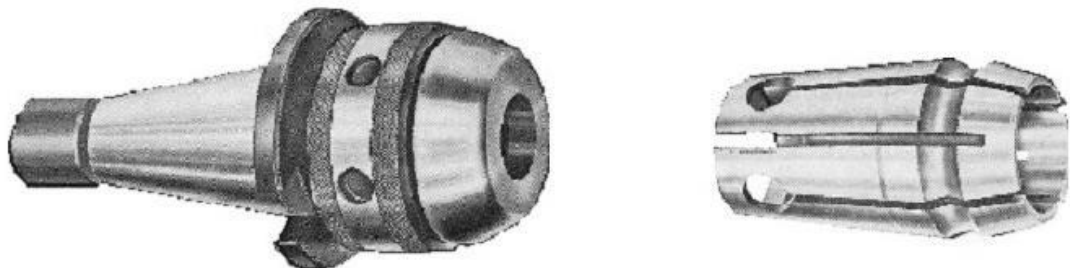
- Konstrukční složitost;
- Trubka se nedá vzít kdekoli (pouze v axiálním směru trubky);

Čím více segmentů tím lepší rozložení sil při práci s trubkami, ale zároveň dojde k navýšení vnějších rozměrů chapadla, tak aby nedocházelo ke vzájemným kolizím drážek pro vedení per segmentů.

Dále je nutné konstrukčně vyřešit stálost upnutí trubky (samosvornost upínání).

2.5.2 Princip kleštiny

Dalším vhodným způsobem upnutí trubky by mohl být princip kleštiny, kdy se kleština vkládá do pouzdra a pomocí jemného závitu se zajistí její sevření.



Obr. 15: Kleština[12]

Výhody:

- Snadné upínání
- Pevné a tuhé sevření
- Upínací síla rozložena po celém obvodu trubky (v daném místě upnutí)
- Trubka je vycentrována

Nevýhody:

- Pro každý průměr potřeba různé velikosti kleštin
- Nelze vzít trubku v jakémkoli místě

2.5.3 Princip univerzálního sklíčidla

Univerzální sklíčadlo (Obr. 16) se v praxi běžně využívá pro upínání polotovarů nejčastěji během soustružení, ale může se využít i v ostatních technologiích, kde je potřeba upnout rotační polotovary např. dělicí přípravek pro frézování.

Výhody:

- Snadné upínání
- Pevné a tuhé sevření
- Trubka je vycentrována
- Samosvorné



Nevýhody:

- Nelze vzít trubku v jakémkoli místě
- Menší rychlost upínání

Obr. 16: Univerzální sklíčadlo [11]

2.5.4 Volba elektrického upínače

Místo pneumatického upínače lze použít i upínač elektrický, který má stejný princip upínání jako stávající pneumatický.

Výhody:

- Velká upínací síla
- Snáze se řídí než pneumatický
- Vede k němu jen jeden kabel



Obr. 17: Elektrický upínač [10]

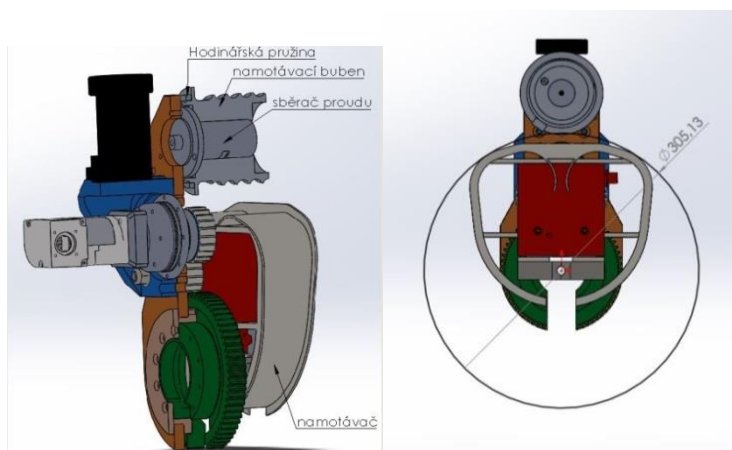
Nevýhody:

- Velký průměr ohybu, přes který lze bezpečně ohýbat kabel
- Namotávání kabelu
- **Možná konstrukční řešení chapadla s elektrickým upínačem**

Zvolení elektrického upínače představuje silný potenciál pro přesnější a rychlejší řízení upínání.

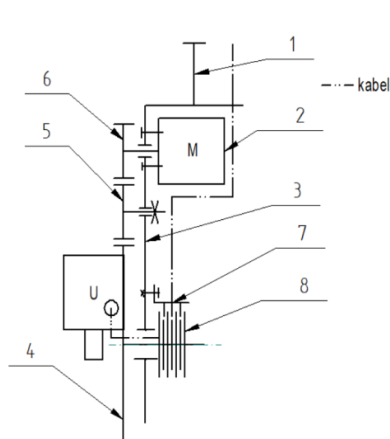
Hlavním problémem této konstrukce představuje přivedení elektrické energie k upínači, jenž je pevně spojen s polohovacím kolem a vykonává tak s ním rotační pohyb. Vzniká tak reálné nebezpečí ukroucení napájecího kabelu, proto musí být do konstrukce implementován rotační sběrač proudu. Níže se uvádějí návrhy tří možných konstrukčních řešení, při nichž se musí brát v úvahu minimální poloměr ohýbání přívodního kabelu dodávaný výrobcem.

a) Přívodní kabel se postupně navíjí na konstrukci označenou na obr. jako



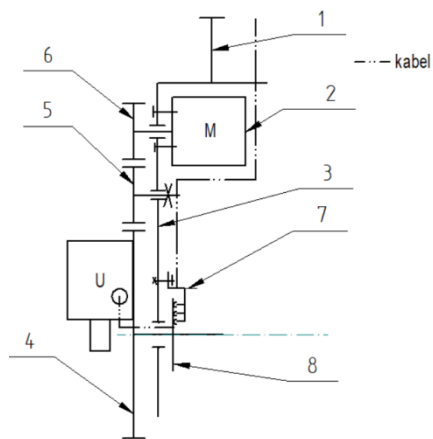
Obr. 18 Řešení namotávání kabelu

„namotávač“, který je tvořen deskou, dvěma symetricky ohnutými plechy a dvěma vzpěrami, pro zajištění tuhosti. Zpětné namotávání kabelu se realizuje pomocí navíjecího bubnu. Buben leží na rotačním sběrači proudu, který je na trhu běžně dostupný. Zpětná rotace bubnu je zajištěna zkrutnou pružinou



1 – distanční sloupek; 2 – servomotor;
3 – rám; 4 – polohovací kolo; 5 – předlohové kolo; 6 – pastorek; 7 – pevná část sběrače; 8 – rotující část sběrače

Obr. 19 Schéma řešení s radiálními kontakty



1 – distanční sloupek; 2 – servomotor;
3 – rám; 4 – polohovací kolo; 5 – předlohové kolo; 6 – pastorek; 7 – pevná část sběrače; 8 – rotující část sběrače

Obr. 20 Schéma řešení s axiálními kontakty

využívanou například v mechanických hodinách. Nevýhodou tohoto řešení

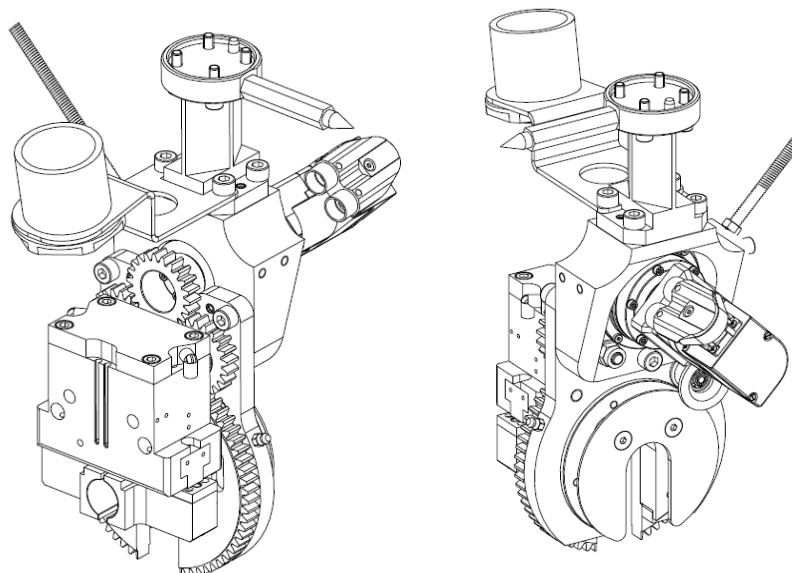
představuje konstrukce „namotávače“, která během rotace polohovacího kola opisuje pro tuto aplikaci příliš velkou obálku. Reálně by hrozily kolize s dalšími technologickými zařízeními robotické buňky např. s ohýbací hlavou.

- b) Sběrač s radiálními kontakty (Obr. 19) je tvořen válcovou částí, která je poskládaná z bronzových prstenců (kontakty), které mají mezi sebou silikonové prstence sloužící jako izolace a jsou sazeny na silikonovém jádře. Tato část se nachází na
- c) Sběrač s axiálními kontakty (Obr. 20) se skládá z desky s plošnými spoji (8) poskládanými tak, že vytváří mezikruží a odpruženými kontakty v pouzdře (7).

Řešeními b) a c) lze odstranit nevýhody řešení a), protože docílí toho, aby kabel mohl být veden co nejbližší středu polohovacího kola. U těchto řešení však vzniká problém s možným jiskřením a rušením signálu vyplývající z tvaru polohovacího kola, kdy je opatřeno drážkou pro uchopení trubky v libovolném místě. Tento tvar musejí respektovat i obě konstrukce sběrače. Z výše uvedených důvodů se od tohoto typu pro praktické využití upínače upouští.

3 Zvolené nové konstrukční řešení efektoru

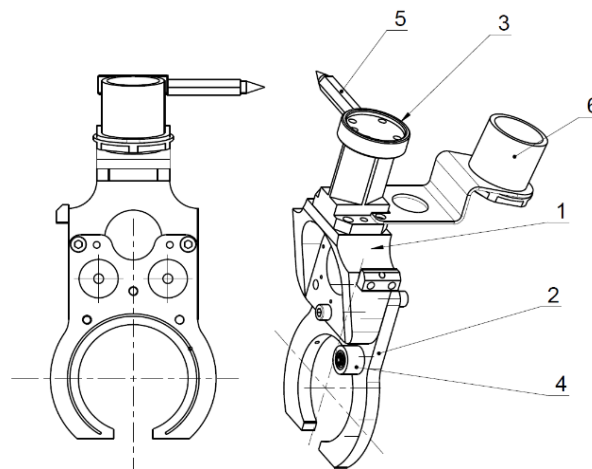
Na vyobrazení (Obr. 21) lze vidět sestavu nového konstrukčního řešení, u kterého byl zahován zvyše uvedených důvodů pneumatický upínač, ozubená kola



Obr. 21 Sestava navrženého chapadla s přímými zuby, protože v případě použití ozubených kol se šikmým ozubením vznikají axiální síly, které by musely být zachyceny uložením v rámu efektoru.

3.1 Konstrukce sestavy rámu

Rám úchopového efektoru podle obrázku (Obr. 21) se skládá ze základní kostky (1) a svislé desky (2). Základní kostka (1) slouží jako jádro celé konstrukce. Na



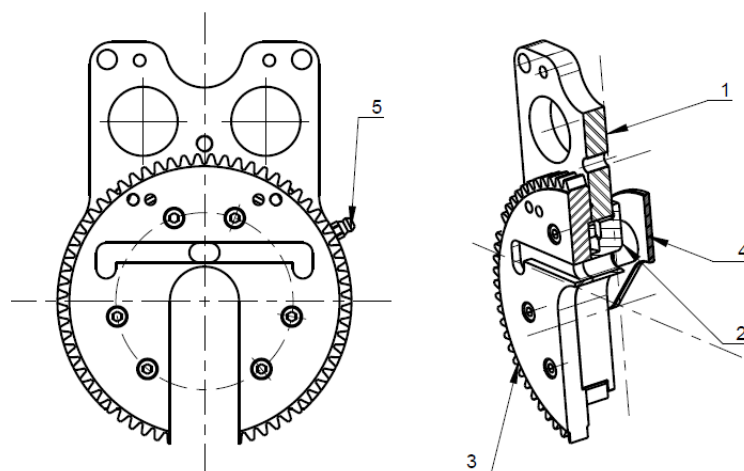
1 - základní kostka; 2 - svislá deska;
3 - distanční sloupek; 4 - namotávání
kabelů; 5 - nulovací čep; 6 - držák hadic a
kabelů

Obr. 22 Sestava rámu

vrchní straně základní kostky se nachází distanční sloupek (3) pro připojení chapadla k robotu s nulovacím čep (5) a držák hadic a kabelů (6), servomotor pohánějící natáčení pneumatického upínače a svislá deska sloužící pro uložení sestav pastorků, polohovacího kola a části namotávání přívodních hadiček a kabelu upínače (4). Základní kostka nahrazuje sestavení výztuže a horní desky u původního konstrukčního řešení.

3.2 Uložení polohovacího kola

Uložení polohovacího kola podle obrázku (Obr. 23), které se skládá z náboje (2) s navíječem kabelu (4) a věnce (3). Náboj je kluzně uložen ve svislé desce (1), jeho



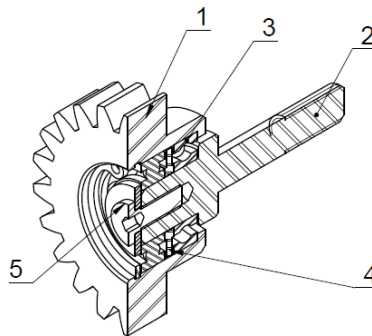
1 - svislá deska; 2 - náboj; 3 - věnec;
4 - namotávání kabelů; 5 - maznice

Obr. 23 Uložení polohovacího kola

axiálnímu posunu v jednom směru brání jeho osazení a ve druhém směru věnec. Dotykové plochy jsou nitrídovány, broušeny a mazány. Mazivo se k dotykovým plochám dopravuje od maznice (5) pomocí kanálků. Na čela náboje (2) s osazením se nachází namotávání kabelů a hadic. Na čele věnce (3) se nachází pneumatický upínač.

3.3 Uložení předlokových kol

Předlohové kolo (1) podle obrázku (Obr. 24) se nachází na nerotujícím



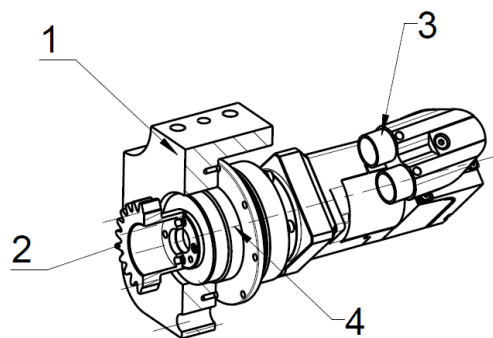
1 – ozubené kolo; 2 – čep; 3 – ložiska 1;
4 – distanční segment; 5 – šroub

Obr. 24 Předlohové kolo

vetknutém čepu. Jejich vzájemná souosá poloha je zajištěna pomocí valivých ložisek (3), mezi nimiž je distanční kroužek (4), a axiální poloha pomocí osazeních součástí (1) a (2) ze strany jedné a z druhé pomocí podložky, šroubu (5) a pojistného kroužku.

3.4 Servomotor s hnacím pastorkem

Hnací pastorek (2) je podle obrázku (Obr. 25) pevně spojen s hřídelem převodovky (4) servomotoru (3). Tato sestava je spojena se základní kostkou (1).



1 – základní kostka; 2 – pastorek; 3 – servomotor;
4 – převodovka

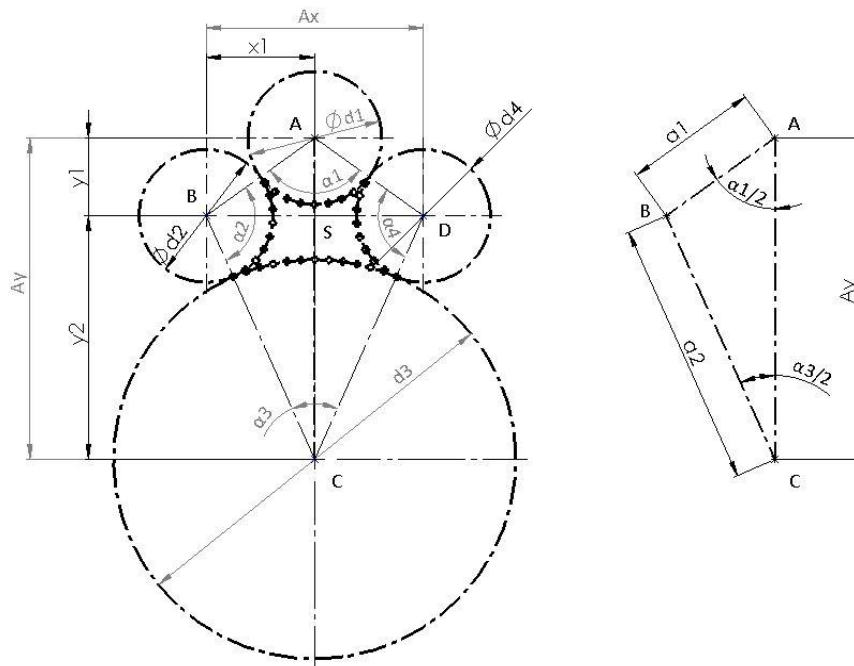
Obr. 25 Uložení servomotoru na základní desce

4 Výpočty

V následujícím textu budou provedeny výpočty pro určení osové vzdálenosti mezi předlohovými koly a osové vzdálenosti mezi hnacím pastorkem a hnaným polohovacím kolem. Poté bude proveden obecný výpočet pro určení potřebné upínací síly.

4.1 Uzavřený řetězec ozubených kol

Z výrobních důvodů se volí ozubená kola bez korekcí TYP N-N. Na obrázku (Obr. 26) lze vidět, že ozubená kola tvoří uzavřený řetězec.



Obr. 26 Schéma geometrických závislostí uzavřeného řetězce ozubených kol

Dáno:

- Počet zubů hnacího pastorku $z_1 = 22 \text{ mm}$
- Modul ozubení $m = 2 \text{ mm}$
- Počet zubů předlokových pastorků: $z_4 = z_2 = z_p = 22 \text{ mm}$
- Převodový poměr mezi hnacím a hnaným kolem: $i_{13} = 3$

4.1.1 Parametry kol

4.1.1.1 Počet zubů hnaného kola:

$$z_3 = z_1 * i_{1,3} = 22 * 3 = 66 \quad (4.1)$$

4.1.1.2 Rozměry valivých kružnic:

$$d_1 = m * z_1 = 2 * 22 = 44 \text{ [mm]} \quad (4.2)$$

$$d_p = m * z_p = 2 * 22 = 44 \text{ [mm]} \quad (4.3)$$

$$d_3 = m * z_3 = 2 * 66 = 132 \text{ [mm]} \quad (4.4)$$

4.1.1.3 Osová vzdálenosti spolu zabírajících kol

$$a_1 = \frac{(z_1+z_p)*m}{2} = \frac{(30+30)*2}{2} = 60 [mm] \quad (4.5)$$

$$a_2 = \frac{(z_p+z_4)*m}{2} = \frac{(30+90)*2}{2} = 120 [mm] \quad (4.6)$$

4.1.1.4 Geometrické podmínky:

Z obrázku (Obr. 26) jsou patrné tyto geometrické podmínky.

Vzdálenosti x_1 a y_1 se určí z ΔABS nebo ΔASD , lze použít obě dvě možnosti, protože se jedná o symetrickou úlohu.

$$x_1 = a_1 * \sin \frac{\alpha_1}{2} = a_2 * \sin \frac{\alpha_3}{2} \quad (4.7)$$

$$y_1 = a_1 * \cos \frac{\alpha_1}{2} \quad (4.8)$$

Vzdálenost y_2 se určí z ΔBCS nebo ΔSCD .

$$y_2 = a_2 * \cos \frac{\alpha_3}{2} \quad (4.9)$$

Úhel výseče pastorků vychází z ΔABC

$$\alpha_p = \alpha_2 = \alpha_4 = \pi - \frac{\alpha_1}{2} - \frac{\alpha_3}{2} \quad (4.10)$$

V témže obecném trojúhelníku platí Cosinova věta pro stranu a_2

$$a_2^2 = A_y^2 + a_1^2 - 2 * A_y * a_1 * \cos \frac{\alpha_1}{2} \quad (4.11)$$

Osová vzdálenost pastorků je dvojnásobkem vzdálenosti x_1

$$A_x = 2 * x_1 = 2 * a_1 * \sin \frac{\alpha_1}{2} \quad (4.12)$$

Osová vzdálenost hnacího a hnaného (polohovacího) kola je součtem vzdáleností y_1 a y_2

$$A_y = y_1 + y_2 = a_1 * \cos \frac{\alpha_1}{2} + a_2 * \cos \frac{\alpha_4}{2} \quad (4.13)$$

4.1.2 Montážní podmínka uzavřených řetězců

$$p * (j_i + \xi_i) = \alpha_i * r_i = \frac{z_i * m}{2} * \alpha_i \quad (4.14)$$

kde: p ... rozteč zubů

$$p = m * \pi \quad (4.15)$$

j_i ... počet roztečí i -tého kola

α_i ... úhel výseče

ξ_i ... necelý násobek rozteče

m ... modul ozubení

$$\sum_{i=1}^n \frac{z_i * \alpha_i * (-1)^{i+1}}{2 * \pi} = j_1 - j_2 + j_3 - j_4 = C. \checkmark \quad (4.16)$$

Kde: j_1 ... počet roztečí hnacího kola

$j_2 = j_4 = j_p$... počet roztečí předlohového kola

j_3 ... počet roztečí hnaného kola

Na pravé straně vztahu (16) je výraz, který představuje součet, resp. rozdíl celých čísel, proto jeho výsledek musí být opět celé číslo [1].

Dále musí platit vztah:

$$\xi_1 - \xi_2 + \xi_3 - \xi_4 = 0 \quad (4.17)$$

4.1.3 Výpočet

Při samotném výpočtu bylo využito softwarového nástroje EXCELL od Microsoftu, kde byla vytvořena výpočetní tabulka. Během výpočtu bylo provedeno několik iterací hodnot, které byly nutno zvolit. V dalším postupu budou uvedeny již zvolené ideální hodnoty.

a) Ideálních vzdáleností A_x a A_y při volbě počtu roztečí na hnacím kole

Volený počet roztečí hnacího kola: $j_{1vol} + \xi_{1vol} = 4,629693 [-]$

Úhel výseče hnacího kola α_1 se odvodí pomocí kombinace výrazů (4.14) a (4.15):

$$\alpha_1 = \frac{2 * \pi * (j_{1vol} + \xi_{1vol})}{z_1} = 75^\circ 45' 30,96'' \quad (4.18)$$

Úhel výseče hnaného kola α_3 lze vyjádřit ze vztahu (4.7):

$$\alpha_3 = 2 * \sin^{-1} \left[\frac{a_1}{a_2} * \sin \left(\frac{\alpha_1}{2} \right) \right] = 35^\circ 45' 25,45'' \quad (4.19)$$

Úhel výseče pastorku kola α_p podle vztahu (4.10):

$$\alpha_p = \alpha_2 = \alpha_4 = \pi - \frac{\alpha_1}{2} - \frac{\alpha_3}{2} = 124^\circ 14' 31,77'' \quad (4.20)$$

Počet roztečí hnaného kola se určí pomocí vztahů (4.14) a (4.15):

$$j_3 + \xi_3 = \frac{z_3}{2 * \pi} * \alpha_3 = 6,555463 [-] \quad (4.21)$$

Počet roztečí pastorku kola se určí stejně jako (4.21):

$$j_p + \xi_p = \frac{z_p}{2 * \pi} * \alpha_p = 7,592576 [-] \quad (4.22)$$

Kontrola montážní podmínky podle vztahů (4.14) a (4.16).

Tab 2 Kontrola montážní podmínky pro $j_{vol} + \xi_{vol}$

kolo	1	2	3	4	Σ
ξ	0,629674	0,59259	0,555438	0,59259	0
j	4	7	6	7	-4
$(z * \alpha) / (2 * \pi)$	4,629674	7,59259	6,555438	7,59259	-4

Montážní podmínka je splněna.

Osová vzdálenost pastorků podle (4.12):

$$A_x = 2 * a_1 * \sin \frac{\alpha_1}{2} = 54,03201 [mm] \quad (4.23)$$

Osová vzdálenost hnaného a hnacího kola podle (4.13):

$$A_y = a_1 * \cos \frac{\alpha_1}{2} + a_2 * \cos \frac{\alpha_4}{2} = 118,4799 [mm] \quad (4.24)$$

b) Vzdálenost Ax podle zvolené Ay s ohledem na výrobní podmínky

Osová vzdálenost hnaného a hnacího kola:

$$A_{yvol} = 118,48 mm$$

Počet roztečí hnacího kola se vyjádří z kombinace vtaů (4.18) a (4.11):

$$j_1 + \xi_1 = \frac{z_1}{\pi} * \cos^{-1} \left(\frac{A_y^2 + a_1^2 - a_2^2}{2 * A_y * a_1} \right) = 4,629673644 \quad (4.25)$$

Úhel výseče hnacího kola podle (4.18):

$$\alpha_1 = \frac{2 * \pi * (j_1 + \xi_1)}{z_1} = 75^\circ 45' 29,87'' \quad (4.26)$$

Úhel výseče hnaného kola podle (4.19):

$$\alpha_3 = 2 * \sin^{-1} \left[\frac{a_1}{a_2} * \sin \left(\frac{\alpha_1}{2} \right) \right] = 35^\circ 45' 24,97'' \quad (4.27)$$

Úhel výseče pastorku kola:

$$\alpha_p = \alpha_2 = \alpha_4 = \pi - \frac{\alpha_1}{2} - \frac{\alpha_3}{2} = 124^\circ 14' 32,58'' \quad (4.28)$$

Počet roztečí hnaného kola:

$$j_3 + \xi_3 = \frac{z_3}{2 * \pi} * \alpha_3 = 6,55543846 \quad (4.29)$$

Počet roztečí pastorku kola:

$$j_p + \xi_p = \frac{z_p}{2 * \pi} * \alpha_p = 7,592590101 \quad (4.30)$$

Kontrola montážní podmínky podle vzorců (4.14) a (4.16).

Tab 3 Kontrola montážní podmínky pro A_{yvol}

kolo	1	2	3	4	Σ
ξ	0,629674	0,59259	0,555438	0,59259	0,000
j	4	7	6	7	-4,000
$(z * \alpha) / (2 * \pi)$	4,629674	7,59259	6,555438	7,59259	-4,000

Montážní podmínka je splněna.

Osová vzdálenost pastorků:

$$A_x = 2 * a_1 * \sin \frac{\alpha_1}{2} = 5,031 [mm] \quad (4.31)$$

Osová vzdálenost hnaného a hnacího kola (kontrola):

$$A_y = a_1 * \cos \frac{\alpha_1}{2} + a_2 * \cos \frac{\alpha_4}{2} = 118,48 [mm] \quad (4.32)$$

4.2 Upínací síla

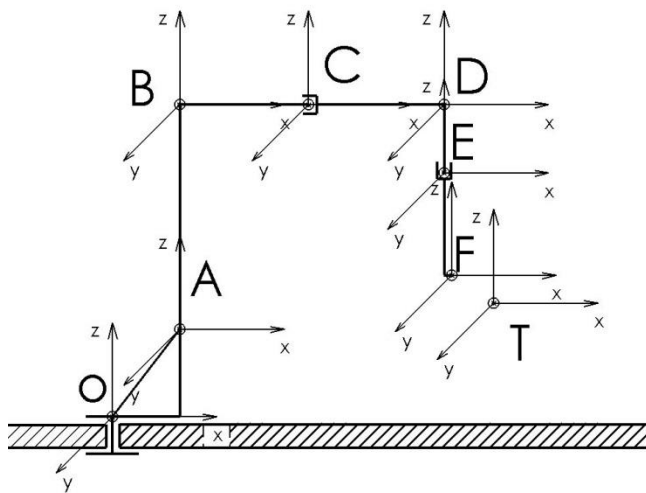
Na čelisti během pracovního procesu mohou působit vnější síly, které jsou způsobené manipulací s uchopeným polotovarem, tvářením polotovaru nebo výjimečně rázy při nechtěném kontaktu s ostatním příslušenstvím robotické

buňky. Pro určení maximální upínací síly by byla potřeba provést celková analýza předpokládaného pracovního cyklu robota. V dalších krocích bude proveden příklad obecného výpočtu upínací síly při manipulaci s břemenem.

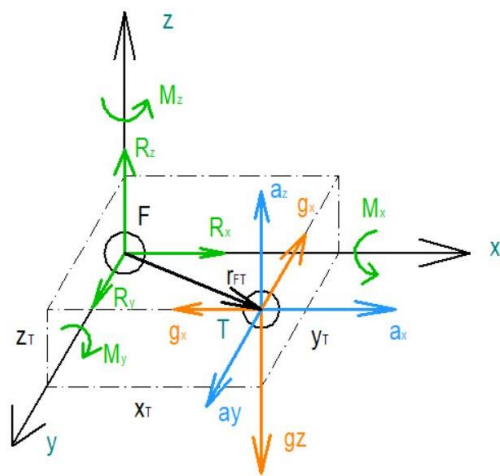
Během výpočtu se předpokládá, že na těleso působí jak tíhové zrychlení \vec{g} , tak i dynamické zrychlení \vec{a} .

Reakce působící na čelisti upínače vlivem působení gravitace a pohybu během manipulace s břemenem se vypočte z rovnice dynamické rovnováhy dle d'Alamberta. Pro tento výpočet je také nutné znát kinematiku pohybu těžiště.

4.2.1 Rovnice dynamické rovnováhy



Obr. 27 Schéma 6-ti osého robota s otočným chapadlem



Obr. 28 Dynamické schéma

$$\vec{G} + \vec{R} + \vec{D} = 0 \quad (4.33)$$

Kde:

$$\vec{G} = m * \vec{g} = m * \begin{pmatrix} g_x \\ g_y \\ g_z \end{pmatrix} \dots \text{Tíhová síla od břemena [N]} \quad (4.34)$$

$$\vec{D} = -m * \vec{a} = -m * \begin{pmatrix} a_x \\ a_y \\ a_z \end{pmatrix} \dots \text{Dynamická síla působící na těleso [N]} \quad (4.35)$$

$$\vec{R} = \begin{pmatrix} R_x \\ R_y \\ R_z \end{pmatrix} \dots \text{Reakce v bodě F [N].} \quad (4.36)$$

Dosazením vztahů (4.34) až (4.36) do rovnice (4.33) a následném vyjádření vyplývá, že:

$$\begin{pmatrix} R_x \\ R_y \\ R_z \end{pmatrix} = m * \begin{pmatrix} a_x + g_x \\ -a_y - g_y \\ a_z + g_z \end{pmatrix} \text{ [N]} \quad (4.37)$$

Reakce v ose x:

$$R_x = m * (a_x + g_x) \text{ [N]} \quad (4.38)$$

Reakce v ose y:

$$R_y = m * (-a_y - g_y) \text{ [N]} \quad (4.39)$$

Reakce v ose z:

$$R_z = m * (a_z + g_z) \text{ [N]} \quad (4.40)$$

4.2.2 Klopné momenty

Klopné momenty k jednotlivým osám lokálního souřadného systému se určí pomocí vztahu (4.41):

$$\vec{M}_F = \vec{r}_{Ft} \times (\vec{G} + \vec{D}) \text{ [N. mm]} \quad (4.41)$$

Kde:

$$\vec{r}_{Ft} = \begin{pmatrix} x_{FT} \\ y_{FT} \\ z_{FT} \end{pmatrix} \dots\dots \text{polohový vektor těžiště vůči bodu F [mm].} \quad (4.42)$$

$$(\vec{G} + \vec{D}) = m * \begin{pmatrix} -a_x - g_x \\ a_y + g_y \\ -a_z - g_z \end{pmatrix} \quad (4.43)$$

Dosazením vztahů (4.42) a (4.43) do vztahu (4.41) se určí vektor klopných momentů viz. vztah (4.44):

$$\vec{M}_F = m * \begin{pmatrix} y_{FT} * (-a_z - g_z) - z_{FT} * (a_y + g_y) \\ z_{FT} * (-a_x - g_x) - x_{FT} * (-a_z - g_z) \\ x_{FT} * (a_y + g_y) - y_{FT} * (-a_x - g_x) \end{pmatrix} \text{ [N. mm].} \quad (4.44)$$

Potom **klopný moment k ose x:**

$$M_x = m * [y_{FT} * (-a_z - g_z) - z_{FT} * (a_y + g_y)] \text{ [N. mm]} \quad (4.45)$$

klopný moment k ose y:

$$M_y = m * [z_{FT} * (-a_x - g_x) - x_{FT} * (-a_z - g_z)] \text{ [N. mm]} \quad (4.46)$$

klopný moment k ose z:

$$M_z = m * [x_{FT} * (a_y + g_y) - y_{FT} * (-a_x - g_x)] \text{ [N. mm]} \quad (4.47)$$

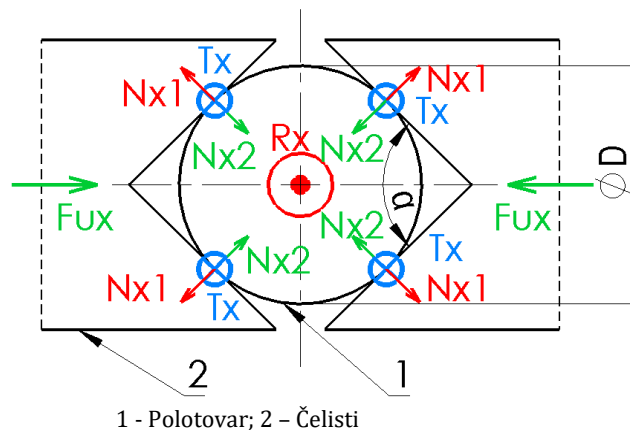
Aby bylo možné určit tyto všechny silové účinky, pro silové reakce vztahy (4.38) až (4.40) a momentové reakce (4.45) až (4.47), je nutné znát velikost a směr vektoru celkové zrychlení \vec{a} působící v bodě T. Bod T nemění svou polohu vůči čelistem, kde se nachází bod F. Jeho poloha se mění vůči počátku a souřadnicovým osám globálního souřadného systému.

4.2.3 Určení potřebné upínací síly.

Pro zjednodušení výpočtu se předpokládá, že upínací čelisti mají prizmatický tvar. Styčné plochy čelistí svírají úhel α . Při upnutí se čelisti a trubka dotýkají ve čtyřech bodech. Výpočet bude proveden metodou superpozice.

a) Dílčí upínací síla F_{ux}

Ve směru osy x musí zachytit čelisti sílu R_x , proti níž působí třecí síly ve styčných bodech $n = 4$. Vychází se z rovnice rovnováhy pro směr x (4.48) podle (Obr. 29):



Obr. 29 Silové poměry při působení síly R_x na čelisti upínače

$$R_x - 4 * T_x = 0 \quad (4.48)$$

Z toho plyne

$$T_x = \frac{R_x}{4} \quad (4.49)$$

Třecí síla je definována ze vztahu pro smykové tření:

$$T_x = N_x * f \quad (4.50)$$

Kde:

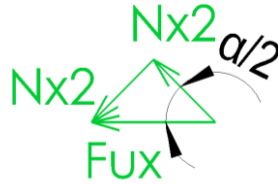
f Součinitel smykového tření mezi materiálem trubky a materiálem čelisti upínače.

N_x ... Normálová síla působící mezi styčnými plochami čelisti a trubky, je kolmá na obě dvě plochy.

Pro určení dílčí upínací síly je nutné znát velikost Normálové síly N_x , kterou se vyjádří ze vztahu (4.50).

$$N_x = \frac{T_x}{f} \quad (4.51)$$

Síla F_{ux} je výslednicí dvou normálových sil působících na dotykové plochy čelistí. Jejich silový obrazec je zobrazen na obrázku (Obr. 30), ze kterého plyne vztah (4.52):



Obr. 30 Silový obrazec

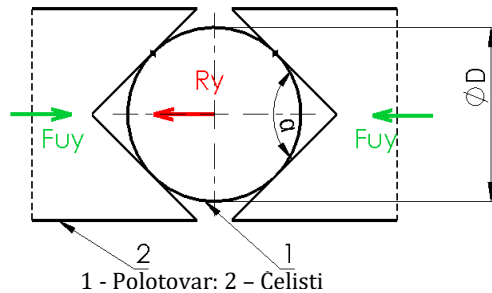
$$F_{Ux} = 2 * \frac{N_x}{\sin \frac{\alpha}{2}} \quad (4.52)$$

Po dosazení vztahů (4.49), (4.50) a (4.51) do vztahu (4.52) vyjde vztah (4.53):

$$F_{Ux} = \frac{R_x}{2 * f * \sin \frac{\alpha}{2}} \quad (4.53)$$

b) Dílčí upínací síla Fuy

Určí se z rovnice statické rovnováhy v ose y (4.54) pro (Obr. 31):



Obr. 31 Silové poměry při působení síly Ry na čelisti upínače

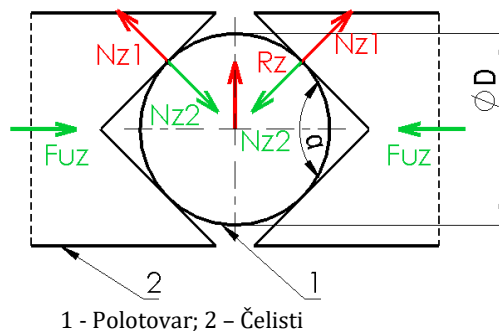
$$F_{Uy} - R_y = 0 \quad (4.54)$$

Z tohoto vztahu (4.54) plyne, že:

$$F_{Uy} = R_y \quad (4.55)$$

c) Dílčí upínací síla Fuz

Při působení síly Rz dochází k jejímu rozkladu na složky Nz1, proti kterým působí Nz2 viz. (Obr. 32), pro který platí vztah (4.56):

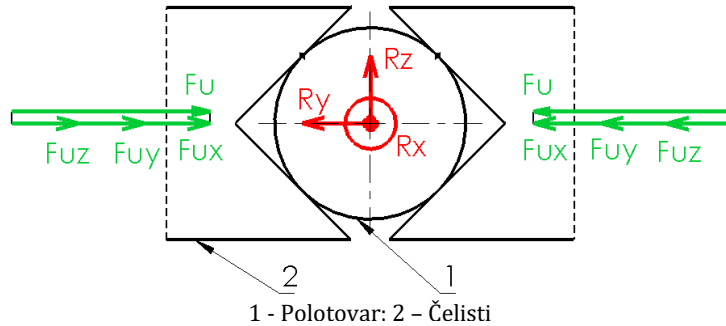


Obr. 32 Silové poměry při působení síly Rz na

$$F_{Uz} = \frac{R_z}{\tan \frac{\alpha}{2}} \quad (4.56)$$

d) Výsledná upínací síla

Výsledná upínací je dána součtem všech dílčích upínacích sil (vztahy (4.53), (4.55) a (4.56)) podle vztahu (4.57).



Obr. 33 Výsledná

$$F_u = F_{ux} + F_{uy} + F_{uz} \quad (4.57)$$

Takto vypočtená upínací síla je jen teoretická, protože musí vynásobit koeficientem bezpečnosti k , který se skládá z dílčích koeficientů bezpečnosti viz. Tab 4: Doporučené hodnoty dílčích koeficientů bezpečnosti [2] podle vztahu (4.58):

$$k = k_1 * k_2 * k_3 * k_4 * k_5 * k_6 \quad (4.58)$$

Tab 4: Doporučené hodnoty dílčích koeficientů bezpečnosti [2]

Dílčí koeficient	Význam koeficientu	P o z n á m k y	Hodnota
k_1	hmotnostní koeficient	bezpečná funkce při 120% maximální nosnosti	1,2
k_2	Způsob uchopení objektu	jednostranné uchopení	2 až 4
		dvoustranné uchopení	1,2 až 1,7
		třístranné uchopení	1,15
k_3	stav povrchu neopracovaných objektů	podle maximálně přípustných nerovností (výkovky, odlitky a pod.)	1,0 opracované 1,2 až 1,3
k_4	kolísání tlaku pracovního media	pneumatické	1,1 až 1,3
		hydraulické	1,1
k_5	dynamické charakteristiky robotů	amplitudy frekvence a doba útlumu	1,1 až 2,0
k_6	provozní podmínky uživatelů	běžné	1,0
		ztížené	1,15
		těžké	1,3

Potom výsledná síla podle (4.59):

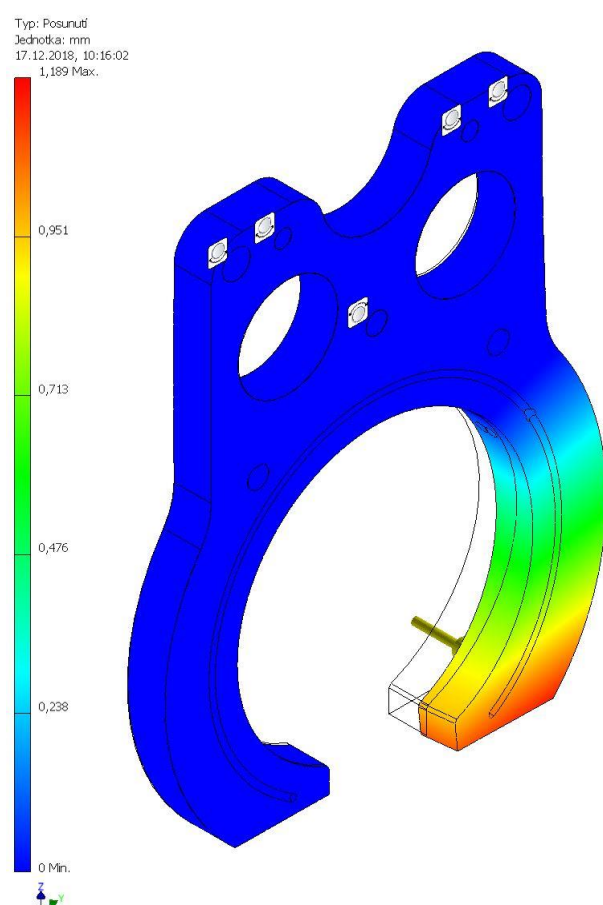
$$F_{usk} = F_u * k \quad (4.59)$$

Celková úchopná síla definovaná výsledným vztahem 4.59 je relevantní pouze pro případ uchopení a držení manipulovaného objektu během manipulace prostřednictvím průmyslového robotu po prostorové trajektorii, která je vzhledem k layoutu a výrobnímu taktu poměrně složitá a navíc definovaná proměnným charakterem kinematických parametrů manipulační úlohy.

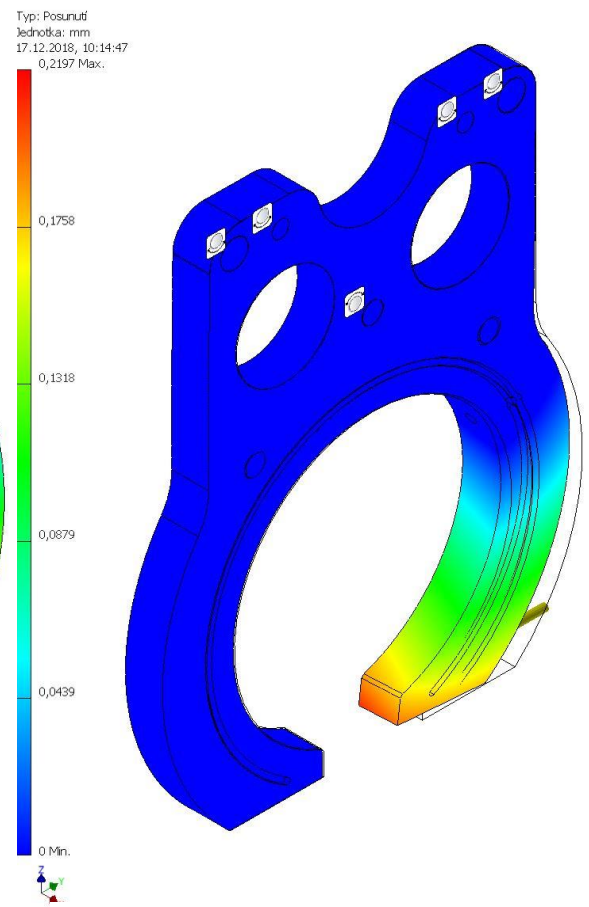
Vzhledem k tomu, že upínač plní kromě úchopné funkce také funkci technologickou, tj. čelisti, resp. úchopné prvky upínače jsou mimo jiné zatíženy externími silami vlivem vlastní technologie ohýbání trubky, byla potřebná upínací síla pro zadanou aplikaci zjištěna empirickým způsobem na základě provozního testování několika chapadel v různých velikostních řadách.

4.3 Metoda konečných prvků

V rámci analýzy a výpočtů nové konstrukce efektoru byla vytvořena simulace deformace svislé desky při případné kolizi s periferiemi. Předpokládaná kontaktní síla $F_d = 1$ [kN]. Simulace byla provedena pomocí metody konečných prvků a to zvláště pro x-ovou (Obr. 33) a y-ovou (Obr.34) souřadnicovou osu.



Obr. 33 Posunutí v ose x

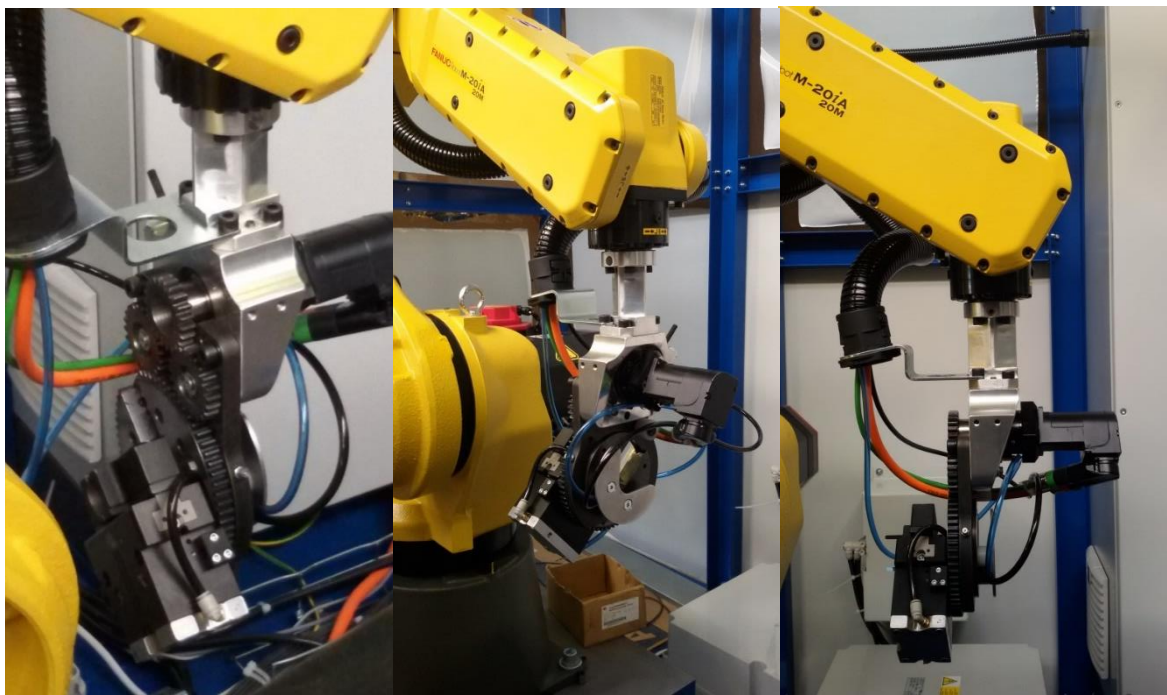


Obr. 34 Posunutí v ose y

5 Zhodnocení navrhovaného řešení

Hlavním přínosem této konstrukce je vyřešení uložení polohovacího kola na principu kluzného ložiska, čímž se nahradilo obloukové vedení s rolnami a tím se zjednodušilo jeho usazování do rámu. Duralová svislá deska byla oproti původnímu konstrukčnímu řešení nahrazena ocelovou, čímž se zvýšila její tuhost, protože Youngův součinitel pro ocele se pohybuje mezi hodnotami 1,90 až 2,15 [10^5 MPa] a pro hliníkové slitiny 0,60 až 0,75 [10^5 MPa][5]. Zmíněná deska se montuje na duralovou základní kostku, jež nahrazuje sestavení horní desky a výztuží u stávající konstrukce efektoru. Bylo odstraněno lineární vedení a změněn pracovní postup při ohýbání, takže se využije soft loadu (uvolnění robota) nebo chapadlo uvolní trubku, kterou si podrží ohýbací hlava. Pneumatický upínač zůstal zachován z důvodu konstrukční neproveditelnosti přivedení elektrické energie k elektrickému upínači umístěném na polohovacím kole.

Na následujících obrázcích lze vidět vyrobené chapadlo osazené na angulárním průmyslovém robotu M-20iA od firmy Fanuc.



6 Citovaná literatura

- [1] PEŠÍK, Lubomír. *Části strojů: stručný přehled*. Vyd. 5., dopl. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2015. ISBN 978-80-7494-184-9.
- [2] NOVOTNÝ, František a Marcel HORÁK. *Efektory průmyslových robotů*. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2015. ISBN 978-80-7494-195-5.
- [3] HLUCHÝ, Miroslav, Rudolf PAŇÁK a Oldřich MODRÁČEK. *Strojírenská technologie 1*. 3. přeprac. vyd. Praha: Scientia, 2002. ISBN 80-7183-265-0.
- [4] Plazmová nitridace - Vytvrzování povrchu bez kalení - Bodycote Plc. <https://www.bodycote.com/cs> [online]. [cit. 2018-08-21]. Dostupné z: <https://www.bodycote.com/cs/sluzby/tepelne-zpracovani/vytvrzovani-povrchu-bez-kaleni/plazmova-nitridace/>
- [5] ŘASA, Jaroslav a Josef ŠVERCL. *Strojnické tabulky pro školu a praxi*. Praha: Scientia, 2004. ISBN 80-7183-312-6.
- [6] NĚMEC, Jaroslav, Cyril HÖSCHL a Jan DVOŘÁK. *Pružnost a pevnost ve strojírenství*. Praha: SNTL-Nakladatelství technické literatury, 1971. Technický průvodce (SNTL-Nakladatelství technické literatury). 04-021-71
- [7] Ruční ohýbačka trubek 6-8-10-12-14-15-16-18mm. In: *KOVAZ.cz - Hydraulika pneumatika hadice těsnění | KOVAZ* [online]. Pardubice: KOVAZ, 2018 [cit. 2018-12-21]. Dostupné z: <https://www.kovaz.cz/rucni-ohybacka-trubek-6-8-10-12-14-15-16-18mm-bv06-18kplx-47493/#galler>
- [8] *Catalog_Manual_bending.pdf*. In: *Homepage – MSV SYSTEMS* [online]. Liberec: MSV-Systems CZ s.r.o, 2018 [cit. 2018-12-21]. Dostupné z: http://msv-systems.cz/wp-content/uploads/2017/08/Catalog_Manual_bending.pdf
- [9] KOŠÍŘ, Tomáš. *TECHNOLOGIE VÝROBY ČELNÍHO OZUBENÍ* [online]. BRNO, 2012 [cit. 2018-12-21]. Dostupné z: <https://docplayer.cz/19322636-Technologie-vyroby-celniho-ozubeni.html>. BAKALÁŘSKÁ PRÁCE. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Ing. Oskar ZEMČÍK, Ph.D.
- [10] 2-Jaw Parallel Grippers Series GEP5000. In: *Zimmer Group* [online]. Rheinau: Zimmer Group, 2018 [cit. 2018-12-21]. Dostupné z: <http://www.zimmer-group.de/en/structure/%24mg5-15509094/series+gep5000>
- [11][Univerzální sklíčidlo]. In: *Nářadí a nástroje s.r.o.* [online]. Uherské Hradiště: Náradí a nástroje, 2014 [cit. 2018-12-21]. Dostupné z: https://www.naradinastrojeuh.cz/img/photos/nastroje_upinani/soustruznicke_sklicidl_ob.jpg

[12] SCHÖN, Petr. *Vývoj hobby obráběcího stroje pro CNC frézování* [online]. Zlín, 2016 [cit. 2018-12-21]. Dostupné z: <https://docplayer.cz/44939175-Vyvoj-hobby-obrabeciho-stroje-pro-cnc-frezovani-petr-schon.html>. Bakalářská práce. Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně, Fakulta technologická. Vedoucí práce Ing. Ondřej Bílek, Ph.D.

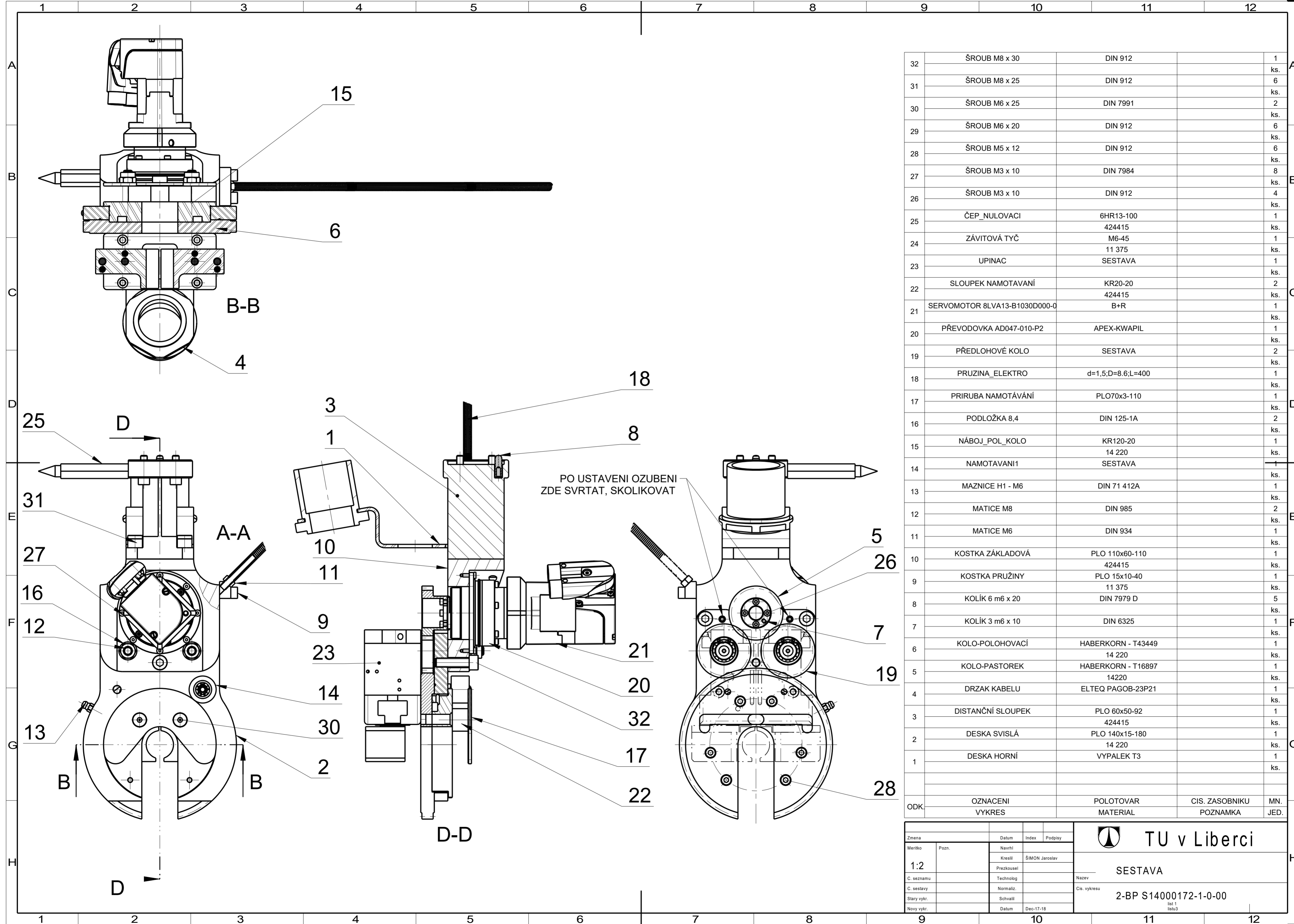
7 Seznam výkresové dokumentace

SESTAVA – konstrukce navrženého chapadla: 2-BP S14000172-1-0-00

DESKA SVISLÁ – součást základního rámu: 2-BP S14000172-1-0-2

PŘEDLOHOVÝ ČEP – osa předlohového kola: 4-BP S14000172-1-20-4

DISTANČNÍ SLOUPEK – spojené efektoru s robotem : 3-BP S14000172-1-0-3

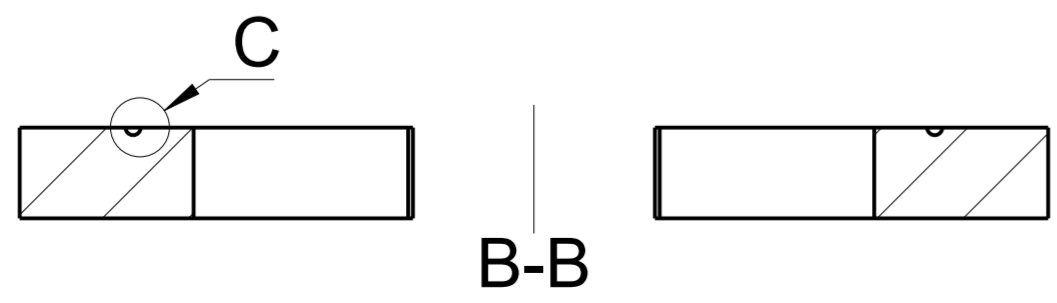
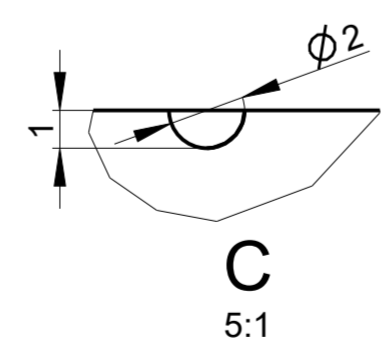
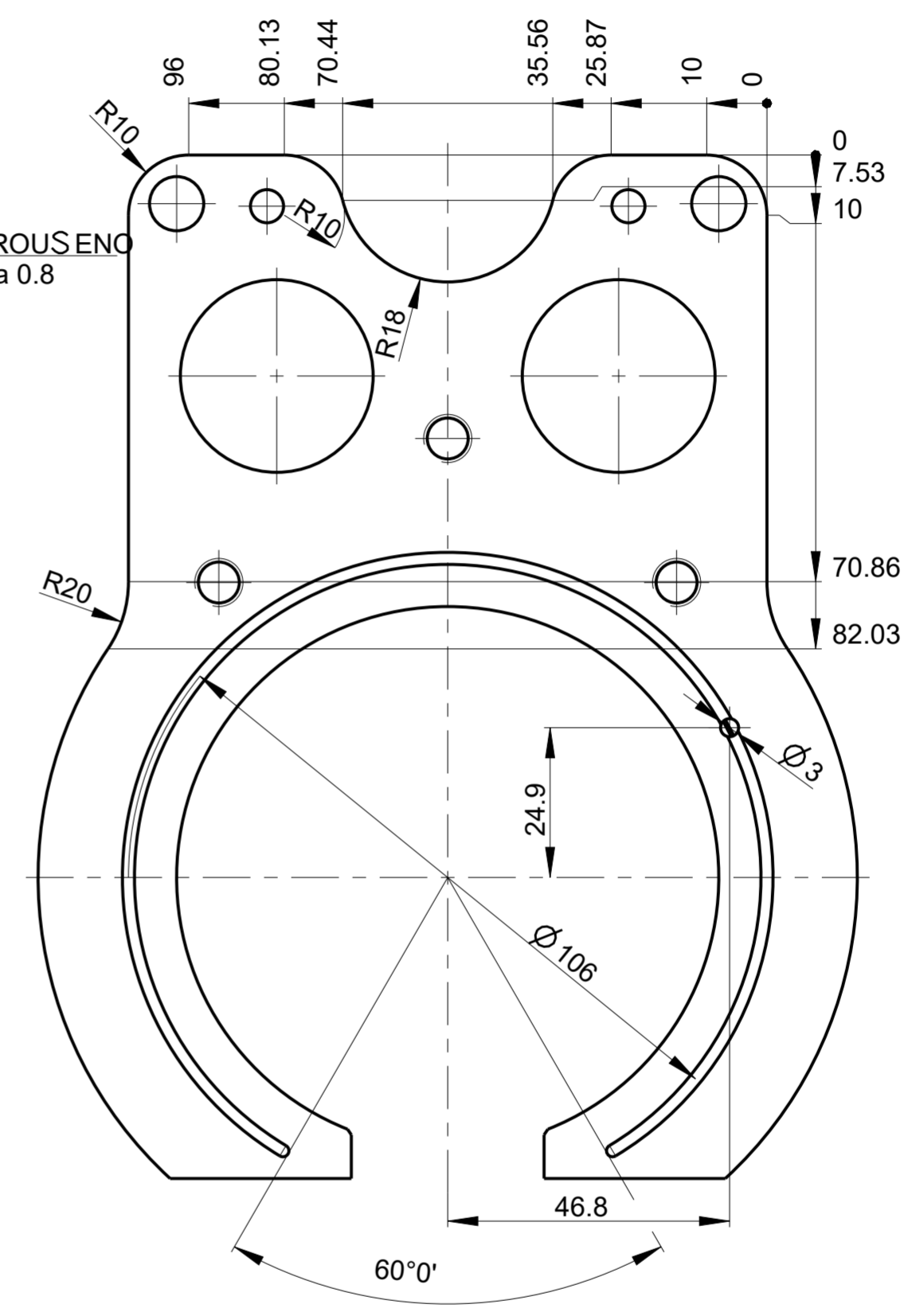
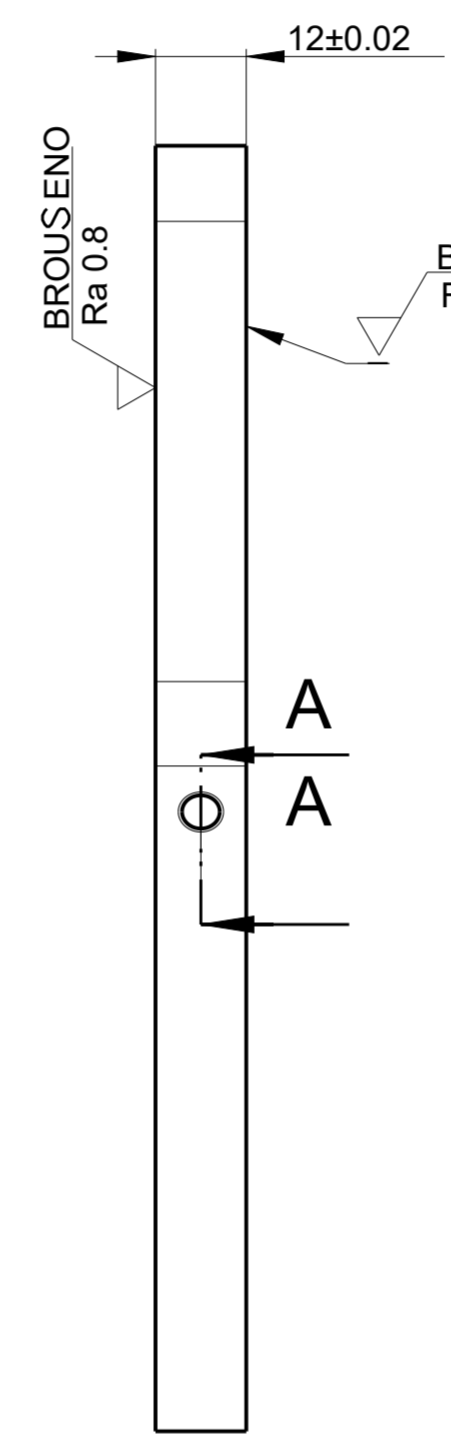
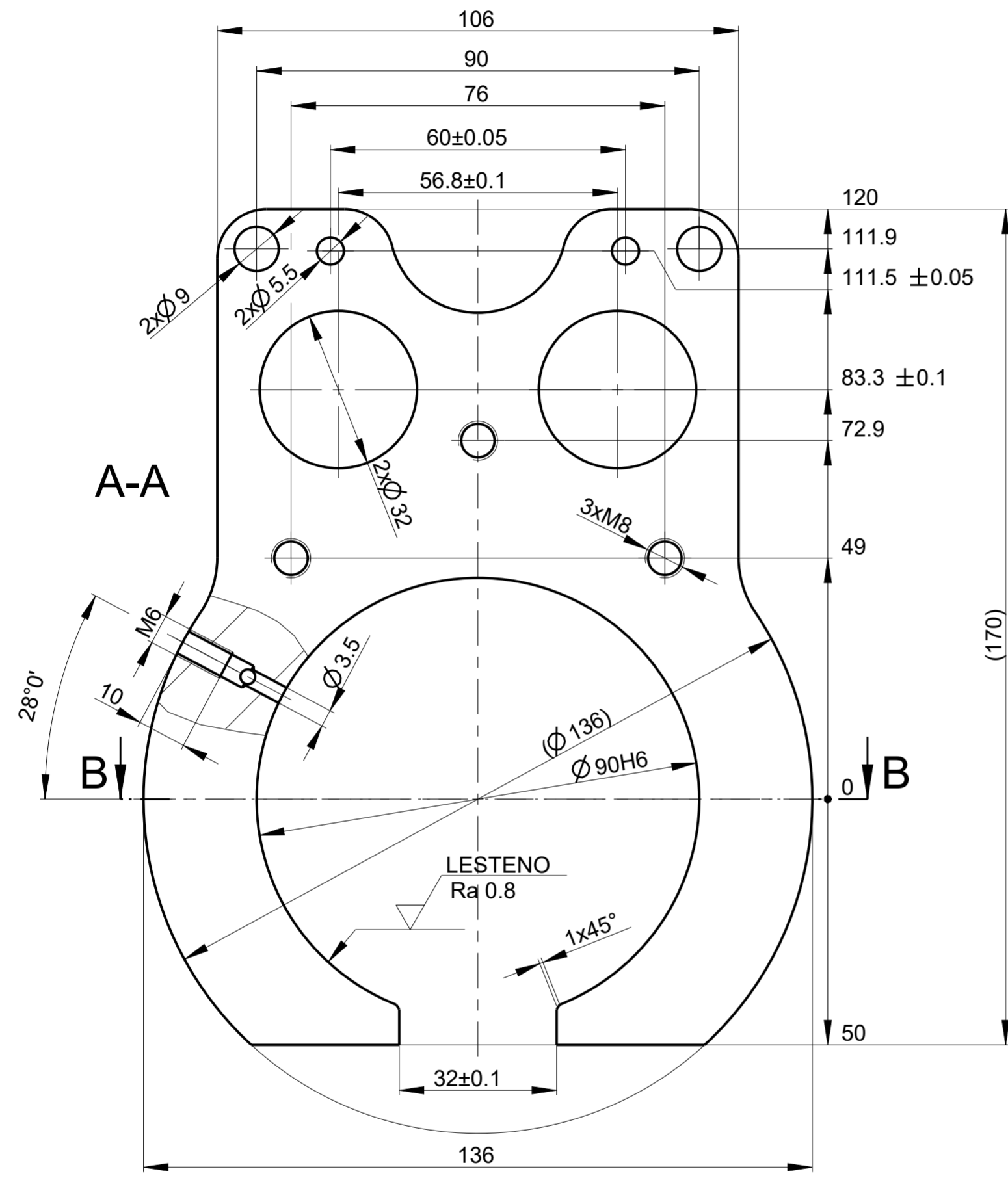


Zmena	Datum	Index	Podpis
Meritko	Navrhl	Kreslil	ŠIMON Jaroslav
1:2	Prezkoušel	Technolog	
C. seznamu	Normaliz.	Schválil	
C. sestavy	Datum	Dec-17-18	
Stary vykr.			
Novy vykr.			

TU v Liberci

SESTAVA
2-BP S14000172-1-0-00

list 1
listu 3

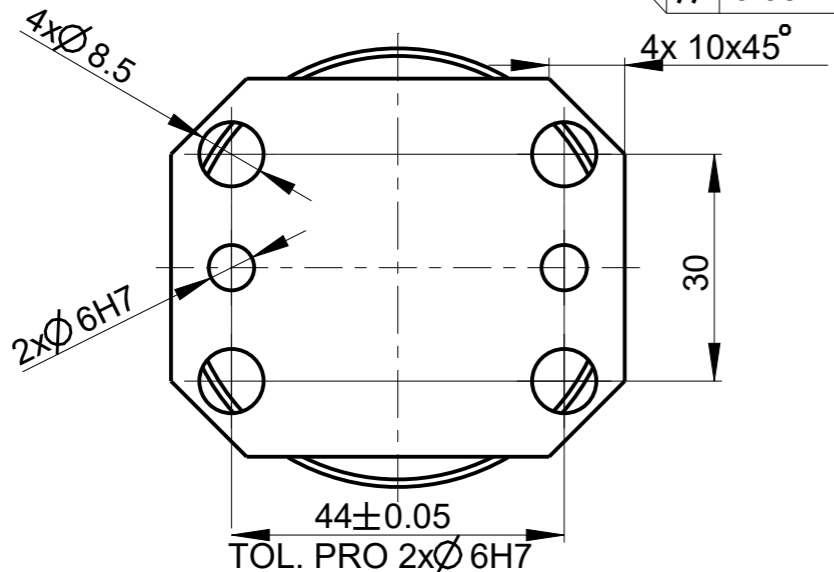
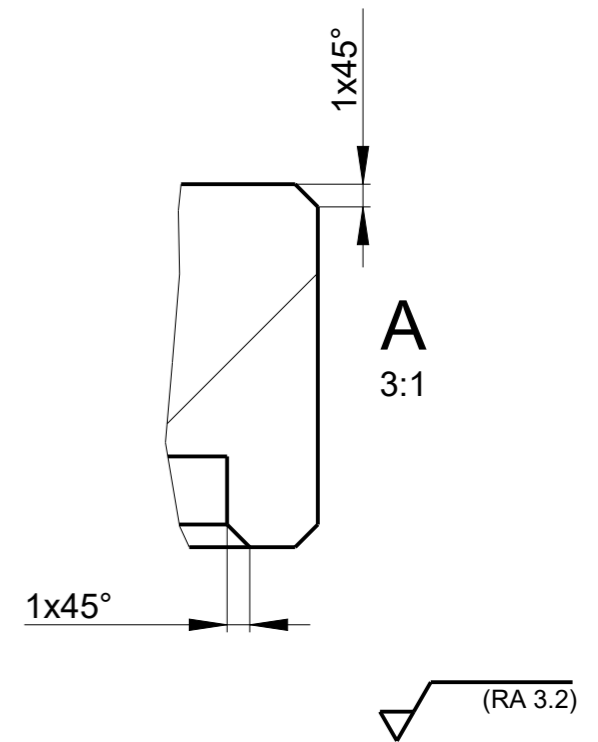
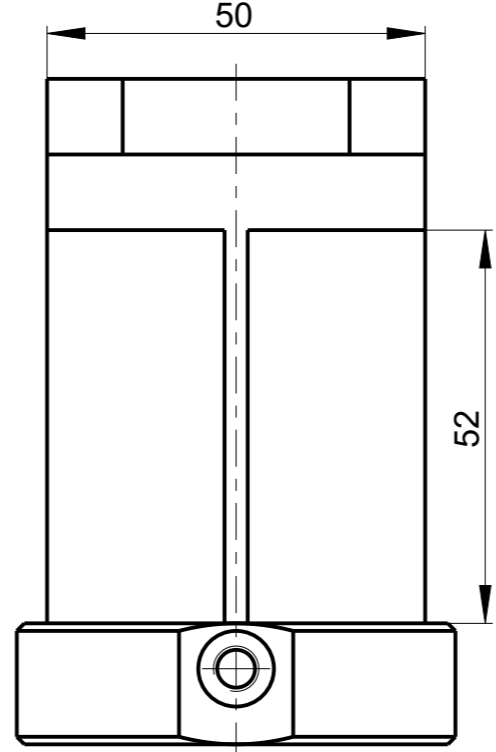
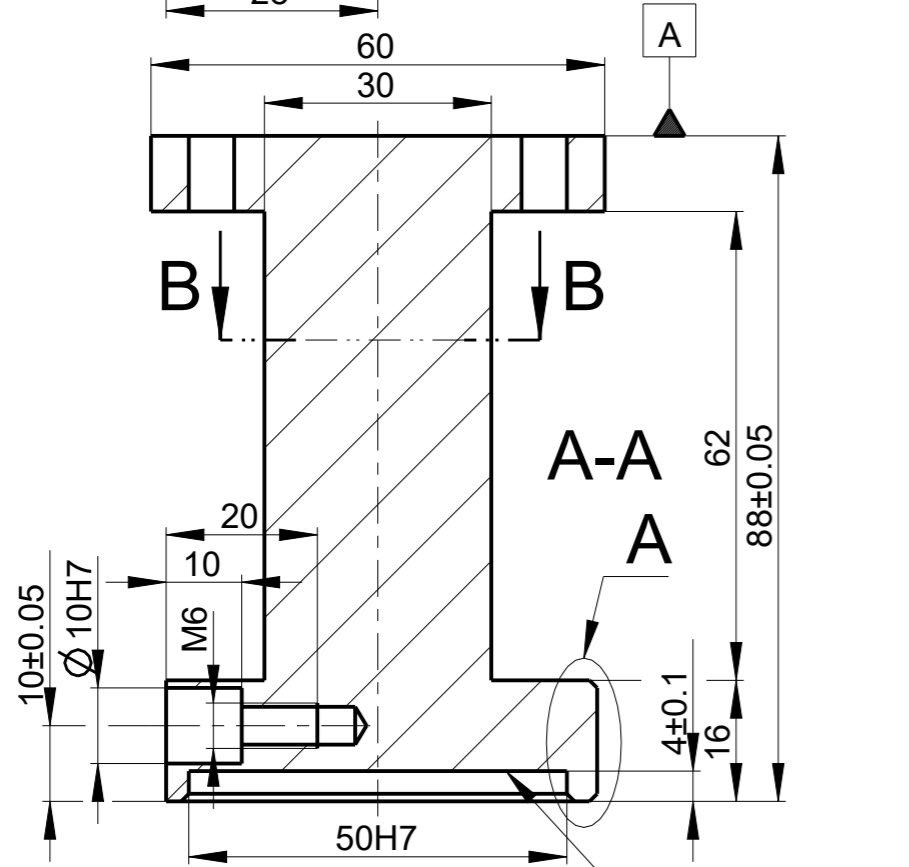
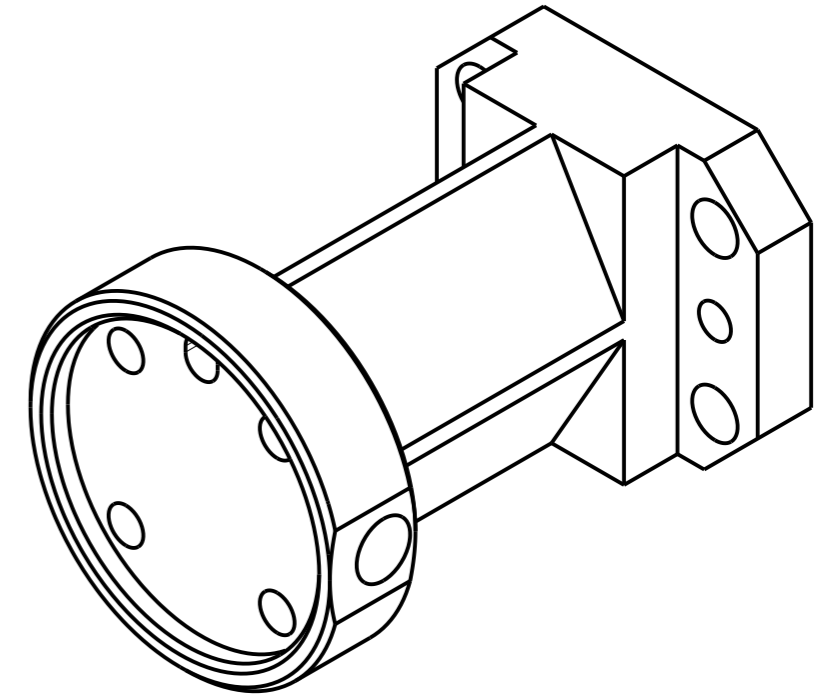
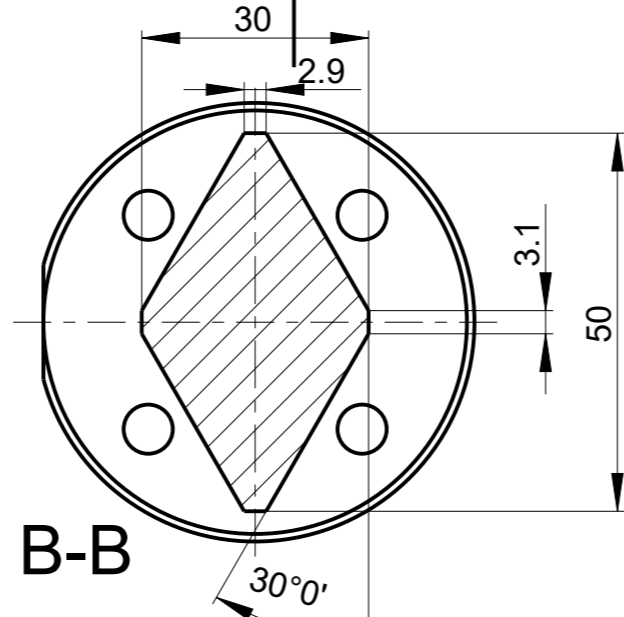
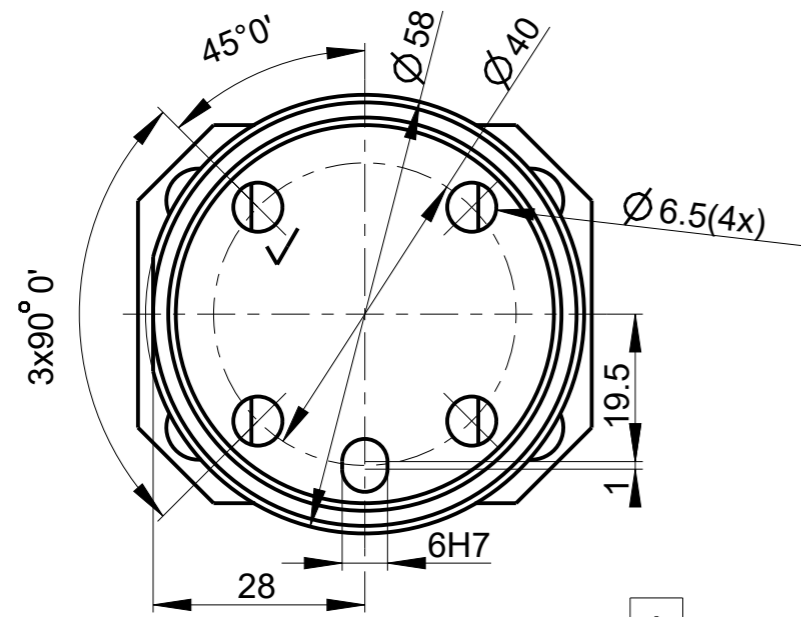


Nidridovat do hloubky 0,4 mm

(Ra 3.2) (Ra 0.8)

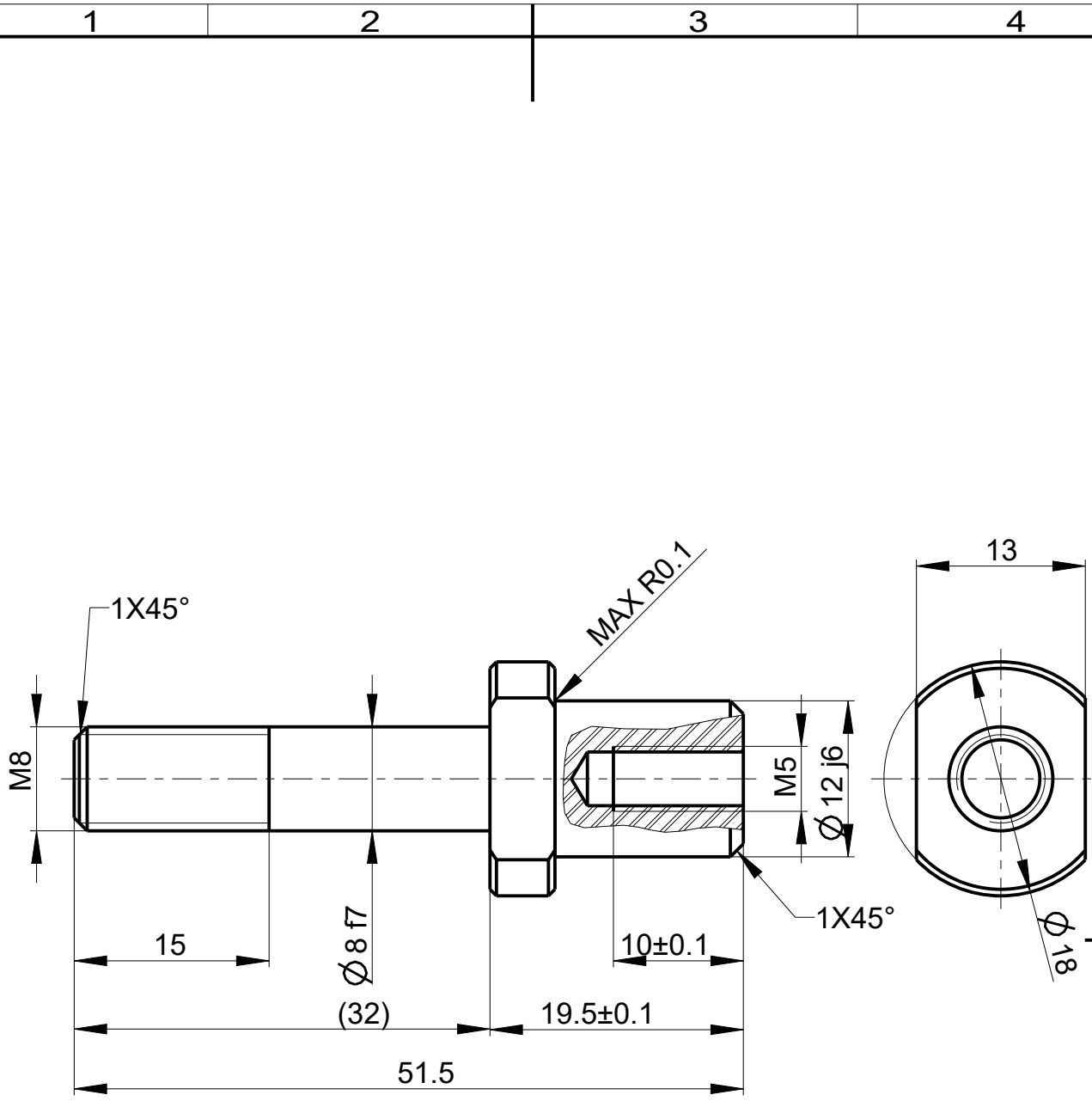
Roz. - Polot.	PL0 140x15-180	ČSN EN 10058	Presnos ISO 2768 - mK
c)	Mater.	14 220	Tr. odp 021
b)	C. hm	0.990 kg	Hr. hm.
a)			
Zmena	Datum	Index	Podpisy
Meritko	Pozn.	Navrh	Kreslil SIMON Jaroslav
1:1		Prezkoušel	
C. seznamu		Technolog	
C. sestavy	2-BP S14000172-1-0-00	Normaliz.	
Stary vykr.		Schválil	
Novy vykr.		Datum	Dec-20-18
Název		SVISLA_DESKA	
Cis. vykresu		2-BP S14000172-1-0-2	
		list 1 listu 1	

TU v Liberci

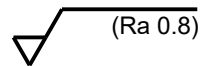


// 0.05 A

Roz. -Polot.		PLO 60X50-92 ENAW 6082 T6				Presnos ISO 2768-mK	
		c)	Mater.	424415	Tr. odp	813	Tolerovani ISO 8015
		b)	C. hm		Hr. hm.		Promítání
		a)					
Zmena	Datum	Index	Podpisy				
Meritko	Pozn.	Navrhl					
1:1		Kreslil					
C. seznamu		Prezkoušel					
C. sestavy		Technolog					
Stary vykr.		Normaliz.					
Novy vykr.		Schválil					
		Datum	Dec-25-18				
				Název			
				DISTANCNI_SLOUPEK			
				Cis. vykresu			
				3-BP-S14000172-1-0-3			
				list 1 listu1			



NEKÓTOVANÁ SRAŽENÍ: 0,5 X45°
černit



Roz. -Polot.		KR20-55		ČSN 42 5510		Presnost ISO 2768-mK	
		c)		Mater.	11 375	Tr. odp	001
		b)		C. hm	0.04 kg	Hr. hm.	
		a)					
Zmena		Datum	Index	Podpisy			
Meritko	Pozn.	Navrhl					
2:1		Kreslil	ŠIMON Jaroslav				
C. seznamu		Prezkousel					
C. sestavy	2-BP S14000172-1-0-00	Technolog					
Stary vykr.		Normaliz.					
Novy vykr.		Schvalil	-				
		Datum	21.12.2018				
						TU v Liberci	
				Nazev		PREDLOHOVY_CEP	
				Cis. vykresu		4-BP S14000172-1-20-4	
						list 1 listu 1	